

Bernd Heißing | Metin Ersøy | Stefan Gies (Hrsg.)

Fahrwerkhandbuch

Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten,
Systeme, Mechatronik, Perspektiven

3. Auflage

ATZ

PRAXIS



Bernd Heißing | Metin Ersoy | Stefan Gies (Hrsg.)

Fahrwerkhandbuch

Bernd Heißing | Metin Ersoy | Stefan Gies (Hrsg.)

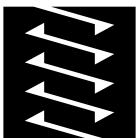
Fahrwerkhandbuch

Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten,
Systeme, Mechatronik, Perspektiven

3., überarbeitete und erweiterte Auflage

Mit 1250 Abbildungen und 84 Tabellen

PRAXIS | ATZ/MTZ-Fachbuch



VIEWEG+
TEUBNER

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der
Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über
<http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Das Fahrwerkhandbuch entstand mit freundlicher Unterstützung der ZF Friedrichshafen AG.
Zuschriften und Verbesserungsvorschläge werden erbeten unter Fahrwerkhandbuch@zf.com.

1. Auflage 2007
- 2., verbesserte und aktualisierte Auflage 2008
- 3., überarbeitete und erweiterte Auflage 2011

Alle Rechte vorbehalten

© Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2011

Lektorat: Ewald Schmitt | Elisabeth Lange

Vieweg+Teubner Verlag ist eine Marke von Springer Fachmedien.

Springer Fachmedien ist Teil der Fachverlagsgruppe Springer Science+Business Media.

www.viewegteubner.de



Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist ohne Zustimmung des Verlags unzulässig und strafbar. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Umschlaggestaltung: KünkelLopka Medienentwicklung, Heidelberg

Satz: KLEMENTZ publishing services, Freiburg

Technische Redaktion: Gabriele McLemore

Druck und buchbindische Verarbeitung: AZ Druck und Datentechnik, Berlin

Gedruckt auf säurefreiem und chlorfrei gebleichtem Papier

Printed in Germany

ISBN 978-3-8348-0821-9

Vorwort

Die Fahrwerktechnik nimmt in der Ausbildung des Fahrzeugeingenieurs eine zentrale Stelle ein. Obwohl die Fahrwerktechnik sich in den letzten 20 Jahren rasant entwickelt hat, insbesondere durch den stetigen Einfluss der Elektronik, fehlte es bislang an einem Handbuch, das gleichermaßen die Grundlagen der Konstruktion und Fahr-dynamik sowie die Komponenten, Systeme, Mechatronik und die künftigen Entwicklungen aufzeigt.

Auf Anregung des Vieweg Verlags wurde die renommierte Reihe ATZ/MTZ-Fachbuch um ein Handbuch zum Thema Fahrwerktechnik ergänzt. Die besonderen Belange von Automobilherstellern, Zulieferern und Hochschule mussten, ohne zu sehr ins Detail zu gehen, in diesem Handbuch Berücksichtigung finden. Dabei wurde besonderer Wert auf die Aktualität und leichte Lesbarkeit gelegt. Alle Themen sind mit zahlreichen Bildern und Tabellen systematisch, verständlich und übersichtlich dargestellt. Der Detaillierungsgrad ist so gehalten, dass den Fahrwerkentwicklern ein kompletter Überblick über das Arbeitsgebiet, den Applikationsingenieuren der Einblick in die Fahrdynamik moderner Automobile und den Studenten eine vollständige Wissensbasis für den späteren Beruf an die Hand gegeben wird. Gleichzeitig wird ein ausführlicher Ausblick in die Zukunft des Fahrwerks ermöglicht.

In einem ersten Teil werden Konzepte, Auslegung und Aufbau, die physikalischen Grundlagen der Längs-, Vertikal- und Querdynamik erklärt und die Fahrwerkkenngroßen mit deren Bedeutung für das Fahrverhalten erläutert. Es schließen sich sehr umfangreiche Beschreibungen der Bestandteile des Fahrwerks wie Bremsen, Lenkung, Federung, Dämpfung, Radführung, Radlagerung bis zu den Reifen und Rädern an. Danach folgt die Darstellung der Achsen und Radaufhängungen. Ein eigener Abschnitt wird dem Fahrkomfort (NVH) mit den Gummiverbundteilen gewidmet. Die modernen Entwicklungsmethoden und -werkzeuge des Entwicklungingenieurs, welche die Planungs- bis Serieneinführungsphase, das Simulieren und Entwerfen bis zum Validieren des Fahrwerkumfangs umfassen, werden dargestellt. Die Systeme, welche die aktuellen Sicherheits- und Komfortansprüche im Fahrwerk erfüllen und dem Fahrer bei der Fahrzeugführung assistieren, werden zuerst mit ihren Grundlagen und dann mit aktuellen Beispielen vorgestellt; sie umfassen alle elektronischen und mechatronischen Fahrwerksysteme, die aktiv, semi-aktiv, adaptiv oder durch X-by-wire funktionieren, sowie die fahrwerkrelevanten Fahrerassistenzsysteme. Das letzte Kapitel beschäftigt sich mit dem Beitrag des Fahrwerks zum Umweltschutz durch Gewichts-, Fahrwiderstands- und Verbrauchsersenkungen. Abschließend werden Konzepte und Systeme für das Fahrwerk von Morgen sowie Fahrwerke für Elektrofahrzeuge untersucht. Vorausschauende und intelligente Fahrwerke und das autonome Fahren sowie die Visionen der „driving chassis“ und „e-corner“ werden diskutiert. In drei alternativen Zukunftsszenarien wird versucht zu prognostizieren, wie das Fahrwerk in 2025 aussehen könnte.

Mit der dritten Auflage wurde das Buch komplett überarbeitet und der Inhalt um ca. 20 % erweitert. Alle Fortschritte der letzten 5 Jahre in der Fahrwerktechnik wurden einbezogen. Zudem wurden mehrere neue Abschnitte aufgenommen, wie z. B. Lenkrad, Räder, Gas-Feder-Dämpfereinheit, Elektrofahrwerke und neueste Fahrerassistenzsysteme. Mit den aktuellsten Fahrwerkentwicklungen und über 500 Literaturhinweisen – ein Großteil davon nach 2000 veröffentlicht – wurde der Stand der Technik im Jahre 2010 umfassend wiedergegeben. Zur besseren Verständlichkeit technischer Erläuterungen wurden außerdem 250 zusätzliche Farabbildungen erstellt.

Mit der dritten Auflage ist der Kreis der Herausgeber um Herrn Prof. Dr.-Ing. Stefan Gies erweitert worden, einem anerkannten Fachmann des Fahrwerks mit langjährigen Universitäts- und Industrieerfahrungen. Somit haben wir sichergestellt, dass das Fahrwerkhandbuch auch in der Zukunft immer aktuell und für alle Fachleute interessant gehalten wird.

In diesem Handbuch haben 35 namhafte Fachexperten von Automobilherstellern, deren Zulieferern und Universitäten ihr aktuelles Wissen zu Papier gebracht. Neben den namentlich erwähnten Autoren, haben viele weitere Fachleute, sei es durch fachliche Diskussion oder Beratung, zum Gelingen des Handbuchs tatkräftig beigetragen. Kurzbeiträge, Empfehlungen, Korrekturen und die Bereitschaft zum fachlichen Gegenlesen haben dabei geholfen. Nicht unerwähnt bleiben sollte die unermüdliche Unterstützung unserer Office-Mannschaft in den Hochschulen (RWTH Aachen und TU München), der Industrie (Audi, Continental, Mubea, Schaeffler KG, FAG, VW, ZF Friedrichshafen) und im Vieweg+Teubner Verlag bei allen organisatorischen Aufgaben. Allen sagen wir an dieser Stelle ein herzliches Dankeschön.

München, im Mai 2011
Prof. Dr.-Ing. Bernd Heißing

Lemförde, im Mai 2011
Prof. Dr.-Ing. Metin Ersoy

Wolfsburg, im Mai 2011
Prof. Dr.-Ing. Stefan Gies

Autorenverzeichnis

Albers, Ingo, Dipl.-Ing. 2.3, 2.4, 2.5, 6.5	ZF Lemförder Fahrwerktechnik GmbH & Co. KG, Lemförde www.zf.com
Binner, Peter, Dipl.-Ing. 5.3	ZF Lemförder Boge, Bonn www.zf.com
Burgstaler, Andree, Dipl.-Ing. 3.3.3.9	ZF Lemförder Fahrwerktechnik GmbH & Co. KG, Lemförde www.zf.com
Causemann, Peter, Dr.-Ing. 3.6	ZF Sachs AG, Schweinfurt
Demmerer, Stephan, Dr. rer.nat. 9.8	ZF Friedrichshafen AG/ZF-TE, Friedrichshafen www.zf.com
Elbers, Christoph, Dr.-Ing. 2.1, 2.3, 2.4, 6.5, 8.1, 8.2, 8.4, 8.5	ZF Lemförder Fahrwerktechnik GmbH & Co. KG, Lemförde www.zf.com
Ersoy, Metin, Prof. Dr.-Ing. 1, 2.5, 3.1, 3.2, 3.4.2.3, 3.5.6.9, 4, 5.1, 6, 8.2 bis 8.5, 8.8, 9.2 bis 9.4, 9.6, 9.7, 9.9	ZF Lemförder Fahrwerktechnik GmbH & Co. KG, Lemförde www.zf.com
Eulenbach, Hans-Dieter, Dr.-Ing. 3.5.7, 3.6.8.3	ZF Sachs AG, Troisdorf
Gädke, Alexander, Dipl.-Ing. 3.4	ZF Lenksysteme GmbH, Schwäbisch Gmünd
Gies, Stefan, Prof. Dr.-Ing. 1.3, 3.4.4, 4.3, 4.7, 9.9	Volkswagen AG, Wolfsburg www.volkswagen.de
Gilsdorf, Hans Joachim, Dipl.-Ing. 3.6	ZF Sachs AG, Schweinfurt
Gold, Martin, Prof. Dr.-Ing. 3.6.9	früher: FH Bingen, Bingen
Greul, Roland, Dipl.-Ing. 3.4	ZF Lenksysteme GmbH, Schwäbisch Gmünd
Gruber, Steffen, Dipl.-Ing. 3.3	Continental Teves AG & Co. oHG, Frankfurt a. M. www.conteves.com
Heißing, Bernd, Univ.-Prof. Dr.-Ing. 1.3, 2.7, 4.1 bis 4.3, 4.7, 9.1, 9.7, 9.9	Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik (FTM) Technische Universität München www.ftm.mw.tum.de
Hoffmann, Carsten, Dr.-Ing. 7.1, 7.2, 8.1 bis 8.3, 8.5	Porsche AG, Weissach www.porsche.de
Hüsemann, Thomas, Dipl.-Ing. 2.1 bis 2.3, 2.5, 2.6	Institut für Kraftfahrwesen (IKA) RWTH Aachen, Aachen www.ika.rwth-aachen.de
Kramer, Klaus, Dipl.-Ing. 5.4 bis 5.6	ZF Lemförder Boge, Damme www.zf.com
Krimmel, Horst, Dr. rer. nat. 7.2 bis 7.8	ZF Friedrichshafen AG/ZF-TE, Friedrichshafen www.zf.com
Mundl, Reinhard, Dipl.-Ing., Dr. Tech. 3.9	Continental AG, Hannover

Neubrand, Jörg, Dr.-Ing. 3.5	Mubea Fahrwerksfedern GmbH, Attendorn www.mubea.com
Ocvirk, Norbert, Dipl.-Ing. 3.3	Continental Teves AG & Co. OHG, Frankfurt a. M. www.contiteves.com
Parthemüller, Peter, Dr.-Ing. 3.8	Schaeffler KG FAG, Schweinfurt www.fag.com
Plank, Robert, Dr.-Ing. 3.8	Schaeffler KG FAG, Schweinfurt www.fag.com
Remfrey, James, Dipl.-Ing. 3.3	Continental Teves AG & Co. oHG, Frankfurt a. M. www.contiteves.com
Rosemeier, Thomas, Dr.-Ing. 3.2	ZF Friedrichshafen AG/ZF-TE, Friedrichshafen www.zf.com
Sauer, Wolfgang, Dr.-Ing. 5.1, 5.2	Novisys, Bad Soden
Schäfer, Burkhardt, Dipl.-Ing. 3.4.3	ZF-LS Bremen, Nacam Deutschland GmbH, Bremen www.zf-lenksysteme.com
Schick, Bernhard, Dipl.-Ing. 3.9.6.4, 3.9.7, 3.9.8	IPG Automotive GmbH, Karlsruhe www.ipg.de
Schimmel, Christian, Dr.-Ing. 2.7, 2.8, 8.6 bis 8.8, 9.1, 9.5	Audi AG, Ingolstadt www.audi.de
Schröder, Carsten, Dipl.-Ing. 3.9	Continental AG, Hannover www.conti.de
Siemer, Hubert, Dipl.-Ing. 5.7 bis 5.9	ZF Lemförder Boge, Damme www.zf.com
Volk, Heiner, Dipl.-Ing. 3.9	Continental AG, Hannover www.conti.de
Vortmeyer, Jens, Dipl.-Ing. 8.4.3	ZF Lemförder Fahrwerktechnik GmbH & Co. KG, Lemförde www.zf.com
Wies, Burkhard, Dr.-Ing. 3.9	Continental AG, Hannover www.conti.de

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung und Grundlagen	1
1.1 Geschichte, Definition, Bedeutung	2
1.1.1 Entstehungsgeschichte	2
1.1.2 Definition und Abgrenzung	8
1.1.3 Aufgabe und Bedeutung	8
1.2 Fahrwerkaufbau	9
1.2.1 Fahrzeugklassen	9
1.2.2 Antriebskonzepte	11
1.2.3 Fahrwerkkonzeption	14
1.2.4 Trends in der Fahrwerkkonzeption	14
1.3 Fahrwerkauslegung	16
1.3.1 Anforderungen an das Fahrwerk	17
1.3.2 Fahrwerk-Kinematikauslegung	19
1.3.3 Kinematik der Radaufhängung	19
1.3.3.1 Kenngrößen des Fahrwerks am Fahrzeug	19
1.3.3.2 Momentanpole der Radaufhängung	21
1.3.3.3 Radhubkinematik	22
1.3.3.4 Kenngrößen der Radhubkinematik	22
1.3.3.5 Kenngrößen der Lenkkinetik	25
1.3.3.6 Kinematische Kennwerte aktueller Fahrzeugsmodelle	29
1.3.3.7 Raderhebungskurven	29
1.3.3.8 Software zur Radkinematikberechnung	32
1.3.4 Elastokinematik und Bauteilelastizitäten der Radaufhängung	33
1.3.5 Zielwerte für die Kenngrößen	34
1.3.6 Synthese der Radaufhängungen	34
2 Fahrdynamik	37
2.1 Fahrwiderstände und Energiebedarf	38
2.1.1 Fahrwiderstände	38
2.1.1.1 Radwiderstände	38
2.1.1.2 Anteil der Fahrbahn $F_{R,Tr}$	42
2.1.1.3 Luftwiderstand	46
2.1.1.4 Steigungswiderstand	46
2.1.1.5 Beschleunigungswiderstand	48
2.1.1.6 Gesamtfahrwiderstand	49
2.1.2 Seitenwindkräfte	49
2.1.3 Leistungs- und Energiebedarf	52
2.1.4 Kraftstoffverbrauch	53
2.2 Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn	55
2.2.1 Physik der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn	57
2.2.1.1 Bremsen und Antreiben	60
2.2.1.2 Kurvenfahrt	62
2.2.2 Reifenkräfte im Detail	66
2.2.3 Wirkung der Reifenkräfte auf die Fahrstabilität	68
2.3 Längsdynamik	69
2.3.1 Anfahren und Bremsen	70
2.3.1.1 Bremsnickausgleich	70
2.3.1.2 Anfahrnickausgleich	71
2.3.1.3 Lastwechsel bei Geradeausfahrt	71
2.4 Vertikaldynamik	72
2.4.1 Aufbaufedern	72
2.4.1.1 Federübersetzung	73
2.4.1.2 Eigenfrequenzen	73
2.4.2 Schwingungsdämpfer	74

2.4.3	Fahrbahn als Anregung	75
2.4.3.1	Harmonische Anregungen	75
2.4.3.2	Periodische Unebenheiten	76
2.4.3.3	Stochastische Unebenheiten	76
2.4.3.4	Spektrale Dichte der Fahrbahnunebenheiten	77
2.4.3.5	Gemessene, reale Fahrbahnunebenheiten	77
2.4.4	Zweimassen Feder-Dämpfersystem mit dem Reifen als Federelement	78
2.4.5	Federungsmodelle	80
2.4.5.1	Einmassen-Ersatzsystem	80
2.4.5.2	Zweimassen-Ersatzsystem	80
2.4.5.3	Erweiterung um Sitzfederung	81
2.4.5.4	Einspur-Federungsmodell	82
2.4.5.5	Zweispur-Federungsmodell	83
2.4.6	Parametervariation	85
2.4.7	Verknüpfung Fahrbahn–Fahrzeug	87
2.4.7.1	Spektrale Dichte der Aufbaubeschleunigung	88
2.4.7.2	Spektrale Dichte der Radlastschwankungen	89
2.4.8	Menschliche Schwingungsbewertung	90
2.4.9	Erkenntnisse aus den vertikaldynamischen Grundlagen	91
2.5	Querdynamik	92
2.5.1	Anforderungen an das Fahrverhalten	92
2.5.2	Lenkkinematik	93
2.5.2.1	Statische Lenkungsauslegung	94
2.5.2.2	Dynamische Lenkungsauslegung	94
2.5.3	Fahrzeugmodellierung	95
2.5.3.1	Einfaches Einspurmodell	95
2.5.3.2	Einfache Betrachtungen der Fahrdynamik	97
2.5.3.3	Bewegungsvorgänge beim Über- und Untersteuern	100
2.5.3.4	Erweitertes Einspurmodell mit Hinterradlenkung	100
2.5.3.5	Nichtlineares Einspurmodell	102
2.5.3.6	Instationäre Betrachtungen des einfachen Einspurmodells	103
2.5.4	Die Regelstrecke „Fahrzeug“ im Regelkreis	106
2.5.4.1	Dynamisches Verhalten der Regelstrecke Fahrzeug	106
2.5.4.2	Schwimmwinkelkompensation mittels Hinterradlenkung	109
2.5.5	Frequenzgangbetrachtung bei variierten Fahrzeugkonfigurationen	110
2.5.5.1	Variation der Fahrgeschwindigkeit	111
2.5.5.2	Variation des Gierträgheitsmomentes	111
2.5.5.3	Variation der hinteren Schräglaufsteifigkeit	111
2.5.6	Zweispur-Fahrzeugmodellierung	112
2.5.7	Parametervariation	115
2.5.7.1	Variation der Schwerpunkthöhe (Variante 1)	115
2.5.7.2	Variation der Schwerpunktllage in Längsrichtung (Variante 2)	116
2.5.7.3	Variation der Wankachse (Variante 3)	116
2.5.7.4	Variation der Wankfederverteilung (Variante 4)	117
2.5.7.5	Variation des Antriebskonzepts (Variante 5)	118
2.6	Allgemeine Fahrdynamik	119
2.6.1	Wechselwirkungen zwischen Vertikal-, Längs- und Querdynamik	119
2.6.1.1	Vertikalkraftschwankungen	119
2.6.2	Kritische Fahrsituationen	120
2.6.2.1	Bremsen in der Kurve	120
2.6.2.2	Beschleunigte Kurvenfahrt	121
2.6.2.3	Lastwechsel in der Kurve	122
2.6.2.4	Vertikalanregung durch Fahrbahnunebenheiten bei Kurvenfahrt	123
2.6.2.5	Bremsen und Anfahren auf einer inhomogenen Fahrbahnoberfläche (μ -Split)	123
2.7	Fahrverhalten	124
2.7.1	Beurteilung des Fahrverhaltens	125
2.7.2	Fahrmanöver	126
2.7.3	Fahrmanöver Parameterraum	129
2.7.4	Abstimmungsmaßnahmen	131
2.7.4.1	Abstimmungsmaßnahmen zum stationären Lenkverhalten	131

2.7.5 Subjektive Fahrverhaltensbeurteilung	131
2.7.5.1 Bewertungsmethoden und Darstellung	131
2.7.5.2 Anfahrverhalten	134
2.7.5.3 Bremsverhalten	134
2.7.5.4 Lenkverhalten	134
2.7.5.5 Kurvenverhalten	138
2.7.5.6 Geradeausfahrt	138
2.7.5.7 Fahrkomfort (subjektiv)	138
2.7.6 Objektive Fahrverhaltensbeurteilung	143
2.7.6.1 Messgrößen	143
2.7.6.2 Anfahrverhalten	143
2.7.6.3 Bremsverhalten	144
2.7.6.4 Lenkverhalten	146
2.7.6.5 Kurvenverhalten	147
2.7.6.6 Geradeausfahrt	149
2.7.6.7 Fahrkomfort (objektiv)	151
2.8 Aktive und passive Sicherheit	151
3 Bestandteile des Fahrwerks	155
3.1 Struktur des Fahrwerks	155
3.1.1 Funktionelle Struktur des Fahrwerks	155
3.1.2 Modulare Struktur des Fahrwerks	156
3.1.3 Bestandteile des Fahrwerks	156
3.2 Antriebsstrang	157
3.2.1 Anordnungen	157
3.2.2 Achsgetriebe	157
3.2.2.1 Differenziale	157
3.2.2.2 Sperrdifferenziale	158
3.2.2.3 Aktive Sperrdifferenziale	159
3.2.2.4 Torque Vectoring	159
3.2.3 Allradantrieb (Längsverteiler)	161
3.2.4 Allradantrieb (Längs-/Querverteiler)	162
3.2.5 Betriebsstrategien	163
3.2.6 Aktuelle Allradsysteme	163
3.2.7 Seitenwellen	165
3.3 Radbremsen und Bremssysteme	166
3.3.1 Aufgaben und Grundlagen	166
3.3.2 Arten von Bremsanlagen	167
3.3.2.1 Allgemeine Anforderungen	167
3.3.3 Gesetzliche Vorschriften	169
3.3.4 Auslegung der Bremsanlage	169
3.3.4.1 Bremskraftverteilung	169
3.3.4.2 Dimensionierung	171
3.3.4.3 Bremskennung	171
3.3.5 Bremsmomente und Dynamik	172
3.3.5.1 Bremsmomente	172
3.3.5.2 Bremsdynamik	173
3.3.6 Komponenten des Bremssystems	173
3.3.6.1 Bremssattel	174
3.3.6.2 Bremsscheiben	178
3.3.6.3 Bremsbeläge	179
3.3.6.4 Trommelbremsen	179
3.3.6.5 Bremseitigungen und -schläuche	181
3.3.6.6 Bremsflüssigkeit	181
3.3.6.7 Bremskraftverstärker	182
3.3.6.8 Tandem-Hauptzylinder	184
3.3.6.9 Mensch-Maschine-Schnittstelle (HMI)	185
3.3.7 Elektronische Bremsregelsysteme	189
3.3.7.1 Bremsassistent (MBA, EBA, HBA)	189
3.3.7.2 Hydraulisch/Elektronische Regeleinheit (HECU)	191

3.3.7.3 Raddrehzahlsensor	192
3.3.7.4 Funktionen der elektronischen Bremssysteme	193
3.3.8 Neuartige Bremssysteme	199
3.3.8.1 Elektrohydraulische Bremse (EHB)	199
3.3.8.2 Elektromechanische Bremse (EMB)	200
3.3.8.3 Elektrohydraulische Kombibremse (EHC)	201
3.3.8.4 Regenerative Bremssysteme	202
3.3.9 Vernetztes Chassis	203
3.4 Lenksysteme	205
3.4.1 Anforderungen und Bauformen	205
3.4.2 Hydraulische Zahnstangenlenkung	207
3.4.2.1 Technik und Funktion	207
3.4.2.2 Aufbau und Bauteile	210
3.4.2.3 Spurstangen	213
3.4.3 Lenkstrang und Lenksäule	217
3.4.3.1 Komponenten und Funktionseinheiten	217
3.4.3.2 Auslegung und Erprobung	219
3.4.3.3 Crashanforderungen und Energieverzehrmechanismen	220
3.4.3.4 Ausblick und Modularisierung	223
3.4.4 Lenkrad	223
3.4.5 Elektromechanische Lenkung	225
3.4.5.1 Bauformen	225
3.4.5.2 Aufbau und Vorteile	227
3.4.5.3 Bedeutung der Lenkung für die Assistenzsysteme	230
3.4.6 Überlagerungs- oder Aktivlenkung	231
3.4.6.1 Überlagerung von Momenten	231
3.4.6.2 Überlagerung von Winkeln	232
3.4.6.3 Stellervarianten der Aktivlenkung	232
3.4.6.4 Überlagerungsaktor am Lenkgetriebe	232
3.4.6.5 Überlagerungsaktor in der Lenksäule	234
3.4.6.6 Steuergerät und Sicherheitskonzept	235
3.4.6.7 Funktionen der Aktivlenkung	235
3.4.7 Zahnstangenservolenkung mit Momenten- und Winkelsteller	237
3.4.8 Hinterachs- und Allradlenkung	238
3.4.9 Steer-by-wire-Lenksystem und Einzelradlenkung	240
3.4.9.1 Systemkonzept und Bauteile	241
3.4.9.2 Technik, Vorteile und Chancen	243
3.5 Federn und Stabilisatoren	244
3.5.1 Aufgabe der Federung	244
3.5.2 Systematik der Federarten	245
3.5.3 Konstruktion und Berechnung von Stahlfedern	245
3.5.3.1 Blattfedern	245
3.5.3.2 Drehstabfedern	248
3.5.3.3 Stabilisatoren	249
3.5.3.4 Schraubenfedern	257
3.5.4 Werkstoffe für Stahlfedern	265
3.5.5 Herstellung von Stahlfedern	267
3.5.5.1 Warmumformung	267
3.5.5.2 Vergütung warmgeformter Federn	269
3.5.5.3 Kaltumformung	269
3.5.5.4 Kugelstrahlen	270
3.5.5.5 Plastifizieren	271
3.5.5.6 Korrosionsschutz	271
3.5.5.7 Endkontrolle und Markierung	272
3.5.6 Compositfedern	272
3.5.7 Federung für Niveauregelung	273
3.5.7.1 Aufgaben und Bauarten	273
3.5.7.2 Berechnung von Gasfedern und deren Eigenschaften	274
3.5.8 Federung durch Elastomerfeder	277
3.5.9 Federung durch Gaskompression	277

3.5.9.1 Vor- und Nachteile von Gasfedern	278
3.5.9.2 Luftfederung	278
3.5.9.3 Hydropneumatische Federung	279
3.6 Dämpfung	279
3.6.1 Aufgabe der Dämpfung	279
3.6.2 Teleskopdämpfer-Bauarten	283
3.6.2.1 Zweirohrdämpfer	283
3.6.2.2 Einrohrdämpfer	284
3.6.2.3 Vergleich beider Dämpferarten	284
3.6.2.4 Sonderbauarten	285
3.6.3 Stoßdämpferberechnung	285
3.6.4 Zusatzfunktionen im Dämpfer	286
3.6.4.1 Zug- und Druckanschläge	286
3.6.4.2 Hubabhängige Dämpfung	289
3.6.4.3 Amplitudenselektive Dämpfung	290
3.6.5 Dämpflager	291
3.6.6 Semiaktive Dämpfung	292
3.6.6.1 Lastabhängige Dämpfung	292
3.6.6.2 Elektrisch verstellbare Dämpfung	292
3.6.7 Alternative Dämpfungsprinzipien	296
3.6.7.1 Dämpfer mit rheologischen Flüssigkeiten	297
3.6.7.2 Verbunddämpfung	297
3.6.7.3 Elektrischer Dämpfer	298
3.6.8 Kombinierte Feder-/Dämpfereinheiten	298
3.6.8.1 Federträger und Federbein	298
3.6.8.2 Hydropneumatische Federung	300
3.6.8.3 Selbstpumpendes, hydropneumatisches Feder- und Dämpferelement	300
3.6.8.4 Luftfederung und hydraulischer Dämpfer	303
3.6.9 Gas-Feder-Dämpfereinheiten (GFD)	305
3.6.9.1 Physikalische Grundlagen	305
3.6.9.2 Auslegung der Gas-Feder-Dämpfereinheit	309
3.6.9.3 Ausführungsbeispiele von Gas-Feder-Dämpfereinheiten	315
3.6.9.4 Formelzeichen und Basisformeln der Gas-Feder-Dämpfer-Einheiten	317
3.7 Radführung	317
3.7.1 Aufgaben, Struktur und Systematik	317
3.7.2 Lenker Aufgaben, Struktur und Systematik	319
3.7.2.1 Führungslenker	320
3.7.2.2 Traglenker	320
3.7.2.3 Hilfslenker	321
3.7.2.4 Anforderungen an Fahrwerkslenker	321
3.7.2.5 Werkstoffe für Fahrwerkslenker	321
3.7.2.6 Herstellverfahren für Fahrwerklenker	322
3.7.2.7 Herstellverfahren für Aluminiumlenker	330
3.7.2.8 Auslegung und Optimierung der Lenker	331
3.7.2.9 Integration der Gelenke an den Lenker	332
3.7.3 Kugelgelenk	333
3.7.3.1 Aufgabe und Anforderungen	333
3.7.3.2 Systematik für Kugelgelenke	334
3.7.3.3 Aufbau der Kugelgelenke	334
3.7.3.4 Lagersystem (Schale, Fett)	337
3.7.3.5 Dichtringsystem (Balg, Spannring)	340
3.7.3.6 Führungsgelenke	343
3.7.3.7 Traggelenke	344
3.7.3.8 Hülsengelenke	346
3.7.4 Gummilager	347
3.7.4.1 Aufgabe, Anforderungen, Funktion	347
3.7.4.2 Ausführungen	350
3.7.5 Drehgelenk	351
3.7.6 Drehschubgelenk	352
3.7.7 Kugelschubgelenk	353

3.7.8 Achsträger	353
3.7.8.1 Aufgabe und Anforderungen	353
3.7.8.2 Systematik und Bauarten	354
3.8 Radträger und Radlager	356
3.8.1 Bauarten für Radträger	357
3.8.2 Werkstoffe und Herstellverfahren für Radträger	358
3.8.3 Bauarten für Radlager	358
3.8.3.1 Dichtung	362
3.8.3.2 Schmierung	362
3.8.3.3 ABS-Sensoren	363
3.8.4 Herstellung von Radlagern	365
3.8.4.1 Ringe und Flansche	365
3.8.4.2 Käfige und Wälzkörper	365
3.8.4.3 Montage	366
3.8.5 Anforderung, Auslegung und Erprobung	366
3.8.5.1 Ermüdungslebensdauer (Überrollfestigkeit) des Radlagers	368
3.8.5.2 Bauteilstabilität und Kippsteifigkeit	370
3.8.5.3 Verifizierung durch Prüfmethoden	371
3.8.6 Ausblick	373
3.9 Reifen und Räder	377
3.9.1 Anforderungen an den Reifen	377
3.9.1.1 Gebrauchseigenschaften	377
3.9.1.2 Gesetzliche Anforderungen	381
3.9.1.3 Umweltaspekte	382
3.9.2 Bauarten, Aufbau und Material	383
3.9.2.1 Reifenbauarten	383
3.9.2.2 Reifenaufbau	383
3.9.2.3 Sommer-, Winter-, All-Seasonreifen	384
3.9.2.4 Reifenmaterialien	384
3.9.2.5 Viskoelastische Eigenschaften von Gummi	386
3.9.3 Kraftübertragung Reifen–Fahrbahn	387
3.9.3.1 Tragverhalten	387
3.9.3.2 Kraftschlussverhalten, Aufbau von Horizontalkräften	387
3.9.3.3 Antreiben und Bremsen, Umfangskräfte	388
3.9.3.4 Schräglauf, Seitenkräfte und Rückstellmomente	389
3.9.3.5 Schräglaufsteifigkeit	390
3.9.3.6 Reifen unter Quer- und Längsschlupf	391
3.9.3.7 Reifengleichförmigkeit	392
3.9.4 Reifenmodelle für die Simulation	392
3.9.4.1 Reifenmodelle für die Horizontaldynamik	392
3.9.4.2 Reifenmodelle mit Finiten Elementen (FEM-Modelle)	394
3.9.4.3 Reifenmodelle für die Vertikaldynamik	394
3.9.4.4 Reifenmoden	395
3.9.4.5 Eigenschwingung der Kavität	395
3.9.4.6 Gesamtmodelle	395
3.9.5 Auswahl und Entwicklung von Reifen und Rädern	396
3.9.5.1 Reifen	396
3.9.5.2 Rad	396
3.9.6 Moderne Reifentechnologien	397
3.9.6.1 Reifensoristik	397
3.9.6.2 Reifennotlaufsysteme	399
3.9.6.3 Reifen und Regelsysteme	400
3.9.6.4 High-Performance-(HP-) und Ultra-High-Performance-(UHP-)Reifen	401
3.9.7 Test und Messmethoden im Fahrversuch	403
3.9.7.1 Subjektive Testverfahren	403
3.9.7.2 Objektive Testverfahren für die Längshaftung	404
3.9.7.3 Objektive Testverfahren für die Seitenhaftung	405
3.9.7.4 Akustik	405
3.9.8 Test und Messmethoden im Labor	405
3.9.8.1 Grundkonzepte für Reifenprüfstände	405

3.9.8.2	Festigkeitsprüfung	406
3.9.8.3	Charakteristikmessungen am Prüfstand	406
3.9.8.4	Charakteristikmessungen mit dem Laborfahrzeug	407
3.9.8.5	Rollwiderstandsmessung	407
3.9.8.6	Uniformity- und Geometrie-Messung	408
3.9.8.7	Streckenmessung und Modellierung	409
3.9.8.8	Verlustleistungsanalyse	409
3.9.8.9	Reifentemperaturverfahren	410
3.9.9	Zukünftige Reifentechnologien	411
3.9.9.1	Materialentwicklung	411
3.9.9.2	Rollwiderstandsenkung (Sparreifen)	411
3.9.9.3	Neuartige Reifenkonzepte	412
4	Achsen und Radaufhängungen	417
4.1	Starrachsen	419
4.1.1	Starrachsen mit Längsblattfederführung	421
4.1.2	Starrachsen mit Längs- und Querlenker	422
4.1.3	De-Dion-Achse: angetriebene Starrachse mit Zentralgelenk	424
4.1.4	Starrachsen mit Zentralgelenk- und Querlenkerführung (Deichselachse)	424
4.2	Halbstarrachsen	424
4.2.1	Verbundlenkerachsen	424
4.2.1.1	Torsionskurbelachse	426
4.2.1.2	Koppellenkerachse	426
4.2.1.3	Verbundlenkerachse	427
4.2.1.4	Verbundlenkerachse mit Wattgestänge	427
4.2.1.5	Verbundlenkerachse mit entkoppeltem Radträger	427
4.2.2	Dynamische Verbundachse (DVA)	428
4.3	Einzelradaufhängungen	428
4.3.1	Kinematik der Einzelradaufhängung	428
4.3.2	Eigenschaften der Einzelradaufhängungen	431
4.3.3	Einzelradaufhängungen mit einem Lenker	431
4.3.3.1	Längslenker-Einzelradaufhängungen	431
4.3.3.2	Schräglenker-Einzelradaufhängungen	432
4.3.3.3	Schraublenker-Einzelradaufhängungen	434
4.3.4	Einzelradaufhängungen mit zwei Lenkern	434
4.3.4.1	Quer-Längs-Pendelachsen	434
4.3.4.2	Trapezlenker mit einem Querlenker	434
4.3.4.3	Trapezlenker mit einem flexiblen Querlenker (Porsche Weissachachse)	435
4.3.5	Einzelradaufhängungen mit drei Lenkern	435
4.3.5.1	Längslenker mit zwei Querlenkern	435
4.3.5.2	Längslenker mit zwei Schräglenkern (Zentrallenker-Einzelradaufhängung)	436
4.3.5.3	Doppelquerlenker-Einzelradaufhängungen	436
4.3.6	Vierlenker – Einzelradaufhängungen der Hinterachse (Mehrlenker)	439
4.3.6.1	Mehrlenkerhinterachsen durch Auflösung des unteren 3-Punkt-Lenkers	440
4.3.6.2	Mehrlenkerhinterachsen durch Auflösung der oberen 3-Punkt-Lenker	441
4.3.6.3	Trapezlenkeraufhängung (Integrallenker)	441
4.3.6.4	Mehrlenkerhinterachsen mit Längslenker	442
4.3.7	Vierlenker – Einzelradaufhängungen der Vorderachse (Mehrlenker)	444
4.3.8	Einzelradaufhängungen mit fünf Lenkern	446
4.3.8.1	Fünflenker Einzelradaufhängung – Vorderachse	446
4.3.8.2	Fünflenker Einzelradaufhängung – Hinterachse (Raumlenker)	446
4.3.9	Federbein-Einzelradaufhängungen	448
4.3.9.1	Dreieckslenker-Federbeinaufhängung	448
4.3.9.2	McPherson mit Querverbindungstraverse	450
4.3.9.3	McPherson mit optimiertem Lenker	450
4.3.9.4	McPherson mit aufgelöstem unteren Lenker (Dreilenker-Federbein)	450
4.3.9.5	McPherson mit doppeltem Radträger	451
4.3.9.6	Federbeinaufhängung für die Hinterachse	451
4.4	Einzelradaufhängungen der Vorderachse	452
4.4.1	Anforderungen an die Vorderachsauflösungen	452

4.4.2 Komponenten der Vorderachse	453
4.4.3 Einsatzgebiete der Vorderachstypen	454
4.4.4 Besonderheiten der Vorderachsaufhängungen	454
4.5 Einzelradaufhängungen der Hinterachse	455
4.5.1 Anforderungen an die Hinterachse	455
4.5.2 Komponenten der Hinterachse	457
4.5.3 Einsatzgebiete der Hinterachstypen	457
4.5.4 Besonderheiten der Hinterachsaufhängungen	458
4.5.4.1 Nicht angetriebene Hinterachse	458
4.5.4.2 Angetriebene Hinterachse	458
4.5.4.3 Verbundlenker Hinterachsen	458
4.5.4.4 Mehrlenker Hinterachsen	459
4.6 Gesamtfahrwerk	459
4.6.1 Zusammenspiel von Vorder- und Hinterachse	459
4.6.2 Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs	459
4.6.3 Achslastverlagerungen	459
4.6.4 Konstruktionskatalog als Auswahlhilfe für die Achstypen	459
4.7 Radaufhängungen der Zukunft	460
4.7.1 Achstypen der letzten 20 Jahre	460
4.7.2 Häufigkeit der aktuellen Achstypen	460
4.7.3 Die zukünftigen Vorderachstypen (Tendenzen)	462
4.7.4 Die zukünftigen Hinterachstypen (Tendenzen)	462
5 Fahrkomfort	465
5.1 Grundlagen, Mensch und NVH	465
5.1.1 Begriffe und Definitionen	465
5.1.2 Schwingungs- und Geräuschquellen	467
5.1.3 Wahrnehmungsgrenzen des Menschen	467
5.1.4 Das Wohlbefinden des Menschen	468
5.1.5 Maßnahmen gegen Schwingungen und Geräusche	469
5.1.6 Vorgehen bei der NVH-Optimierung	470
5.2 Gummiverbundteile	471
5.2.1 Funktion der Gummiverbundteile	471
5.2.1.1 Kräfte übertragen	471
5.2.1.2 Definierte Bewegungen ermöglichen	471
5.2.1.3 Geräusche isolieren	471
5.2.1.4 Schwingungen dämpfen	472
5.2.2 Elastomer spezifische Definitionen	473
5.2.2.1 Kennlinien	473
5.2.2.2 Dämpfung	474
5.2.2.3 Setzung	474
5.3 Aggregatelager	475
5.4 Fahrwerk – Gummilager	479
5.4.1 Hülsenlager	479
5.4.2 Gleitlager	481
5.4.3 Hydraulisch dämpfende Buchsen	481
5.4.4 Verbundlenkerlager	484
5.5 Achsträgerlager	484
5.6 Federbeinstützlager	486
5.7 Berechnungsmethoden	487
5.8 Akustische Bewertung von Gummiverbundteilen	488
5.9 Zukünftige Bauteilausführungen	489
5.9.1 Sensorik	490
5.9.2 Schaltbares Fahrwerk lager	491
5.9.3 Regelbares Fahrwerk lager	492
6 Fahrwerkentwicklung	495
6.1 Entstehung des Fahrwerks	495
6.1.1 Entwicklungsprozess	496
6.1.2 Projektmanagement (PM)	501

6.2 Planung und Definitionsphase	501
6.2.1 Zielwertkaskadierung	502
6.3 Konzeptphase	503
6.4 Virtuelle Simulation	503
6.4.1 Software für die Mehrkörpersimulation (MKS)	504
6.4.1.1 Aufbau von MKS-Fahrwerksmodellen mit ADAMS/Car	504
6.4.1.2 CAD-Fahrwerkmodell und Mehrkörpersystem	504
6.4.1.3 Mehrkörpersimulation mit starren und flexiblen MKS-Modellen	504
6.4.1.4 Mehrkörpersimulation mit Gesamt-fahrzeug-, Fahrwerk- und Achsmodellen	506
6.4.1.5 Einfluss der Fertigungstoleranzen auf die kinematischen Kennwerte	506
6.4.2 Software für Finite Elemente Methode (FEM)	506
6.4.2.1 Klassifizierung der Analysen	508
6.4.2.2 Festigkeitsanalysen	508
6.4.2.3 Steifigkeitsanalysen	508
6.4.2.4 Eigenfrequenzanalysen	508
6.4.2.5 Lebensdauer-Betriebsfestigkeit	509
6.4.2.6 Crash-Simulationen	510
6.4.2.7 Topologie- und Formoptimierung	510
6.4.2.8 Simulation der Fertigungsverfahren	510
6.4.3 Vollfahrzeugsimulation	511
6.4.3.1 Fahrdynamiksimulation	511
6.4.3.2 Kinematik/Elastokinematik	511
6.4.3.3 Standard-Lastfälle	512
6.4.3.4 MKS-Modellverifikation	512
6.4.3.5 NVH	513
6.4.3.6 Loadmanagement (Lastenkaskadierung vom System zur Komponente)	514
6.4.3.7 Vollfahrzeug Betriebsfestigkeitssimulation	518
6.4.4 Software zur 3D-Modellierung CAD	518
6.5 Integrierte Simulationsumgebung	519
6.5.1 Kinematische Analyse: Basistool ABE	519
6.5.2 Vollautomatische Kinematik- und Elastokinematik-Optimierung OPT	521
6.5.3 Virtuelle Produktentwicklungsumgebung	522
6.6 Serienentwicklung und Absicherung	524
6.6.1 Konstruktion	524
6.6.1.1 Bauteilkonstruktion	525
6.6.1.2 Bauraum „Package“	525
6.6.1.3 Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse	526
6.6.1.4 Toleranzuntersuchungen	526
6.6.2 Validierung	526
6.6.2.1 Prototypen	526
6.6.2.2 Validierung am Prüfstand	527
6.6.2.3 Straßen-Simulationsprüfstand (SSP)	529
6.6.3 Validierung am Gesamtfahrzeug	530
6.6.4 Optimierung und Abstimmung	531
6.7 Serienbegleitende Entwicklung	531
6.8 Ausblick und Zusammenfassung	532
7 Fahrwerkelektronik	535
7.1 Motivation und Nutzen	535
7.1.1 Grenzen passiver Fahrwerke	535
7.1.1.1 Zielkonflikt Dämpfungsauslegung	535
7.1.1.2 Zielkonflikt Federungsauslegung	536
7.1.1.3 Zielkonflikt Lenkübersetzung	536
7.1.1.4 Forderung nach aktiven Systemen	536
7.1.2 Fahrzeugführung	537
7.1.2.1 Regelkreis Fahrer–Fahrzeug	537
7.1.2.2 Vereinfachte Fahrzeugführung	537
7.2 Unterteilung der Fahrwerkregelsysteme	538
7.2.1 Begriffsbestimmungen	538
7.2.2 Unterteilung der Fahrwerkregelsysteme in Domänen	538

7.3 Längsdynamikfunktionen	539
7.3.1 Traktionsregelung mit dem Allradverteilergetriebe	539
7.3.2 Traktionsregelung Achsgetriebe	540
7.3.3 Torque Vectoring	541
7.4 Vertikaldynamikfunktionen	542
7.4.1 Variable Dämpfer	542
7.4.2 Aktiver Stabilisator	543
7.4.3 Niveauregulierung	544
7.5 Querdynamikfunktionen	544
7.5.1 Elektrolenkung	545
7.5.2 Überlagerungslenkung	546
7.5.3 Hinterachslenkung	546
7.6 Systemvernetzung und Funktionsintegration	547
7.6.1 Systemvernetzung	547
7.6.2 Fahrdynamikregelung	548
7.6.3 Funktionsintegration	551
7.6.4 Funktionsarchitektur	551
7.6.5 Standardschnittstellen / Autosar	552
7.7 Elektronik-Hardware, Sensorik und Aktuatorik	553
7.7.1 Technologiebeispiele	553
7.7.2 Umweltanforderungen	556
7.7.3 Bussysteme im Fahrwerk	557
7.7.3.1 CAN-Bus	557
7.7.3.2 FlexRay	557
7.7.4 Aktuatoren im Fahrwerk	558
7.7.5 Sensoren im Fahrwerk	559
7.8 Entwicklung der Fahrwerkregelsysteme	561
7.8.1 Entwicklung gemäß Automotive SPICE	561
7.8.2 Funktionale Sicherheit	563
7.8.3 Simulation der Fahrwerkelektronik	564
7.8.4 Hardware-in-the-Loop-Simulation	565
8 Elektronische Systeme im Fahrwerk	569
8.1 Elektronische Struktur des Fahrwerks	569
8.2 Mechatronische Längsdynamiksysteme	569
8.2.1 Antriebssysteme	569
8.2.1.1 xDrive	570
8.2.1.2 Active Yaw Control (AYC)	571
8.2.1.3 Quattro Sport Differential	572
8.2.1.4 Weitere aktive Allradantriebssysteme	574
8.2.1.5 Systeme mit Frontantrieb-Querverteiler Überlagerungsdifferential	574
8.2.1.6 4Motion von VW	575
8.2.2 Bremsysteme	575
8.2.2.1 Grundlagen des Bremsen-Fahrdynamikreglers	575
8.2.2.2 Zusatzfunktionen in aktiven Bremsystemen	576
8.3 Mechatronische Vertikaldynamiksysteme	577
8.3.1 Anforderungen an die Vertikalsysteme	577
8.3.2 Einteilung der Vertikalsysteme	577
8.3.3 Dämpfungssysteme	578
8.3.3.1 Adaptive Dämpfungssysteme	579
8.3.3.2 Semi-aktive Dämpfungssysteme	580
8.3.3.3 Regelstrategien für semi-aktive Dämpfer	582
8.3.4 Niveauregulierungssysteme	583
8.3.5 Adaptive Luftfederungssysteme	584
8.3.6 Aktuelle aktive Federungssysteme	585
8.3.6.1 Langsam-aktive Fahrwerksysteme	586
8.3.6.2 Voll-aktive, integrierte Fahrwerksysteme	588
8.3.7 Lagersysteme	591
8.4 Mechatronische Querdynamiksysteme	592
8.4.1 Vorderradlenkung	593

8.4.2 Hinterradlenkung	595
8.4.3 Wankstabilisierungssysteme	601
8.4.3.1 Passiver Stabilisator	602
8.4.3.2 Schaltbare Off-Road-Stabilisatoren	602
8.4.3.3 Schaltbare On-Road-Stabilisatoren	602
8.4.3.4 Semiaktive Stabilisatoren	603
8.4.3.5 Hydraulische aktive Stabilisatoren	604
8.4.3.6 Elektrische aktive Stabilisatoren	607
8.4.4 Aktive Kinematik	609
8.4.5 Gegenüberstellung der Fahrdynamiksysteme	612
8.4.6 Vernetzung der Fahrwerksysteme	614
8.5 X-by-wire	615
8.5.1 Steer-by-wire	615
8.5.2 Brake-by-wire	616
8.5.2.1 Elektrohydraulische Bremse (EHB)	617
8.5.2.2 Elektromechanische Bremse (EMB)	617
8.5.2.3 Elektromechanische Bremse von Teves	617
8.5.2.4 Elektrohydraulische Combi-Bremse (EHC)	618
8.5.2.5 Radialbremse	619
8.5.2.6 Keilbremse	619
8.5.2.7 Mechatronische Bremse	620
8.5.3 Leveling-by-wire	621
8.6 Fahrerinformationssysteme	621
8.7 Fahrerwarnsysteme	622
8.7.1 Fahrerwarnung bei der Längsführung	622
8.7.2 Fahrerwarnung bei der Querführung	623
8.8 Fahrerassistenzsysteme	623
8.8.1 Bremsassistenz	625
8.8.1.1 Sicherheitsrelevante Bremsassistenz	625
8.8.1.2 Komfortorientierte Bremsassistenz	626
8.8.1.3 Anforderungen an die Bremsassistenz	626
8.8.2 Distanzhalteassistenz	626
8.8.3 Lenkassistenz	627
8.8.3.1 Lenkassistenz durch Anpassung der Unterstützungskraft	628
8.8.3.2 Lenkassistenz durch Überlagerung des Fahrerhandmoments	628
8.8.3.3 Lenkassistenz durch Überlagerung des Fahrerlenkwinkels	631
8.8.3.4 Lenkassistenz durch kombinierten Eingriff aus Lenkradwinkel und -moment	631
8.8.4 Einparkassistenz	631
8.8.4.1 Einführung	631
8.8.4.2 Parklückenerkennung	632
8.8.4.3 Einparkvorgang	633
8.8.4.4 Lenkaktuator	634
8.8.5 Zusammenfassung	634
9 Zukunftsaspekte des Fahrwerks	639
9.1 Fahrwerkkonzepte – Fokussierung auf den Kundenwert	640
9.1.1 Auslegung des Fahrverhaltens	640
9.1.2 Diversifizierung und Stabilisierung der Fahrwerkskonzepte	641
9.1.2.1 Vorderachsen	642
9.1.2.2 Hinterachsen	642
9.1.3 Fahrwerkbestandteile der Zukunft	642
9.1.3.1 Achsantrieb der Zukunft	642
9.1.3.2 Bremse der Zukunft	643
9.1.3.3 Lenkung der Zukunft	643
9.1.3.4 Federung der Zukunft	643
9.1.3.5 Dämpfung der Zukunft	643
9.1.3.6 Radführung der Zukunft	643
9.1.3.7 Radlager der Zukunft	643
9.1.3.8 Reifen und Räder der Zukunft	643

9.1.4 Elektronische Fahrwerksysteme der Zukunft	643
9.1.4.1 Systemvernetzung	644
9.1.4.2 Leistungsfähigkeit	644
9.1.4.3 Systemsicherheit	645
9.1.4.4 Elektronik Entwicklungsprozess	645
9.1.4.5 Anforderungen an die Datenübertragung	645
9.2 Umweltschutz und CO ₂	646
9.2.1 Bedeutung der CO ₂ -Senkung	646
9.2.2 Beitrag des Fahrwerks zur CO ₂ -Senkung	646
9.2.2.1 Reifen und Bremse	646
9.2.2.2 Nebenaggregate mit Elektroantrieb	647
9.2.2.3 Fahrwerksgewicht	647
9.2.2.4 Fahrwiderstand	648
9.2.2.5 Energierückgewinnung an Stoßdämpfern	648
9.2.2.6 Zusammenfassung	648
9.2.3 Beitrag des Hybridantriebs zur CO ₂ -Senkung	648
9.2.3.1 Mild- und Parallel-Hybridantriebe	650
9.2.3.2 Seriell-Hybridantriebe	650
9.2.4 Bremsblendung für Rekuperation	651
9.3 Elektrofahrzeuge	653
9.3.1 Antriebskonzepte für das Elektrofahrzeug	653
9.3.2 Fahrwerkkonzepte für Elektro-Autos	655
9.3.2.1 Fahrwerkkonzepte mit zentralem Elektromotor	655
9.3.2.2 Fahrwerkkonzepte für zwei Elektromotoren	655
9.3.2.3 Fahrwerkkonzepte für radnahen Antrieb	656
9.3.2.4 Fahrwerkkonzepte für Radnaben-Antriebe	657
9.3.2.5 Gegenüberstellung radnahe Antriebe und Radnaben-Antriebe	659
9.3.3 Elektro-Radnabenfahrwerk „eCorner“	659
9.4 X-by-wire-Systeme der Zukunft	660
9.5 Fahrerassistenz-Systeme der Zukunft	661
9.6 Vorausschauende und intelligente Fahrwerke der Zukunft	662
9.6.1 Fahrzeugsensorik	662
9.6.2 Aktuatorik	663
9.6.3 Vorausschauendes Fahren	663
9.7 Autonomes Fahren in der Zukunft?	666
9.7.1 Selbstfahrendes Chassis, Rolling/Driving Chassis	666
9.7.2 Urban Challenge 2007: Die ersten Schritte zum autonomen Fahren	667
9.7.3 Autofahren ohne Fahrer	669
9.8 Zukunftsszenarien für das Auto und sein Fahrwerk	670
9.8.1 Trends aus der Vergangenheit	671
9.8.2 Trends aus der Gegenwart	671
9.8.3 Trends der Zukunft	671
9.8.4 Szenarioanalyse	671
9.8.5 Mögliche Zukunftsvisionen	672
9.9 Ausblick	673
Glossar	677
Sachwortverzeichnis	700

Abkürzungen

AAS	Adaptive Air Suspension	Bj.	Baujahr
ABC	Active Body Control	BKV	Bremskraftverstärker
ABS	Anti-Blockiersystem	BMR	Bremsmomentenregelung
ABV	Anti-Blockiervorrichtung	BSA	Baustellen Assistent
ACC	Autonomous / Adaptive Cruise Control	C2C	Cart to Car (Communication)
ACE	Active Cornering Enhancement	CAD	Computer Aided Design
ADAS	Advanced Driver Assistance Systems	CAE	Computer Aided Engineering
ADR	Automatische Distanzregelung	CAM	Computer Aided Manufacturing
ADS	Adaptives Dämpfungssystem	CAN	Controller Area Network
ADS	Air Damping System	CAS	Collusion Avoidance System
AFS	Active Front Steering	CASE	Computer Aided Software Engineering
AFS	Aktive Fahrwerkstabilisierung	CATS	Computer Active Technology Suspension
AGCS	Active Geometry Control Suspension	CBC	Cornering Brake Control
AHK	Aktive Hinterachs kinematik	CBS	Combined Brake System
AICC	Autonomous Intelligent Cruise Control	CCD	Charged Coupled Devices
AKC	Active Kinematic Control	CDC	Continuous Damper Control
ALC	Automatic Linear Guidance Control	CDL	Collision Danger Level
AMR	Antriebsmoment Regelung	CCS	Cont. Controlled Electronic Suspension
ANB	Automatische Notbremsung	CMOS	Complimentary Metal Oxid Semiconductor
AOS	Adaptive Off-Road Stabilizer	DARPA	Defense Advance Research Projects Agen.
APB	Aktive Parkbremse – Active Parking Brake	DBC	Dynamic Brake Control
APS	Automatic Parking System	DBS	Dynamic Brake Support
APQP	Advanced Product Quality Planning	DC	DaimlerChrysler
ARK	Active Rear Axle Kinematics	DD	Dynamic Drive
ARM	Active Roll Mitigation	DDE	Digitale Dieselelektronik
ARP	Active Rollover Control	DDS	Deflation Detection System
ARS	Active Roll Stability	DIN	Deutsches Institut für Normung
ART	Abstandsregeltempomat	DME	Digitale Motorelektronik
ASC	Automatic Stability Control	DMU	Digital Mock Up
ASCA	Active Suspension via Control Arm	DOE	Design of Experiment
ASCS	Active Suspension Control System	DQL	Doppelquerlenker
ASCx	Automatic Stability Control x (Allwheel)	DRC	Dynamic Ride Control
ASD	Amplitudenselektive Dämpfung	DSC	Dynamic Stability Control (BMW)
ASIC	Application Specific Integrated Circuit	DSP	Dynamisches Stabilitätsprogramm
ASL	Anhänger-Schlingern-Logik	DSCT	Dynamic Stability and Traction Control
ASM	Asynchron Maschine (Motor)	DSR	Driver Steering Recommendation
ASMS	Autom. Stabilitätsmanagementsystem	DTC	Dynamic Traction Control
ASR	Antriebsschlupfregelung	DXC	Dynamic x(Allrad) Control
ASTC	Advanced Stability Control	eABC	Electromechanical Active Body Control
ATC	Active Tilt Control	EAS	Electronic Active Steering Assistant
ATTC	Active Tire Tilt Control	EASS	Electric Active Stabilizer Suspension System
ATTS	Active Torque Transfer System	EBA	Elektronischer Bremsassistent
AUN	Allgemeiner Unebenheitsindex	EBC	Electronic Body Control
AWD	All Wheel Drive	EBD	Electronic Brake Distribution
AWS	All Wheel Steering	EBM	Elektronisches Bremsen-Management
AYC	Active Yaw Control	EBS	Electronically Controlled Braking System
BAB	Bundesautobahn	EBV	Elektronische Bremskraftverteilung
BAS	Bremssassistenz	ECD	Electronic Controlled Declaration
BASR	Bremsen-Antriebs-Schlupf-Regelung	ECE	Economic Commission for Europe
BBA	Betriebsbremsanlage		
BBC	Brake Boost Control		
BbW	Brake by Wire		

ECM	Electronic Chassis Management	ICC	Intelligent Cruise Control
ECU	Electronic Control Unit	ICC	Integrated Chassis Control
EDC	Elektronische Damper Control	ICCS	Integrated Chassis Control System
EDS	Elektronische Differenzialsperre	ICD	Intelligent Controlled Damper
E/E	Elektrik/Elektronik	ICM	Integrated Chassis Management
EHB	Elektrohydraulische Bremse	IDS	Interaktives Dynamisches Fahrssystem
E-Gas	Elektronisches Gas- Pedal	IR	Individual(Einzelrad)-Regelung
EGS	Elektronische Getriebesteuerung	IR	Infra Rot
EMB	Elektromechanische Bremse	ISAD	Integrated Starter Alternator Damper
EMC	Electro Magnetic Compatibility	ISG	Integrated Starter Generator
EMF	Elektromechanische Feststellbremse	ISO	International Standards Organization
EMP	Elektronische Parkbremse	IWD	Intelligent Wheel Dynamics
EPS	Electric Power Steering	KAS	Kreuzungsassistenz
EPSpa	EPS mit achsparallelen Antrieb	K&C	Kinematics and Compliances
EPSc	EPS mit Lenksäulen'antrieb	KVP	Kontinuierlicher Verbesserungsprozess
EPSdp	EPS mit Doppelritzelantrieb	LbW	Leveling by Wire
EPSp	EPS mit Servoantrieb am Ritzel	LCA	Lane Change Assist
EPB	Elektrische Park- Bremse	LCC	Lane Change Control
EPH	Einparkhilfe	LDW	Lane Departure Warning
ESA	Emergency Steer Assist	LFD	Luft-Feder-Dämpfereinheit
ESAS	Electric Steer Assisted System	LG	Line Guidance
ESD	Electrostatic Discharge	LIDAR	Light Detection and Ranging
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm	LIN	Local Interconnected Network
ETC	Electronic Traktion Control	LKS	Line Keeping Support
EV	Electric (Driven) Vehicle	LRR	Long Range Radar
FAS	Fahrerassistenz-Systeme	LWS	Lenkwinkelsensor
FCDB	Full Contact Disc Brake von NewTech	MagneRide	Magneto-Rheologische Dämpfung
FDR	Fahrdynamikregelung	MB	Mercedes Benz
FEA	Finite-Elemente-Analyse	MBA	Mechanischer Bremsassistent
FEM	Finite-Elemente-Methode	MBS	Multi Body System / Simulation (MKS)
FFT	Fast Fourier Transformation	MBU	Motorbremsmomentunterstützung
FGR	Fahrgeschwindigkeitsregler	MKS	Multikörpersimulationssystem
FKV	Faser-Kunststoff-Verbund	MMI	Man Machine Interface
FMEA	Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse	MRR	Middle Range Radar
FPDS	Ford Product Development System	MPV	Multi Purpose Vehicle
FPM	Fahrpedal-Modul	MSR	Motor Schleppmomentenregelung
FSR	Fahrstabilitätsregelung	NVH	Noise Vibration Harshness
FSRA	Full Speed Range ACC	OCP	Optimized Contact Patch
GCC	Global Chassis Control	OEM	Original Equipment Manufacturer
GFD	Gas-Feder-Dämpfereinheit	OTA	Overtake Assist
GFK	Glassfaserverstärktes Kunststoff	PBA	Pneumatischer Bremsassistent
Gl., Gln.	Gleichung, Gleichungen	PCB	Printed Circuit Board
GMR	Giermomentenregelung	PDC	Park Distance Control
GM	General Motors	PDC	Pneumatic Damper Control
HA	Hinterachse	PDM	Product Data Management
HAQ	Hinterachs-Quersperre	PDM	Pull Drift Migration
HBA	Hydraulischer Bremsassistent	PEP	Produktentstehungsprozess
HBM	Hydraulisches Bremsenmanagement	PM	Projektmanagement
HCU	Hydraulic Control Unit	PSD	Power Spectral Density
HDC	Hill Descent Control	PSM	Permanent erregte Synchron Machine
HECU	Hydraulic Electronic Control Unit	PTO	Power Take Off
HICAS	High Capacity Actively Controlled Suspension	Quattro	Audi Allrad-System
HiL	Hardware in the Loop		
HMI	Human Machine Interface		
HPS	Hydraulic Power Servosteering		

RADAR	Radio Detection and Ranging	TCM	Traffic Channel Message
RDK	Reifendruckkontrolle	THz	Tandemhauptbremszylinder
RIM	Radindividuelle Momentenregelung	TMC	Tandem Main Cylinder
RLDC	Road Load Data Collections	TPMS	Tire Pressure Monitoring System
ROP	Roll Over Protection	TSC	Torque Steer Compensation
RSP	Roll Stability Control	TTP	Time Triggered Protocol
s.	siehe	TWE	Totwinkelerkennung
S-AWC	Super All Wheel Control	TWIN	Integrierte Spur- und Sturzverstellung
SBC	Sensotronic Brake Control	UCL	Under Steer Control Logic
SCB	Slip-Control-Boost	ÜLL	Überlagerungslenkung
SbW	Steer by Wire	UMTS	Universal Mobile Telecommunication Sys.
SE	Simultaneous Engineering	VA	Vorderachse
SiL	Software in the Loop	VDC	Vehicle Dynamic Control
SIL	Safety Integrity Level	VGRS	Variable Gear Ration Steering
SLS	Self Leveling Suspension	VPE	Virtual Product Environment
SMR	Schleppmomentenregelung	VSA	Vehicle Stability Assist
SOP	Start of Production	VSC	Vehicle Stability Control
SPICE	Software Process Improvement and Capability Determination	VTD	Variable Torque Distribution
SSP	Strassensimulationsprüfstand	VTG	Verteilergetriebe
STC	Stability Traction Control	xDRIVE	Allrad System
SUC	Sport Utility Cabriolet	WSS	Wheel Speed Sensor
SUV	Sport Utility Vehicle	μC/μP	Microcomputer / Microprocessor
SW	Software	4Motion	Permanenter Allradantrieb von VW
S&G	Stop and Go	4WS	Four Wheel Steering
TA	Trailer Assist		
TC(S)	Traction Control (System)		

1 Einleitung und Grundlagen

Wenn in den Fachkreisen der Kraftfahrzeugtechnik über Pkw geredet wird, werden Worte wie Mobilität, Antriebsleistung, Verbrauch, Umweltschutz, Fahrzeugklasse, Karosserie, Sicherheit, Fahrkomfort, Fahrdynamik, elektronische Systeme und Elektrifizierung benutzt. Aktuell sind auch Begriffe wie *CO₂-Emission*, *Downsizing*, *Hybridantrieb*, *Elektroantrieb*, *Fahrerassistenz*, *Agilität*.

Das Fahrwerk spielt dabei die wesentlichste Rolle, wenn es um Fahrsicherheit, Fahrkomfort, Fahrdynamik und Agilität geht. Alle fahrsicherheits- und komfortrelevanten elektronischen Regelsysteme sowie Fahrerassistenzsysteme findet man im Fahrwerk integriert.

Das Gesamtfahrzeug besteht traditional aus drei Hauptgruppen: Antrieb, Fahrgestell und Aufbau.

Der Antrieb sichert mit den Elementen des Antriebsstrangs den Vortrieb des Fahrzeugs.

Der Aufbau bietet Platz für Personen und Gepäck.

Das Fahrgestell sorgt für deren Beförderung bzw. Mobilität, obwohl heute durch die tragenden Karosserie-

strukturen das Fahrgestell alleine nicht mehr alle für das Fahren wichtigen Komponenten umfasst. Heute ermöglicht nur noch bei einigen Pick-ups, Light-Trucks und Geländefahrzeugen der Chassisrahmen ein fahrbereites Fahrgestell (**Bild 1-1**).

Das Fahrgestell hat Karl Blau bereits im 1906 wie folgt beschrieben: „Das Fahrgestell baut sich aus den Wagenrädern mit dem federnd aufgesetzten Stahlrahmen auf, der den Motor mit allem Zubehör für die Übertragung und den regelmäßigen Betrieb aufnimmt“ [1].

Neben Antrieb und Aufbau gehört das Fahrwerk zu den Hauptbestandteilen des Automobils und besteht aus Rädern, Radträgern, Radlagern, Radbremsen, Bremsanlage, Radaufhängung, Achsträger, Federung inkl. Stabilisator, Dämpfung, Lenkgetriebe, Lenkgelenke, Lenksäule, Lenkrad, Fußhebelwerk, Aggregatelagerung, Seitenwellen, Achsgetriebe und Fahrwerksregelsystemen (**Bild 1-2**). Diese umfassen in der Grundausstattung eines Mittelklassenfahrzeugs ca. 20 % des Gesamtgewichtes und beanspruchen ca. 15 % der Herstellkosten [2] (**Bild 1-3**).

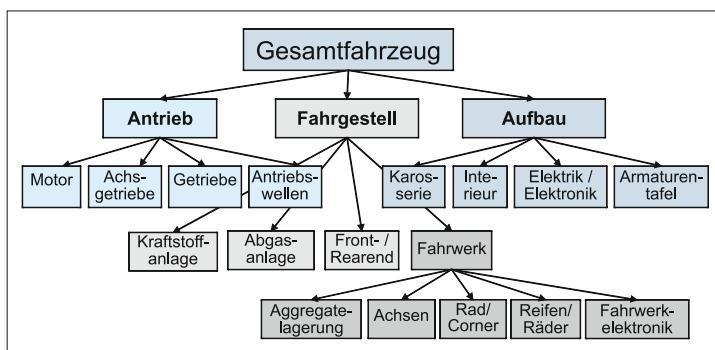


Bild 1-1:
Hauptbaugruppen des Gesamtfahrzeugs

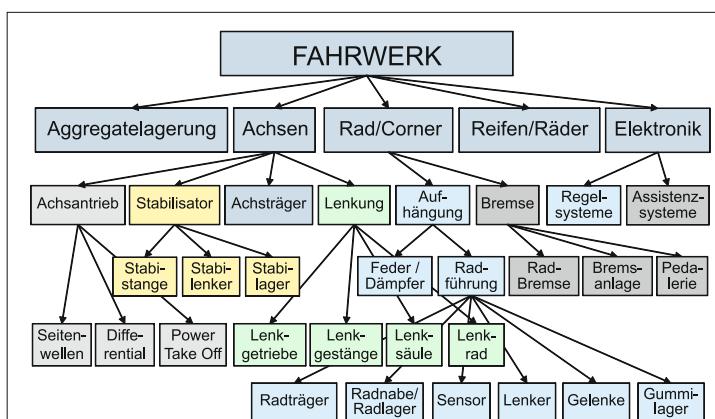


Bild 1-2:
Bestandteile eines modernen Fahrwerks

HERSTELLER MODELL	Volvo S80	Ford Taurus	Ford Mondeo	Toyota Camry	Durchschnitt kg	%
Karosserie	301	286	276	299	291	20
Türen	90	111	97	102	100	7
Glasscheiben	55	56	36	45	48	3
Stoßstangen	31	31	28	23	28	2
Sitze	78	69	72	59	69	5
Cockpit	48	52	40	49	47	5
Zwischensumme	604	604	550	577	584	39,4
Fahrwerk	233	180	191	187	198	13
Räder + Reifen	94	92	87	97	93	6
Zwischensumme	326	272	279	285	290	19,6
Motor	167	157	156	137	154	10
Getriebe	101	103	86	89	95	6
Antriebswellen	14	13	16	15	14	1
Auspuff	38	30	40	26	34	2
Tank	80	63	56	70	67	5
Zwischensumme	400	366	355	336	364	24,5
Klimaanlage	28	29	26	27	28	2
Elektronik	57	49	40	46	48	3
Zwischensumme	85	77	66	73	75	5,1
Andere	196	210	115	157	170	11
Zwischensumme	196	210	115	157	170	11,4
TOTAL kg	1611	1530	1365	1428	1483	100

Bild 1-3: Gewichtsverteilung der Hauptbaugruppen ausgewählter Pkw-Modelle (Modelljahr 2000)

Das Fahrwerk ist die Verbindung des Fahrzeugs zur Straße und realisiert alle Hauptfunktionen, die zum Führen des Fahrzeuges erforderlich sind: Antriebsmoment auf die Fahrbahn übertragen (Fahrwiderstand überwinden, Beschleunigen), Bremsen, Kupplung und Gasbetätigen, Lenken, Federn und Dämpfen.

Das vorliegende Buch ist konzipiert als wissenschaftliches Handbuch für die Fachleute aus dem Fahrwerkbereich sowie für Lehrende und Studierende an den Hochschulen. Es geht nicht zu tief in Theorie und Grundlagen, dafür behandelt es alle wissenschaftlichen Aspekte des letzten Stands der Technik mit Bezugnahme auf Aktualität und Innovationen und gibt einen Ausblick auf das Fahrwerk der Zukunft.

Als Grundlagen werden im Kapitel 1 zuerst das Fahrwerk, die Konzepte und Auslegung beschrieben.

Dann werden im Kapitel 2 sehr ausführlich alle Aspekte der „Fahrdynamik“ und des „Fahrverhaltens“ dargestellt.

Im Kapitel 3 „Bestandteile des Fahrwerks“, das den größten Teil des Buches ausmacht, werden alle Systeme, Module und Komponenten beschrieben: Achsantrieb, Bremse, Lenkung, Federung, Dämpfung, Radführung, Radträger, Radlager, Reifen und Räder.

Den „Achsen“ und dem „Fahrkomfort“ sind die beiden folgenden Kapiteln 4 und 5 gewidmet.

In Kapitel 6 „Fahrwerkentwicklung“ werden Prozesse der Produkt-Entstehungsphasen für das Fahrwerk beleuchtet – von der Planung, Entwicklung, virtuellen Simulation, reeller Validierung, Projektmanagement bis hin zur Serieneinführung.

Direkt oder indirekt beinhalten alle Fahrwerkmodule schon heute Elektronik, die in Kapitel 7 als Grundlagen und in Kapitel 8 als „Systeme im Fahrwerk“ (Anwendungen) ausführlich behandelt wird.

Mit dem Kapitel 9 „Fahrwerktechnik der Zukunft“, in dem auch auf die Aspekte des Hybrid- und Elektroantriebs eingegangen wird, schließt das Buch.

1.1 Geschichte, Definition, Bedeutung

1.1.1 Entstehungsgeschichte

Die Geschichte des Fahrwerks und des Fahrzeugs beginnt vor über 6000 Jahren mit der Erfindung des Rades. Das Rad gilt als eine der wichtigen Erfindungen der Menschheit. An Prunkwagen der Sumerer (2700 v. Chr.) befanden sich vier geteilte Scheibenräder mit metallischem Reif, die drehbar auf den zwei festen *Achsen* befestigt waren (**Bild 1-4**). Die zwei Achsen sollten die Stabilität und Tragfähigkeit des Wagens und der Metallreif die Lebensdauer des Rades erhöhen. Die Radläger waren mit tierischem Öl oder Fett geschmiert. 1800 bis 800 v. Chr. wurden die ersten *Lenkungen* an der Vorderachse bekannt; die Achse war nicht mehr fest, sondern an ihrem Mittelpunkt drehbar mit dem Wagenkasten befestigt.



Bild 1-4: Prunkwagen der Sumerer 2700 v. Chr.

Die Römer trennten den Wagenkasten vom Fahrgerüst, um den Komfort zu steigern. Sie befestigten den Wagenkasten, die spätere Karosserie, mit Ketten oder mit Lederriemen hängend am Fahrgestell um die Stoßstäbe, die von der Fahrbahn kommen, zu reduzieren [3]. Somit entstand die erste *Aufhängung*.

Die ersten *gefedereten* Wagen mit *Lenkung* und *Bremse* entstanden im zehnten Jahrhundert in Mitteleuropa (**Bild 1-5**); Blattfedern dienten als Federungselement, ein an einer Kette hängender Bremsschuh am Rad als Bremse und die in der Mitte drehbar gelagerte Achse als Mühlenlenkung. Die Fahrzeugmasse war in einen *gefedereten* und einen *ungefedereten* Anteil getrennt; erste Voraussetzung, um die Geschwindigkeit der Wagen über 30 km/h zu erhöhen.



Bild 1-5: Pferdekutsche mit Aufhängung, Federung, Bremse und Lenkung

Der Fahrkomfort konnte im 18. Jahrhundert durch die Eigendämpfung der elliptischen Blattfederpakete weiter verbessert werden; die Reibung zwischen den Blättern wirkte als Schwingungsdämpfer. Die Blattfedern übernahmen auch die Aufgabe der Längsführung; damit waren die schweren Stützbalken zwischen den Achsen nicht mehr notwendig.

Mit dem Ende des Römischen Reiches wurden die befestigten Wege stark vernachlässigt. Das war wohl mit ein Grund dafür, dass zu Beginn des 19. Jahrhunderts Fahrzeuge mit schweren Dampfantrieben wirtschaftlich nur auf Schienenwegen zu betreiben waren. Erst mit dem Bau eines befestigten Straßennetzes (*Fahrbahn*) in England durch MacAdam, mit dem Einsatz von Speichenrädern durch Walter Hancock (1830) und der Einführung von *Luftreifen* durch John Boyd Dunlop (1888) nach der Erfindung von Robert William Thomson (1845), waren alle Voraussetzungen für komfortables und schnelles Fahren auf der Strasse geschaffen.

Eine andere Erfindung von 1816 ist die Achsschenkellenkung, ein Patent von Georg Lankensperger, Kutschenschmied aus München, und seinem Lizenznehmer in London, Rudolph Ackermann [4, 5]. Sie ermöglichte, dass sich beim Lenken nicht die gesamte Achse, sondern nur die Räder mit eigenem beweglichem Bolzen drehten. Durch die Verbindung der gelenkten Räder mit einem Gestänge, erhielt jedes Rad einen eigenen Lenkwinkel. Bei nicht parallelen Einschlag schneiden sich die senkrechten Linien zu den Radmittnen in der horizontalen Ebene. Dieses Prinzip ist als „*Ackermann-Prinzip*“ immer noch ein wichtiger Parameter für die Lenkungsauslegung (s. Bild 1-45).

Im 18. Jahrhundert kamen erste Fahrzeuge mit einem eigenen Antrieb durch Dampfmaschinen auf die Straße (1769 Nicolas Joseph Cugnot, 1784 James Watt, 1802 Richard Trevithick) mit zum Teil fortschritten Fahrwerken. Diese erste Art des mobilen Fortbewegens mit eigenem Antrieb auf der Fahrbahn war jedoch nicht das Vorbild für die Automobile mit einem Verbrennungsmotor. Erst nach der Erfindung des Gasmotors 1860 durch Étienne Lenoir und dessen Weiterentwicklung zum Viertakter (1876 August Otto, Gottlieb Daimler, Wilhelm Maybach) und dem Einsatz von Petroleum als Kraftstoff [6] (erster schnell laufender Benzинmotor) durch Daimler im Jahr 1883, war es Karl Benz möglich, im Oktober 1885 das erste selbst fahrende Fahrzeug mit Verbrennungsmotor als Urvater heutiger Automobile zu bauen (**Bild 1-6**), für welches am 29. Januar 1886 das Patent erteilt wurde [7].

Die Autopioniere haben das Fahrwerk, wie vieles andere auch, zuerst unverändert aus dem Kutschenbau übernommen: Speichenräder mit Flachbettfelge und Wulstreifen, Kuhschwanzlenkung, elliptische Blattfederung, Klotzbremsen, Lederriementoßdämpfer und Starrachsen. Aber schon bald veränderte sich das Aussehen und orientierte sich zunehmend an der Funktion schnell fahrender Automobile.

Bild 1-7 zeigt der erste Daimler „Motorkutsche“ (1886). Sehr schnell entwickelte sich ein besserer Antriebs-



Bild 1-6: Das erste Automobil (Karl Benz 1885)



Bild 1-7: Der erste Daimler „Motorkutsche“ (1886)



Bild 1-8: Das Automobil mit eigenem, von dem Kutschenschema abgekoppelten Aussehen (Mercedes 1910)

strang und eine bessere Fahrwerksanordnung ähnlich dem heutigen Standardantrieb, wie z. B. der Mercedes F 188 aus dem Jahr 1910 zeigt (**Bild 1-8**).

Die Entwicklungsgeschichte des Fahrwerks ist eng verbunden mit dessen Trennung der Funktionen, die vorher durch dieselben Bauteile erfüllt wurden [8]:

- ◆ Trennung der Karosserie und Fahrgestell,
- ◆ Trennung der gefederten/ungefederten Massen,
- ◆ Trennung der Radführung und Federung,
- ◆ Trennung der Federung und Dämpfung,
- ◆ Trennung von Rad und Achse (Einzelradaufhängung),
- ◆ Trennung der Felgen und Reifen,
- ◆ Trennung der Lenker (Mehrlenkerachsen),
- ◆ Trennung der Anbindung Radaufhängung zur Karosserie durch einen Achsträger.

Zu den bedeutendsten Erfindungen der ersten 100 Jahre der Fahrwerkstechnik zählen Radialgürtelreifen, Schrauben- und Luftfederung, hydraulische Stoßdämpfer, Kugelgelenke, Gummilager, Zahnstangenservolenkung, hydraulische Allradbremse, Scheibenbremse, Trennung von Radführung und Federung, Einzelradaufhängungen, Mehrlenkerachsen, Allradantrieb und elektronische Systeme (z. B. ABS, ASR, EBV, ESP, ACC, ...).

Antriebskonzepte: Die Kutschen besaßen keinen Antrieb an den Achsen; sie wurden stets gezogen. Die ersten Automobile hatten den Verbrennungsmotor auf der Hinterachse und auch den Antrieb unmittelbar auf den Hinterrädern und sie wurden geschoben; wegen der Lenkung war das Antreiben der Vorderräder nicht so einfach. Das hatte jedoch den Nachteil, dass die Hinterräder deutlich höher belastet waren als die Vorderräder, die geringe Belastung der Vorderachse reduzierte dagegen die Lenkkräfte deutlich. Die für die Fahrdynamik sehr wichtige gleichmäßige Achslastverteilung, war erst mit einer Anordnung des Motors über der Vorderachse und Hinterradantrieb über eine Kardanwelle zu erreichen. Erste Fahrzeuge mit diesem später als Standardantrieb bezeichneten Antriebskonzept wurden von Renault (1896), Daimler (Phönix-Wagen 1898 [7]) und Horch (1900) gebaut (**Bild 1-9**).

Ähnlich war auch das legendäre T-Modell von Ford (1908) aufgebaut. Es war zudem das erste Auto, das am Fließband in sehr hoher Stückzahlen montiert wurde. Durch die niedrigen Herstellkosten wurde der Erwerb eines Auto ab diesem Zeitpunkt an auch für die Durchschnittsverdiener erschwinglich (**Bild 1-10**).

Ein Antrieb über die Vorderräder war zu dieser Zeit wegen fehlender Antriebswellengelenke mit der erforderlichen Winkelbeweglichkeit nicht serienfähig. Frontantriebsfahrzeuge mit längs eingebautem Motor in größeren Stückzahlen wurden erst später gebaut (1931 DKW F1, 1934 Citroen Traction,.).

Im Jahr 1959 ging Mini mit einem Quermotor und Frontantrieb in die Serie. Diese Anordnung (heute mit einem Anteil von weltweit 75 %) brachte besonders für kleinere Fahrzeuge viele sehr wichtige Vorteile: geringes Gewicht, kompakte Maße, größere Innenräume und vor allem niedrigere Kosten.



Bild 1-9: Der älteste erhaltene Horch, ein sogenanntes „Tonneau“ mit Standardantrieb aus dem Jahr 1903



Bild 1-10: Das erste in Serie gefertigtes Volumenauto. Ford T-Modell „Tinny Lizy“ aus dem Jahr 1908

Bremse: Die Klotzbremsen der ersten Autos mit Leder als Bremsbelag wurden schnell durch die deutlich wirkungsvolleren Backenbremsen, die mechanisch direkt auf die Außen- oder Innenfläche einer am Rad befestigten Trommel wirkten, abgelöst. Das Problem der ungleichmäßigen Bremskraftverteilung an allen Rädern durch Seilzugbetätigungen wurde 1920 mit dem Patent von Malcolm Lockheed in Kalifornien beseitigt, bei dem durch Bremsflüssigkeit betätigte hydraulische Radbremszylinder vorgesehen waren. Das erste Serienautomobil mit hydraulischem Bremssystem war ein Chrysler 70 Baujahr 1920.

Um die Sicherheit gegen den Ausfall der Hydraulik zu gewährleisten, waren Zweikreis-Bremsanlagen bereits in den 30er Jahren üblich. Bei schwereren Fahrzeugen wurde zudem die Betätigungs Kraft durch einen Unterdruck-Bremskraftverstärker unterstützt. Die Teilbelagscheibenbremse, die seit 1952 von Jaguar erfolgreich im Rennsport eingesetzt wurde, wurde das erste Mal 1957 auf der Internationalen Automobil-Ausstellung in Frankfurt von der Fa. Dunlop für Serienanwendungen

ausgestellt und setzte sich bei Serienfahrzeugen zuerst an den Vorderrädern schnell durch. Die ersten Scheibenbremsen hatten einen festen Sattel mit Bremskolben von beiden Seiten der Bremsscheibe mit den Nachteilen eines relativ großen Platzbedarfs. Der Schwimmrahmensattel mit einem nur auf der Innenseite wirkenden Druckkolben beseitigte diese Probleme. Ab 1978 löste der Faustsattel, der eine deutlich höhere Steifigkeit aufweist, den Schwimmrahmensattel ab [9].

Die eigentliche Revolution am Bremsystem war jedoch die Einführung der elektronischen Bremsregelung 1965 im Jensen C-V8 FF als *ABS (Antiblockiersystem)* zur Verhinderung des Blockierens der Räder. Das moderne, auf frei programmierbarer Elektronik und Raddrehzahlmessung basierende System von Fritz Oswald [8] wurde von Bosch zur Serienreife entwickelt und kam 1978 bei Mercedes-Benz Modellen zum Einsatz. Im Jahre 1987 wurde die Umfangsschlupfregelung als *ASR (Antriebs-Schlupf-Regelung)* auch zur Regelung des Antriebsschlupfes eingesetzt.

Später ab 1995 vollendete das *ESP (elektronisches Stabilitäts-Programm)* die Sicherheitstechnologie durch Stabilisierung des Fahrzeugs in Grenzsituationen mit Brems- und Motoreingriff. Auch die *EBV (elektronische Bremskraftverteilung)* 1994 und der *BAS (Bremsassistent)* 1996 gehören zu den wichtigsten elektronischen Bremsregelsystemen.

Lenkung: Schon das Dampfauto des Engländer Walter Hancock zu Beginn des 19. Jahrhunderts hatte ein Lenkrad. Mit der Einführung der Achsschenkellenkung war auch die erste Zahnstangenlenkung bereits 1878 von Amédée Bollée in seinem Dampfauto „La Mancelle“ eingebaut. Die Zahnstange und das Ritzel der Zahnstangenlenkung ermöglichen eine Übersetzung zwischen Lenkrad und Radeinschlag, um die Betätigungsarbeit klein zu halten. Jedoch erforderte der volle Radeinschlag mehrere Umdrehungen am Lenkrad (**Bild 1-11**).

Schon sehr früh, im Jahre 1902, ließ L. Megy, ein Amerikaner, die Zahnstange gleichzeitig als Spurzange arbeiten; somit wurde bereits vor über 100 Jahren die noch heute mit Abstand gängigste Zahnstangenlenkung erfunden. Sie wurde jedoch wegen des schlechten Wirkungsgrades noch lange Zeit durch die Schnecke und Walze von Henry Marles (1913) oder durch die Schnecke und Finger von Bishop (bekannt als Ross-Lenkung 1923) verdrängt. Die hohe Reibung der Schnecke wurde in den dreißiger Jahren von Saginaw Steering Division durch eine, mit umlaufenden Kugeln gelagerte Spindel deutlich reduziert. Diese sogenannte Kugelmutterlenkung setzte sich bis zu den sechziger Jahren überall durch (bei Mercedes sogar bis in die neunziger Jahre).

Mit der Einführung der Servolenkung 1951 in den USA – zuerst im Chrysler dann bei GM – und durch verbesserte Materialien, Fertigungsverfahren und deutlich reduzierte Herstellkosten, hat die Zahnstangenlenkung die teurere Kugelmutterlenkung beim Pkw vollständig abgelöst.

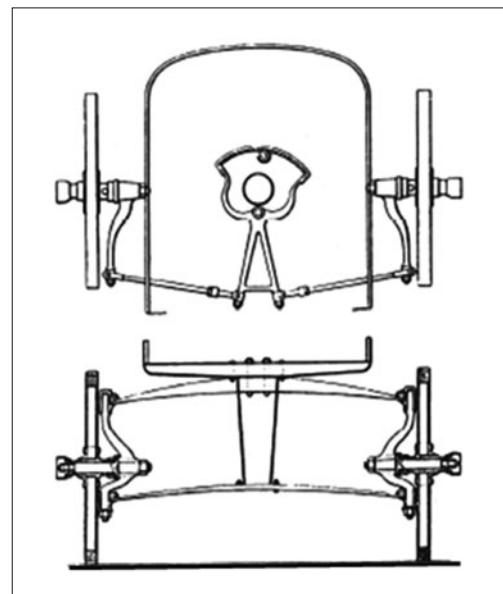


Bild 1-11: Die Vorderachse des Bollee's Dampfauto „La Mancelle“ (1878) mit Zahnstangenlenkung (oben) und Doppelquerlenker Blattfederalaufhängung (unten)

Die Lenkung war immer Teil der Vorderachse, weil die Führung eines Fahrzeugs bei höheren Geschwindigkeiten nur mittels Hinterachslenkung jeden Fahrer überfordern würde, obwohl ein Fahrzeug mit Hinterachslenkung deutlich wendiger ist. Die Vorteile von Vorder- und Hinterradlenkung wurden bereits vor hundert Jahren als Allrad- oder Vierradlenkung kombiniert. Nachdem die Vierradlenkung in den neunziger Jahren in einigen japanischen Autos als Serienlösung angeboten und nach ein paar Jahren wieder eingestellt wurde, wird sie heutzutage wieder verstärkt eingesetzt.

Zur Geschichte der Lenkung gehören auch Innovationen wie die verstellbare Lenksäule in den USA und die von Béla Barényi für Daimler Benz entwickelte Sicherheitslenksäule. Nicht zuletzt durch die Sicherheitslenksäule wurde der Begriff „passive Sicherheit“ fester Bestandteil der Fahrzeugentwicklung.

Federung: Nach der halb-elliptischen Blattfeder kamen Drehstab oder Schraubenfeder zum Einsatz. Die Entwicklungen an der Schraubenfeder mit gewünschter progressiver Kennlinie sind auf Jean Alber Grégorie zurückzuführen; Lloyd Arabella hatte 1959 eine derartige Schraubenfeder. 1978 führte Opel mit der Miniblockfeder die Platz sparende Version ein. In den letzten Jahren wurden besonders die Federwerkstoffe verbessert und Oberflächenbehandlungen eingeführt, damit die Federn höher belastbar und kleiner wurden. Drehstabtorsionsfedern sind zwar Platz sparend und nachjustierbar, aber deutlich teurer. Deshalb werden sie selten eingesetzt.

Dafür wird aber diese Federart seit 1949 als Stabilisator zur Erhöhung der Wanksteifigkeit besonders an den einzeln aufgehängten Vorderrädern benutzt. Der Stabilisator stützt in der Kurve den Aufbau ab, reduziert dadurch die Wankneigung und beeinflusst die Eigenlenkung des Wagens zum Untersteuern.

Die reine Gasfederung ist dagegen sehr alt und seit 1845 als Pferdewagenfederung bekannt. Die hydropneumatische Federung ist sogar seit 1816 in der Lokomotive von George Stephenson zu finden. Der Amerikaner Westinghouse (1920) war der Entwickler der ersten brauchbaren Kfz-Luftfederung.

Citroen hat die hydropneumatische Federung 1954 in der letzten Serie des 15 CV „Traction Avant“ (Sonderausstattung an der Hinterachse) und 1955 im legendären DS als Serienausstattung eingeführt.

Die Luftrollbälge sind seit den dreißiger Jahren als Luftfederelement im Einsatz und werden in vielen Luxusautos zur Verbesserung des Fahrkomforts eingebaut. Moderne Luftbälge haben sehr dünne Wandstärken und sehr geringe Hysterese. Sie sprechen daher auch bei sehr kleinen Amplituden gut an.

Dämpfung: Während der ersten 50 Jahre des Automobils gab es keine richtigen geschwindigkeitsabhängigen Dämpfungselemente. Die bekannten Lösungen funktionierten vorwiegend mit Trockenreibung, basierend auf Leder oder Asbest als Reibbelag. Sie verhinderten aber das feinfühlige Ansprechen der Federung bei kleinen Unebenheiten, weil die ruhende (statische) Reibung deutlich größer ist, als die gleitende (dynamische) Reibung. Zudem ist die gewünschte Steigerung der Dämpfungsrate mit der Einfedergeschwindigkeit nicht möglich. Auch die weiterentwickelten Reibungsdämpfer, wie die um 1920 sehr bekannten Gabriel-Snubber mit Leder als Dämpfungselement, erfüllten die Aufgabe nicht zufriedenstellend. Houdaille hatte bereits 1906 als Dämpfungselement die Hydraulikflüssigkeit vorgeschlagen, die zwischen den zwei Kammern einer Drehpumpe über einem Ventil hin und her transportiert wurde [10]. Diese hydraulischen Rotationsdämpfer wurden ab 1915 eingesetzt, bis die ersten translatorischen Dämpfer mit doppelwandigen hydraulischen Teleskoprohren in den USA durch die Fa. Monroe kostengünstig in Großserie hergestellt wurden (1934).

In Europa fanden diese drucklosen Teleskopstoßdämpfer im Zweirohrsystem erst Mitte der fünfziger breiteren Einsatz. Derartige Dämpfer lassen nur einen begrenzten Einbauwinkel zu und es besteht immer die Gefahr der inneren Emulsionsbildung. Diese Nachteile konnten am Ende der vierziger Jahre durch die Entwicklung eines Einrohr-Gasdruckdämpfer durch den Franzosen Christian Bourcier de Carbon beseitigt werden, in dem ein Gasdruckpolster den Volumenunterschied beim Ein- und Ausfahren des Kolbens ausglich. Hans Bilstein kaufte die Rechte von de Carbon und entwickelte in Zusammenarbeit mit Mercedes 1953 den hochwertigen Einrohrdämpfer.

Die verstellbaren Dämpfer, die bei höheren Fahrgeschwindigkeiten automatisch zu einer harten Dämpfer-

rate umschalten, wurden zu Beginn der achtziger Jahre von Kayaba und Tokico in Japan vorgestellt. In Europa hat Boge die ersten Dämpfer dieser Art für Mercedes entwickelt. Diesen folgten mehrstufige Dämpfer, die durch einen auf der Kolbenstange sitzenden Schrittmotor umschaltbar waren. Seit 15 Jahren sind durch ein Proportionalventil betätigtes stufenlose Dämpfer *CDC (Continuous Damper Control)* verfügbar.

Radführung: Mit der Umstellung von der Blattfederung zur Schrauben-, Drehstab- oder Luftfederung und von der Starrachse zur Einzelradaufhängung begann um 1930 das Zeitalter der modernen Radführung bzw. Radaufhängung.

Vorher gab es schon die ersten Parallelschubführungen der Räder entlang der Achsschenkel, wie 1898 im „Motorwagen Wartburg“, oder entlang der Lenkgabel, wie bei Stephens (**Bild 1-12**). Die senkrechte (Teleskop-)Vorderradführung kam erst in 1922 im Lancia Lambda, zum Einsatz [11].



Bild 1-12: Vertikalvorderradführung von Stepens 1898

Auch das 1952 eingeführte wartungsfreie Kugelgelenk als Ersatz für die Achsschenkellagerung vereinfachte und erleichterte die Radaufhängung.

Die Doppellängskurbel – wie beim VW Käfer – und die Doppelquerlenkeraufhängung – wie beim Mercedes Typ 380 von 1933 – waren die ersten modernen Einzelradaufhängungen. Die weit verbreitete McPherson (Federbein-)Vorderachsaufhängung, die in 1926 in einem Fiat Patent beschrieben und im Jahre 1948 bei den Ford Modellen „Consul“ und „Anglia“ eingeführt wurde, sowie die in dem Patent von Fritz Oswald 1958 beschriebenen Mehrlenkerachsen [8], sind die gängigsten Einzelradaufhängungen. Durch die erste, von Opel patentierte und eingeführte „selbsttragende Karosserie“ (1934), wurde der Begriff „Achse“ mit dem Begriff „Radaufhängung“ ergänzt.

Für die nicht angetriebene Hinterachse wurde 1975 im Audi 50 die Platz und Kosten sparende Verbundlenkerachse eingeführt. Diese bildet immer noch die Standardhinterachse für kleine, frontgetriebene Automobile. Für obere Fahrzeugklassen sind die Mehrlenkerhinterachsen mit mehr Potential für Fahrkomfort und Fahrverhalten weit verbreitet. Sie können außer-

dem angetrieben werden, haben jedoch auch Nachteile in Bezug auf Einbauraum, Gewicht und Kosten.

Durch die geschickte kinematische Anordnung der Lenker und Gelenke konnten vorteilhafte Eigenschaften erzielt werden, wie z. B. ein negativer Lenkrollradius (1958 patentiert von Fritz Oswald, Erstserieneinsatz 1972 im Audi 80), der das Bremsverhalten und die Spurhaltung in der Kurve deutlich verbesserte.

Kugelgelenke mit drei Rotationsfreiheiten waren in den Geburtsjahren des Automobils nicht bekannt.

Zum Lenken der Räder hatte man einen Lenkzapfen mit zwei Drehlagern. Erst 1922 hat der deutsche Ingenieur Fritz Faudi ein Reichspatent mit dem Titel „Kugelgelenk, insbesondere für die Lenkvorrichtung von Kraftfahrzeugen“ erteilt bekommen [1]. Ein Stahlkugelzapfen war zwischen zwei Stahlschalen gelagert. Mit der Einführung des Kugelgelenks konnte der Achsschenkel durch einen Radträger ersetzt werden. Die wartungsfreien Kugelgelenke mit Kunststofflagschale der Firma Ehrenreich sind seit 1952 bekannt.

Die Gummilager wurden zum ersten Mal in den dreißiger Jahren in den USA unter den Namen „Floating Power“ als Motorlagerung eingeführt. Später wurden sie auch als Gelenk an der Lenkerverbindung zur Karosserie benutzt. Sie waren zuerst gedacht, um die Geräusche, Schwingungen und Rauhigkeiten, die von der Strasse kommen, zu isolieren. Diese wurden dann später gezielt als elastische Elemente der Radaufhängung so ausgelegt, dass die Aufhängung sich deutlich verbesserte. Damit wurde in der Fahrwerkauslegung seit 1955 neben der Kinematik auch der Begriff „Elastokinematik“ eingeführt.

Radlagerung: Die Räder sind auf dem Achsträger gelagert. Es waren zuerst Gleitlagerungen im Einsatz, trotz hoher Reibverluste und Spielneigung durch Verschleiß. Obwohl die Kelten schon 1000 v. Chr., Wälzlagerringen mit Nadeln aus Holzstiften als Radlagerung einsetzten [11], wurde dies nicht weiterverfolgt. Die Erfahrung der Wälzlager aus Stahl mit niedrigen Reibverlusten, Verschleißanfälligkeit und Spielfreiheiten kam viel später, und danach wurden diese Wälzlager ausschließlich als Radlagerung eingesetzt, zuerst als Kegellager und später als Schräkgugellager.

Reifen: Der Luftreifen hat sein Ursprung im Fahrrad: Das Patent des Schotten Dunlop im Jahr 1888 fand seine Anwendung zuerst ausschließlich an Fahrrädern, die zu der Zeit als Federungselement nur den Reifen aufwiesen. Im Auto war zuerst der hohle Massivgummireifen im Einsatz, der Geschwindigkeiten bis zu 30 km/h zuließ. Die ersten Luftreifen in Autos waren die Wulstreifen auf Flachbettfelgen, basierend auf dem Patent des Amerikaners William Bartlett. Michelin entwickelte die ersten abnehmbaren Luftreifen auf Basis des Bartlett-Patents. Dies waren Reifen aus Kautschuk mit innen liegendem, gekreuztem Gewebe. Sie hatten eine sehr geringe Lebensdauer und das bei einer Reparatur notwendige Ausziehen aus dem Fel-

genwulst war sehr umständlich. So kam die abnehmbare „Stepney“-Felge und schließlich das abnehmbare „Rudge-Withworth“-Rad.

Der Einsatz von Naturkautschuk als Gummi war erst durch die Vulkanisation möglich, was durch den Zusatz von Sulfat möglich und von Fa. Goodyear erfunden wurde. Die schlechte Abriebfestigkeit dieses Gummis konnte später um den Faktor 10 verbessert werden, als die Fa. Pirelli im Jahr 1907 Ruß zum Gummi einmischt.

Wegen der harten Hochdruckreifen ließ der Fahrkomfort auf den schlechten Straßen und bei steigenden Geschwindigkeiten dennoch zu wünschen übrig. Mit einem Überdruck von nur 2,5 bar montierte Michelin 1923 an einem Citroen den ersten Niederdruckreifen auf einer Tiefbettfelge, den sogenannten „Ballonreifen“. Die diagonale Kordlagenstruktur, eine Erfindung von Palmer aus dem Jahr 1908, verhinderte die Selbsterhitzung des Reifens, weil der zugfeste Kord die inneren Relativverschiebungen der Gummischichten bei jeder Einfederung stark einschränken konnte. Damit wurde die Reifenlebensdauer nochmals um den Faktor 10 gesteigert.

Die dehnfeste Kordeinlage steigerte auch die Seitenstabilität des Reifens. In den dreißiger Jahren wurde der Baumwollkord durch das wesentlich reißfestere synthetische Rayon (Kunstseide) ersetzt.

Die ersten Luftreifen hatten zuerst einen innen liegenden Schlauch, um die Luft nach außen hin abzudichten. Dies war aber nicht unbedingt notwendig, weil der Reifenwulst am Felghorn luftdicht aufliegt. Die ersten schlauchlosen Reifen wurden von Dunlop 1938 und Goodrich 1948 in den USA eingeführt und lösten ab 1960 den Schlauch vollständig ab.

Der nächste, vielleicht wichtigste Fortschritt beim Reifen war der Radialgürtelreifen, der von Michelin 1946 patentiert und 1949 im Citroen 2CV in Serie ging. Dieser Reifen hatte ein um den Wulstkern quer zur Fahrtrichtung geschwungenes Textilgewebe, welches dem Reifen seine Festigkeit gegen inneren Druck verleihten und für höhere Seitenstabilität sorgen sollte. Ein umfangsteifer Gürtel aus Stahldrähten verstärkte den Reifen unterhalb der Lauffläche. Damit waren die Relativbewegungen der gekreuzt gewebten Diagonalkarkassenfäden, die durch Reibung die Lebensdauer reduzierten, beseitigt. Der Stahlgürtel, der jetzt die Trägerfunktion übernahm, ließ deutlich höhere Geschwindigkeiten zu. Außerdem war es damit nun möglich, statt ballonförmige, auch flachere Reifenquerschnitte herzustellen, die einen deutlich größeren Reifenlatsch haben, um höhere Seitenkräfte zuzulassen. Die weiteren Entwicklungen am Reifen waren die Anbringung von Profilen und eine quer angeordnete Feinprofilierung (1932 erfunden von dem Deutschen Robert Sommer), um die Griffigkeit auf Eis, Schnee oder Nässe zu erhöhen oder der Silika-Zusatz zum Gummi, um den Rollwiderstand (verantwortlich für bis zu 1/3 des Kraftstoffverbrauches) zu senken. Schließlich fanden die schon seit den zwanziger Jahren bekannten Sicherheitsreifen, die auch bei einem

luftleeren Reifen noch weiter betrieben werden können, in den letzten Jahren ihren Serieneinsatz bei der Oberklasse.

Räder: Die ersten Räder im Automobil waren die von den Kutschen bekannten Speichenräder mit Draht- bzw. Holzspeichen. Die Speichenenden verliefen an der Nabe konisch und fest aneinander liegend. Bei den Drahtspeichenrädern wurden sich kreuzende Stahldrähte als Speichen verwendet. Sie wurden vor allem aus Gewichtsgründen und zur Bremsbelüftung bei Renn- und Sportwagen verwendet. Dazwischen waren auch gegossene oder gepresste Speichenräder im Einsatz, um die höheren Radlasten zu tragen. Vor den Luftreifen waren auch federnde Räder mit festem Reif üblich, die jedoch zu aufwändig waren. Die bekannte Felge aus gepresstem Stahlblech und mit nach innen gebogenen Hörnern kam als Flachbettfelge mit dem Wulstreifen und dann als Tiefbettfelge mit dem Ballonreifen auf den Markt. Am Ende der Zwanzigerjahre wurde dann die moderne, abnehmbare Tiefbettfelge mit Bolzenzentrierung, auf der ein Niederdruckreifen mit Ventil montiert war, eingeführt.

Fahrwerkentwicklung: Während der ersten 50 Jahre des Automobils wurden die Fahrwerke mehr intuitiv, handwerklich und eher improvisierend entwickelt. Es waren Tüftler und Erfinder am Werk. Die ersten Automobile von Benz (1885) und Daimler (1886) hatten gar keine Radaufhängung; die Achsen waren direkt am Wagenkörper befestigt. Nur die Sitzbank war gefedert, um ein Mindestmaß an Fahrkomfort zu gewährleisten. Ein leichtes autark arbeitendes Antriebsaggregat war am Anfang der Automobilgeschichte Mittelpunkt der Automobilentwicklung. Die Entwicklung des Fahrwerks hinkte bis vor dreißig Jahren deutlich hinter der des Antriebs hinterher, wobei Karl Benz derjenige war, der viel Sorgfalt auch auf die Entwicklung des Fahrwerks verwendete. Erst die, mit den leistungsstarken Antriebsaggregaten steigenden Fahrgeschwindigkeiten und die notwendigen Sicherheits- (insbesondere in den Kurven und beim Bremsen), Komfort- sowie Zuverlässigkeitserhöhungen, lenkten den Entwicklungsschwerpunkt auch zum Fahrwerk. Entsprechend kleiner waren die Fahrwerksabteilungen der großen Automobilhersteller in den fünfziger Jahren besetzt; kaum eine hatte mehr als 50 Ingenieure und technische Zeichner, sodass sich lange Entwicklungszeiten für alle Fahrwerkskomponenten ergaben. Es dauerte von 1956 bis 1965 volle zehn Jahre, die z. B. die Mercedes S-Klasse W108/109 von der ersten Planung bis zur Serieneinführung brauchte [8]. Heute muss dieses schon innerhalb von ca. 3 Jahren geschehen, wenn der Autohersteller wettbewerbsfähig bleiben will und das obwohl die Anzahl der zu entwickelnden Modelle und Derivate sich verzehnfacht hat. Erst mit dem Einsatz von CAD um 1970 konnte mehr und mehr vom Reißbrett zur ungleich effektiveren Workstation gewechselt werden. Die Konstrukteure waren nicht nur in der Lage, die komplizierten Radbewegungen am Bild-

schirm durchzuspielen, sehr schnell Einbau- und Kollisionsuntersuchungen durchzuführen, sondern auch den Änderungs- und Optimierungsaufwand drastisch zu reduzieren. Die Zunahme des Wissens über das dynamische Verhalten des Automobils und die Einführung computergestützter Berechnungs- und Simulationsverfahren während der letzten 20 Jahre sorgte für hohe Fahrsicherheit und hohen Fahrkomfort.

Die Vernetzung der mechanischen Grundfunktionen mit Sensorik, Elektrik und Elektronik ist heute der aktuelle Stand in der Fahrwerkstechnik. Verfeinerte, hydraulische Regelsysteme der Lenkung, Federung, Dämpfung und Bremse und vor allem das aktuelle Aufkommen der Regelelektronik ebnen den Weg hin zum „intelligenten“ Fahrwerk. Eine Hauptrolle spielt dabei künftig das Vernetzen der vielen Einzelsysteme, um synchronisierte Eingriffe zu gewährleisten.

1.1.2 Definition und Abgrenzung

Das Fahrwerk ist die Summe der Systeme im Fahrzeug, die zum Erzeugen der Kräfte zwischen Fahrbahn und Reifen und zu deren Übertragung zum Fahrzeug dienen, um das Fahrzeug zu beschleunigen, zu lenken, zu bremsen und abzufedern.

Im Einzelnen sind das Rad/Reifen, Radlagerung, Radträger, Bremsen, Radaufhängung, Federung, Dämpfung, Lenkung, Stabilisatoren, Achsträger, Achsgetriebe, Seitenwellen, Fußhebelwerk (Pedalerie), Lenksäule, Lenkrad, Aggregatelagerung und alle Regelsysteme zur Unterstützung der Fahrwerksaufgaben sowie Fahrerassistenzsysteme [12].

Das vorliegende Handbuch behandelt diese Systeme – bis auf die letzten beiden – gebündelt im Kapitel 3 als Bestandteile des Fahrwerks. Die Aggregatelagerung und die Regelsysteme werden in den Kapiteln 5 bzw. 8 ausführlich erläutert.

1.1.3 Aufgabe und Bedeutung

Das Fahrwerk stellt die Verbindung zwischen dem Fahrzeug – samt Insassen und Gepäck – und der Fahrbahn her. Mit Ausnahme der Massenkräfte und der aerodynamischen Einflüsse werden alle äußeren Kräfte und Momente in das Fahrzeug über die Kontaktfläche Fahrbahn/Reifen eingeleitet. Das wichtigste Kriterium beim Fahren ist, dass der Kontakt zwischen Fahrzeug und Fahrbahn am Reifenlatsch nie unterbrochen wird, weil sonst keine Führung, keine Beschleunigung, keine Bremsung und keine Seitenkraftübertragung (Lenkung) möglich sind.

Die Aufgabe wäre einfach zu realisieren, wenn die Fahrbahn ohne Hindernisse immer geradeaus führen würde, immer trocken und griffig wäre und es keine Unebenheiten und keine externen Einflüsse gäbe. Dann wäre bei Geradeausfahrt die einzige Eigenschaft des Fahrwerks, das Fahrzeug zu beschleunigen, auf der Spur zu halten und zu bremsen. Selbst die Erfüllung dieser Aufgabe wird schwierig, wenn die Fahrgeschwindigkeit steigt. Auch ein Serienauto kann ohne

abzuheben 407 km/h erreichen (Bugatti Veyron mit 736 kW [13]). Die Aufgabe des Fahrwerks ist aber außerdem so schwierig, weil die Fahrbahn weder stets gerade verläuft, eine glatte, griffige Oberfläche ohne Unebenheiten hat, noch frei von Hindernissen bleibt. Je höher die Geschwindigkeit, desto höher werden die Anforderungen an die Kraftübertragung in den Radauflstandsflächen, weil die zu beherrschende Energie (Fahrzeugmasse mal Quadrat der Fahrzeuggeschwindigkeit) exponential steigt.

Der Fahrer beeinflusst die Bewegungen des Fahrzeugs in Längs- und Querrichtung. In senkrechter Richtung zur Fahrbahn folgt das Automobil hingegen den Straßenebenheiten ohne aktiven Eingriff des Fahrers. Um Komfort und Sicherheit beim Fahren zu gewährleisten, sollen die Fahrbahnunebenheiten und Fahrbahnunterschiede so wenig wie möglich auf das Fahrzeug übertragen werden [12].

Die Aufgaben des Fahrwerks sind daher vielseitig und lassen sich im Überblick wie folgt auflisten [14]:

- ◆ Das Fahrzeug bewegen, rollen, festhalten.
- ◆ Das Fahrzeug beim Fahren stets in Spur halten.
- ◆ Die Fahrzeugmasse abstützen, federn und ihre Schwingungen dämpfen.
- ◆ Die von der Fahrbahn kommenden Geräusche und Schwingungen dämpfen bzw. isolieren.
- ◆ Die externen Störgrößen (z. B. Wind) kompensieren.
- ◆ Das Antriebsmoment auf die Fahrbahn bringen.
- ◆ Die Räder lagern, führen, lenken und bremsen.
- ◆ Dem Fahrer eine sichere und komfortable Fahrzeugführung gewährleisten.

Insgesamt ist das Fahrwerk verantwortlich für das dynamische Fahrzeugverhalten sowie für Fahrsicherheit und Fahrkomfort. Damit gehört es neben Motor und Getriebe zu den wichtigsten und technisch anspruchsvollsten Systemen eines Fahrzeugs.

Das erklärt die Bedeutung und Vielseitigkeit der Fahrwerkstechnik. Sie bündelt nicht nur Funktionsgruppen, sondern umfasst auch die Regelung der einzelnen Funktionsgruppen und ihrer Wechselwirkungen untereinander.

Da außer Lenkrad, Rad und Reifen alle Komponenten des Fahrwerks für den Fahrer unsichtbar bleiben, vermitteln sie keine direkten Kaufanreize. Erst bei der ersten Probefahrt, noch wichtiger erst bei einer kritischen Fahrsituation, merkt jeder den hohen Stellenwert des Fahrwerks im Gesamtauto [12].

Ein fahrdynamisch optimal abgestimmtes Auto ist für den Fahrer mit geringem Aufwand zu fahren, weil es die von ihm eingegebenen Befehle unmittelbar, vorhersehbar und präzise umsetzt. Es vermittelt ein Gefühl der Sicherheit und wird als fahraktiv empfunden. Dieses Gefühl wird auch mit „Freude am Fahren“ beschrieben und ist ein Kaufkriterium für viele Autofahrer.

Die Fahrdynamik eines Fahrzeugs bestimmt ganz wesentlich die Möglichkeiten des Fahrers, die kritischen Situationen zu beherrschen oder zu vermeiden. Das

Fahrwerk verleiht dem Automobil seine Fahrsicherheit in allen Fahrsituationen.

Hoher Fahrkomfort wird nicht nur subjektiv als angenehm empfunden, sondern hat auch einen nachgewiesenen Einfluss auf das physische und psychische Leistungsvermögen des Fahrers.

Die Unfallstatistiken zeigen, dass 36 % aller Unfälle mit Todesfolge entstehen, weil das Fahrzeug (bei Unachtsamkeit des Fahrers, bei überhöhter Geschwindigkeit oder schlechten Straßenverhältnissen) von der Fahrbahn abkommt. Die Wahrscheinlichkeit, dass das Fahrzeug in der Spur bleibt ist größer, je besser und sicherer ein Fahrwerk funktioniert.

Das Fahrwerk hat aber auch einen wesentlichen Einfluss auf Raumausnutzung, Gewicht, Aerodynamik und die Gesamtkosten des Fahrzeugs.

Der Leichtbau spielt beim Fahrwerk eine wesentlich größere Rolle als bei allen anderen Baugruppen, da die gesamte ungefederte Masse des Fahrzeugs (Räder, Reifen, Radträger, Radlagerung, Bremse, anteilig Feder, Dämpfer, Radaufhängung) sich im Fahrwerk befindet. Durch die Reduzierung dieser Masse können die Fahreigenschaften deutlich beeinflusst werden. Je kleiner die ungefederten Massen sind, desto weniger wird der Aufbau von Radschwingungen beeinflusst und desto einfacher wird das ständige in Kontaktthalten des Fahrzeugs mit der Fahrbahn. Es entstehen so weniger Störgrößen, welche die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort beeinträchtigen.

Fast alle Fahrerassistenzsysteme wirken über das Fahrwerk auf die Kurshaltung des Fahrzeugs. Damit wird die Bedeutung des Fahrwerks für moderne Fahrzeuge unterstrichen.

1.2 Fahrwerkaufbau

Bevor der Fahrwerkaufbau beschrieben wird, sind zwei übergeordnete Klassifizierungen des Pkw, nämlich Fahrzeugklassen und Antriebskonzepte zu erläutern, weil diese eine wesentliche Rolle bei der Festlegung und Diskussion des Fahrwerks spielen.

1.2.1 Fahrzeugklassen

Pkw-Klassen werden nach deren Einsatz und Außenabmessungen definiert. Vor 30 Jahren waren es wenige unterschiedliche Typen: Limousinen der Kompakt-, Mittel- und Oberklasse und einige Derivate wie Kombi, Fließheck, Coupe, Cabriolet, Sportwagen.

Heute ist es nicht mehr so übersichtlich, weil jedes Jahr neue Modellvarianten und sogenannte „Cross overs“ entstehen (**Bild 1-13**). Dementsprechend gibt es unterschiedlich detaillierte Klassifizierungen. Die in diesem Buch benutzte Klassifizierung wird in der **Tabelle 1-1** aufgelistet.

Damit nicht für jede dieser Variante ein komplett neues Fahrwerk entwickelt werden muss, wurden Modular- oder Plattformstrategien eingeführt; jeder OEM hat weltweit nur eine begrenzte Anzahl unterschied-

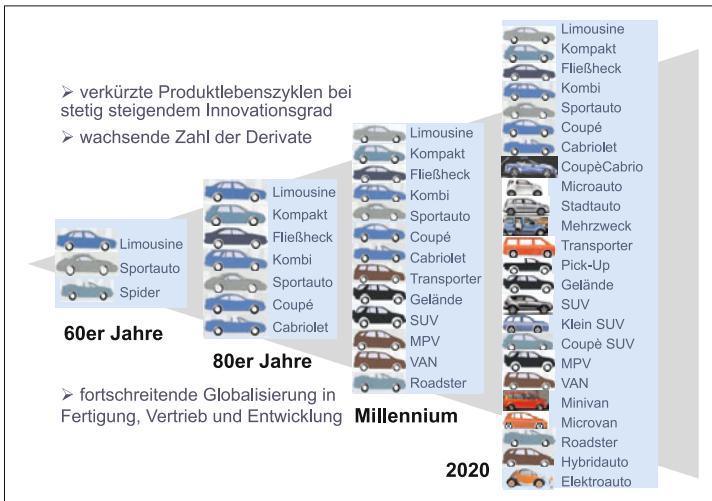


Bild 1-13:
Wachsende Anzahl der Fahrzeugmodelle

Tabelle 1-1: Fahrzeugklassen

Segment		Fahrzeugbeispiele
0	MICRO	Daimler-Smart; Fiat-500; Ford-KA; Nissan Pixo; Toyota-iQ; Tata-Nano; VW-UP
1	MINI	Fiat-Panda; Peugeot-107; Renault-Twingo; Toyota Aygo; VW-Lupo
2	SMALL	Audi A1; Fiat-Punto; Ford-Fiesta; Opel-Corsa; Peugeot-207; Renault-Clio; Toyota Yaris; VW-Polo
3	LOWER MEDIUM	Audi-A3; BMW-1; Ford-Focus; MB-A,B,C; Opel-Astra; Peugeot-308; Renault-Megane; Toyota Auris; VW-Golf
4	MEDIUM	Audi-A4; BMW-3'er; Ford-Mondeo; MB-C Kl.; Opel-Insignia; Peugeot-407; Renault-Laguna; VW-Passat
5	UPPER MEDIUM	Audi-A6; BMW-5'er; Lancia-Thesis; MB-E Klasse; Peugeot-607; Renault-Vel Satis; Volvo-S80
6	LUXURY	Audi-A8; BMW-7'er, Rolls Royce; Jaguar-XJ; Maserati; MB-S Kl., Maybach; VW-Phaeton, Bentley
7	SPORT	Audi-TT; BMW- Z 8; Mazda-RX8; MB-SLK; Jaguar XK; Porsche-911,Boxster; Opel-Tigra; VW-Scirocco
8	UPPER SPORT	Audi-R8; MB-SL; Porsche-911 Turbo; Lamborghini; Maserati; Ferrari; Aston Martin; Bugatti
A	VAN	Ford-C-Max; MB-Viano; Opel-Zafira; Peugeot-1007;Renault-Scenic, Modus; Toyota-Verso; VW-Touran
B	MINIVAN	Fiat-Doblo; Ford- Connect; Opel-Combo; Peugeot-Partner; Renault-Kangoo; Toyota-Hijet; VW-Caddy
C	COUPE	AUDI-A5; BMW-6'er, D-CLS; Porsche-Panamera
D	TRANSPORTER	MB-Sprinter; Fiat-Ducato; Ford-Transit; Opel-Vivaro; Toyota Hiace; Peugeot-Boxer; VW-T5
E	ELECTRO, HYBRID	Honda-Insight; Mitsubishi-MIEV; Opel-Ampera; Peugeot Ion;Tesla-Roadster; Toyota-Prius; Subaru-Stella
F	SUV	Audi-Q5,Q7; BMW-X1,X3,X5,X6; Ford-Kuga; MB-GKL,M,G; Toyota-RAV; Land Rover; VW-Touareg,Tiguan
G	PICK-UP	Ford F-Series, Ranger; Toyota-Hilux; Dodge-Ram,Dakota; VW Amarok
M	MPV	Fiat-Ulysse; Ford-S Max, Galaxy; MB-R Kl., Viano; Peugeot-807; Renault Espace; VW- Sharan, Multivan

licher Antriebs- und Fahrwerkkonzepte, die er dann mit Anpassungen an die modellspezifische Spur, den Radstand und die Radlasten als ein Baukastensystem bei allen seinen Modellen anwenden kann. Die Fahrwerkkonzepte für Module oder Plattformen richten

sich in erster Linie nach den Baureihen und deren Marktpreis.
Es gibt am unteren Ende ein kostengünstig herstellbares Konzept (meist für Front-Quer-Motor mit Frontantrieb, vorne McPherson, hinten Verbundlenkerachse)

und am oberen Ende ein technisch aufwändiges, luxuriöses und teures Konzept (Allradantrieb, vorne und hinten Mehrlenkerachsen wahlweise mit Luftfederung und aktiven Fahrwerkssystemen).

Die Analyse der Maßvergleiche unterschiedlicher Fahrzeugklassen zeigt, dass diese im Wesentlichen durch die Komfortmasse definiert werden [12]:

- ◆ Schulterbreite vorne,
- ◆ Fußraum hinten,
- ◆ Innenraumlänge (Komfortmaß),
- ◆ Kofferraumvolumen.

Die restlichen Maße ergeben sich durch die ergonomischen Grundanforderungen, die in jedem Fahrzeug erfüllt werden müssen.

Sport Utility Fahrzeuge (SUVs, MPVs Geländefahrzeuge) zeichnen sich durch eine min. 100 mm größere Bodenfreiheit, Böschungswinkel bis zu 40° und Allradantrieb aus. Auch innerhalb der SUVs gibt es drei unterschiedliche Größen abgeleitet von drei Plattformgrößen, wie z. B. bei BMW X1, X3, X5 oder Audi Q3, Q5, Q7.

VANs sind die Limousinen-Derivate, die besonders durch die großen komfortablen Innenmaße und durch die Möglichkeit, mehr als 5 Personen zu transportieren, gekennzeichnet sind. Auch hier gibt es Mikro-, Mini-, Mittelklasse- und sogar Oberklasse- VANs.

In den letzten Jahren sind aus fast allen Volumenmodellen der Kompaktklasse durch die Höherlegung des Fahrzeugbodens und durch die vergrößerte Kopffreiheit neue Derivate entstanden, die besonders für Familien mit Kindern geeignet sind.

Stark im Kommen sind die Stadtfahrzeuge mit den Merkmalen klein, kompakt, wendig, sparsam, niedrigste CO₂-Emissionen, kostengünstig. Ein erstes dieser Klasse war in der neueren Fahrzeuggeschichte das Smart City-Coupe aus dem Jahr 1998. Heute gibt viele Wettbewerber (meist aus Japan): Toyota iQ, Urban Cruiser, Fiat 500, Suzuki Alto, Nissan Pixo, Hyundai i10 etc. Solche Fahrzeuge eignen sich in besonderem Maß für einen Elektroantrieb.

Eine ganz neue Antriebsklasse bilden die Hybrid- und Elektrofahrzeuge, die zuerst auf Basis vorhandener Plattformen angeboten werden.

Die Transporter bieten in erster Linie viel Platz für Passagiere, aber auch für den kommerziellen Transport von Lasten. Sie umgehen damit die Geschwindigkeitseinschränkungen von Lkws. Sie sind schnell, wendig und kostengünstig, bieten jedoch entsprechend weniger Komfort.

Die US-Alternative zum europäischen Transporter sind die Pick-ups, die neben den zumeist 3 Passagieren auch mittels einer großen, offenen Ladefläche sperrige und schwere Gegenstände transportieren können.

Obwohl es keine strikten Regeln gibt, die bestimmen, welche Fahrzeugklassen welche Fahrwerkkonzepte haben müssen, existieren sinnvolle Zuordnungen zwischen Fahrzeugklassen und Fahrwerkkonzepten.

1.2.2 Antriebskonzepte

Der zweitwichtigste, Fahrwerk bestimmende Faktor ist das Antriebskonzept, das die Lage des Antriebsaggregats und der angetriebenen Achsen vorgibt.

Es gibt drei grundsätzliche Anordnungen [15]:

- ◆ Frontmotoranordnung,
- ◆ Mittelmotoranordnung,
- ◆ Heckmotoranordnung,

zwei Motoreinbauvarianten:

- ◆ Längseinbau,
- ◆ Quereinbau

sowie drei Möglichkeiten der Antriebsachsen:

- ◆ Antreiben der Vorderräder (Frontantrieb),
- ◆ Antreiben der Hinterräder (Heckantrieb) und
- ◆ Antreiben aller Räder (Allradantrieb).

Daraus ergeben sich $3 \times 2 \times 3 = 18$ Möglichkeiten. Davon machen viele jedoch weder wirtschaftlich noch technisch einen Sinn. Die in den Serienautomobilen zu findenden Kombinationen sind:

1. Front-Quer-Motoranordnung mit Frontantrieb,
2. Front-Quer-Motoranordnung mit Allradantrieb,
3. Front-Längs-Motoranordnung mit Frontantrieb,
4. Front-Längs-Motoranordnung mit Heckantrieb,
5. Front-Längs-Motoranordnung mit Allradantrieb,
6. Heck-Quer-Motoranordnung mit Heckantrieb,
7. Heck-Längs-Motoranordnung mit Heckantrieb,
8. Heck-Längs-Motoranordnung mit Allradantrieb,
9. Mitte-Längs-Motoranordnung mit Heckantrieb.

Aktuell werden nur sechs der aufgeführten 9 Antriebskonzepte bevorzugt und verstärkt eingesetzt (**Bild 1-14**):

- ◆ Front-Quer-Motoranordnung mit Frontantrieb bei Fahrzeugen bis zur Mittelklasse, wegen der Wirtschaftlichkeit, Fahrstabilität, Seitenwindunempfindlichkeit, Gutmütigkeit, wintertauglichem Fahrverhalten und Raumökonomie,
- ◆ Front-Längs-Motoranordnung mit Frontantrieb bei Fahrzeugen ab der Mittelklasse wegen der Fahrstabilität, Gutmütigkeit, wintertauglichem Fahrverhalten und Raumökonomie, Einbaumöglichkeit von großen Motoren und einfache Ergänzung zum Allrad,
- ◆ Front-Längs-Motoranordnung mit Heckantrieb bei Fahrzeugen ab der oberen Mittelklasse wegen der Fahrsicherheit, Fahrdynamik, günstigen Achslastverteilung, der von Antriebseinflüssen freien Lenkens und schließlich der Einbaumöglichkeit von großen Motoren,
- ◆ Allradversionen der drei oberen Anordnungen wegen der Benutzung der gleichen Plattform in mehreren Modellen insbesondere SUVs und wegen der Nachteile des Einachsenantriebs bei Hochmotorisierung,
- ◆ Längseinbau von Mittel oder Heckmotoren mit Heckantrieb bei kleinen, sportlichen Fahrzeugen

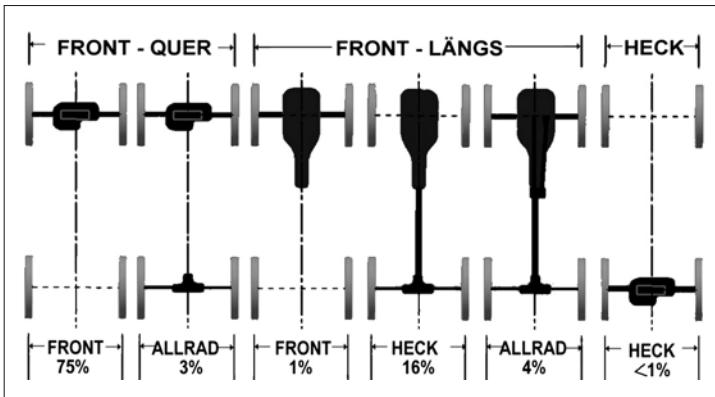


Bild 1-14:

Gegenüberstellung der Antriebsarten und deren weltweiten prozentualen Marktanteile in 2005

zur Steigerung der Traktion und Fahreigenschaften. Wegen der Einschränkungen an Variabilität und der hohen Kosten ist diese Variante jedoch nicht als Plattform für weitere Derivate geeignet.

Durch die kompakte Bauweise und den Wegfall einiger Bauteile bietet der Frontantrieb 3 % bis 5 % Gewichtsvorteil gegenüber der Standardbauweise. Dagegen ist der Vorderachslastanteil mit 56 % bis 65 % ungünstig bezüglich Lenkkräften, Bremskraftverteilung und Untersteuern im Grenzbereich [15]. Vorteilhaft ist die bessere Traktion und Fahrstabilität insbesondere bei niedrigen Reibwerten.

Der Bestand heutiger Fahrzeuge wird durch drei Antriebsarten und die dazugehörigen Fahrwerkskonzepte geprägt: Front-Quer-Motor mit Frontantrieb (weltweit 75 % aller Fahrzeuge), Front-Längs-Motor mit Heckantrieb (16 %) und der Allradantrieb (7 %). Alle anderen Konzepte zusammen liegen weit unter 2 % [1].

Front-Quer-Motor mit Frontantrieb (Bild 1-15):

Insgesamt wird diese Kombination mit Abstand in den meisten Fahrzeugen eingebaut. Die Vorteile sind: niedrige Kosten, kompakte, leichte Bauweise, stabiles und gutmütiges Fahrverhalten und gute Traktion auch auf schlechten, winterlichen Straßen.

Nachteile ergeben sich durch die mit der Zuladung stark sinkende Traktion und Steigungsfähigkeit, bei der Unterbringung größerer Motoren und durch den durch die Beugewinkel der Antriebswellen begrenzten Lenkwinkel.



Bild 1-15: Front-Quer-Motor mit Frontantrieb

Als Fahrwerk hat dieses Konzept vorne fast ausschließlich ein McPherson-Federbein, weil dieses, ähnlich wie das Antriebskonzept, kostengünstig, Platz sparend und mit guten Fahreigenschaften gebaut werden kann. Die kinematischen Nachteile (Störkraftthebelarm) bei stärkeren Motorvarianten lassen sich durch die Auflösung der unteren 3-Punkt-Lenker und die zweiteilige Gestaltung der Radträger (drehbar/nicht drehbar) reduzieren (s. Abschnitt 4.3.9).

An der Hinterachse wird meist die kostengünstige und platzsparende Verbundlenkerachse eingesetzt. Die fahrdynamischen Grenzen der Verbundlenkerachsen werden ab der unteren Mittelklasse häufig durch Verwendung von Mehrlenkerachsen (ein Längslenker und drei Querlenker) ausgeglichen, jedoch mit Kosten-, Gewichts- und Raumnachteilen.

Front-Längs-Motor mit Heckantrieb (Bild 1-16):

Diese Kombination wird häufig für die Fahrzeuge ab der Mittelklasse verwendet. Sie ist ab der oberen Mittelklasse als Standard zu sehen, weil sie Paketvorteile bei der zwanglosen Unterbringung von großvolumigen Motoren und fast beliebigen Schalt- und Automatikgetriebevarianten aufweist. Durch die Trennung von gelenkten und angetriebenen Rädern ergeben sich Vorteile im Lenkverhalten. Ausgewogene Gewichts- und Komfortverhältnisse und gute Traktion auf trockenen Fahrbahnen unabhängig von der Zuladung oder in Anhängerbetrieb sind weitere Vorteile. Auch für die passive Sicherheit (Frontalaufprall) bietet

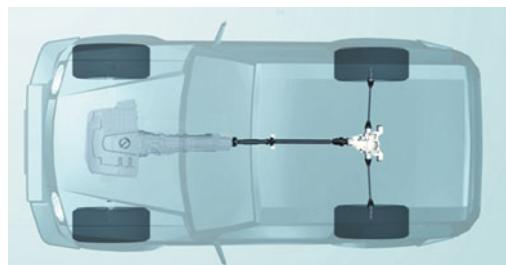


Bild 1-16: Front-Längs-Motor mit Heckantrieb

der Längseinbau mit langen Knautschzonen gute Voraussetzungen.

Als Fahrwerk hat dieses Konzept oft Doppelquerlenker an der Vorderachse, z. T. mit der oberen Lenkerebene oberhalb des Reifens und unten mit aufgelösten Lenkern (Trag- und Führungslenker getrennt).

An der Hinterachse sind Mehrlenkerachsen in unterschiedlichen Varianten zu finden; mit fünf Lenkern, mit einem 4-Punkt-Trapezlenker plus je einem oberen Querlenker und unteren Schräglenger, alle gelagert auf einem Achsträger, um den Komfort zu steigern.

Front-Motor mit Allradantrieb (Bild 1-17):

Seit der erfolgreichen Einführung des Audi Quattro wird der Allradantrieb immer beliebter. Mit dem Allradantrieb können die Vorteile eines Front- und Heckantriebs kombiniert werden, jedoch zu höheren Kosten, Gewicht und Kraftstoffverbrauch. Die mit Allradantrieb erheblich verbesserte Traktion ist nicht nur außerhalb der festen Straßen vorteilhaft, sondern auch bei Nässe und winterlichen Fahrbahnen sowie bei leistungsstarken Fahrzeugen auf trockener Fahrbahn. Mit fortschreitender Entwicklung von leichteren und leistungsfähigeren Pkws werden die Traktions- und Fahrverhaltensvorteile des Allradantriebs immer häufiger genutzt. Die sehr hohen Drehmomente der modernen Dieselmotoren erschweren die volle Kraftübertragung vom Reifen zur Fahrbahn, wenn nur eine Achse angetrieben wird. Schon bei einem Motordrehmoment ab 220 Nm lässt sich auf einer nassen Straße ($\mu < 0,6$) erst

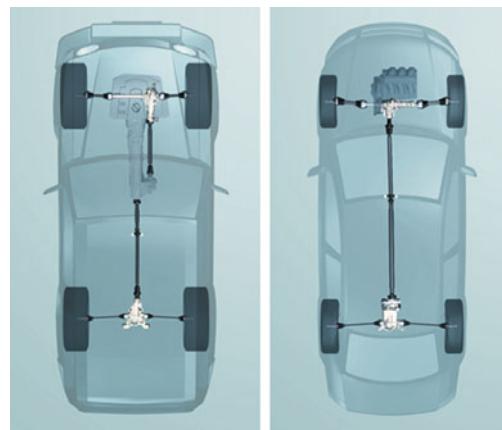


Bild 1-17: Gängige aktuelle Allradantriebskonzepte, links: Front-Längs-Motor, rechts: Front-Quer-Motor

ab dem zweiten Gang das volle Drehmoment auf die Fahrbahn übertragen.

Für das Fahrwerk werden die Doppelquerlenker- oder Mehrlenkerachs konzepte, sowohl als Vorder- als auch als Hinterachse eingesetzt. Für die Hinterachse ist ein separater Achsträgerrahmen, in dem ebenfalls das Differential befestigt wird, vorteilhaft.

Tabelle 1-2 zeigt die Beurteilung der Antriebskonzepte für die relevanten Merkmale und Kriterien [15].

Tabelle 1-2: Vergleiche der Merkmale der in Serie gebauten Varianten der Antriebsanordnung für Pkw

Motoranordnung	Front-Längs-			Front-Quer-			Heck-		Mittel-	
	Antriebsachse	Front	Heck	Beide	Front	Beide	Heck	Beide	Heck	Beide
Außenabmessungen	1	+	+	+	++	+	+	+	-	-
Innenraumnutzung	2	+	+	o	++	+	-	-	--	--
Kofferraumgröße	3	++	+	+	++	++	--	--	o	-
Raumaufteilung	4	+	o	o	++	+	-	-	--	--
Plattformstrategie	5	+	++	+	++	+	o	o	o	o
Herstellkosten	6	+	o	-	++	o	+	o	+	-
Leergewicht	7	+	o	-	++	-	+	-	+	-
Zuladung	8	o	+	++	o	++	+	++	+	++
Achslastverteilung	9	+	++	++	+	++	+	++	++	++
Traktion, trocken	10	+	++	++	+	++	++	++	++	++
Traktion, glatt	11	+	-	++	+	++	+	++	o	++
Traktion, Kurven	12	++	o	++	++	++	+	++	+	++
Traktion, Steigungen	13	o	+	++	o	++	+	++	+	++
Lenkungskomfort	14	o	++	+	o	+	++	+	++	+
Geradeausfahrt	15	++	+	++	++	++	-	o	o	+
Seitenwindstabilität	16	++	+	++	++	+	-	o	-	o
Lenkverhalten	17	+	+	++	+	++	+	++	+	++
Bremsverhalten	18	+	++	++	+	++	++	++	+	++

1.2.3 Fahrwerkkonzeption

Der Begriff „Fahrwerkkonzeption“ wird in diesem Buch mit Absicht benutzt, weil das Fahrwerk eine Komposition unterschiedlicher Systeme bedeutet. Zu jedem dieser Systeme lässt sich eine definierte Anzahl von Konzepten zuordnen. Das Fahrwerk hat kein eigenes Konzept aber eine Konzeption, die durch das Zusammenwirken der Konzepte der einzelnen Fahrwerksysteme entsteht.

In den Lastenheften der neuen Pkw-Modelle stehen für die Anforderungen an das Fahrwerk stets ähnliche Formulierungen [16], [17], nur deren Gewichtungen differenzieren sich je nach Fahrzeugklasse und Fahrzeughersteller deutlich voneinander:

- ♦ sicheres, stabiles, voraussehbare Fahrverhalten und Beherrschbarkeit bei allen Fahrbedingungen bis an die physikalischen Grenzen,
- ♦ stabile und komfortable Geradeausfahrt in Bezug auf Seitenwind und Fahrbahnunebenheiten,
- ♦ präzises (direktes und exaktes), intuitives Lenkverhalten, das sowohl komfortabel und leichtgängig ist, als auch das Gefühl für die Straße vermittelt,
- ♦ fein dosierbares, Vertrauen vermittelndes und standfestiges Bremsverhalten: kurze Bremswege, hohe Standfestigkeit, aktive Unterstützung in Notsituationen durch elektronische Radschlupfsysteme,
- ♦ komfortables Abrollen bei guter Kontrolle der Aufbaubewegungen; sanftes Schweben über unebenen Straßen,
- ♦ ein harmonisches Zusammenspiel aller Eigenschaften, das sowohl Fahrvergnügen als auch ein entspanntes Fahrerlebnis vermittelt.

Das Erreichen (oder nicht Erreichen) dieser Anforderungen hängt davon ab, ob die richtigen Konzepte für jedes Fahrwerksystem ausgewählt, aneinander angepasst und abgestimmt sind.

Die Festlegung der einzelnen Systemkonzepte für das Fahrwerk wird sehr stark beeinflusst von der gewählten Fahrzeugklasse, dem Antriebskonzept, den Außen- und Innenabmessungen (Packageanforderungen), den Komfortanforderungen sowie vom angestrebten Fahrdynamik- und Lenkverhalten. Dazu kommen auch die üblichen Anforderungen wie niedriges Gewicht, niedrige Kosten, Montierbarkeit, Service, Reparaturfreundlichkeit, Recyclebarkeit usw.

Die Fahrwerkkonzeption wird bestimmt durch:

- ♦ Vorderachskonzept,
- ♦ Hinterachskonzept,
- ♦ Federungs- und Dämpfungskonzept,
- ♦ Lenkungskonzept,
- ♦ Konzept der Bremsanlage,
- ♦ Fahrwerk-Regelungskonzept.

Sie wird vervollständigt durch die Festlegungen von:

- ♦ Rad und Reifen,
- ♦ Radlagerung und Radträger,
- ♦ Anbindung zum Aufbau (Achsträger),

- ♦ Achsantrieb,
- ♦ Pedalerie, Lenkrad (Bedienelemente),
- ♦ Aggregatelagerung,
- ♦ Achsträger.

In den Folgekapiteln dieses Buches werden diese Konzepte und Komponenten ausführlich beschrieben.

1.2.4 Trends in der Fahrwerkkonzeption

Nachdem über einen langen Zeitraum der Automobilgeschichte wenige konventionelle Fahrzeugkonzepte, wie die Stufen- oder Schräghecklimousine, die Kombilimousine oder der Sportwagen den Schwerpunkt der Fahrzeugentwicklung bildeten, werden heute zunehmend stärker an die Kundenbedürfnisse angepasste Fahrzeugkonzepte, vielfach als Nischenmodelle bezeichnet, realisiert. Vielfalt bestimmt das Angebot. In Europa gab es 2011 fast 160 Premieren, davon 20 Eco-Modelle [18] (**Tabelle 1-3**).

Der Trend in allen Fahrzeugklassen ist eindeutig weg von klassischen Limousinen, Stufenheck oder Kombis hin zu Cross-over-Autos. Nach der Welle mit MPVs und SUVs kamen die Micro- und Mini-Vans (Trendautos) und nun wird sichtbar [19], dass der Anteil von Cross-over-Modellen im Jahr 2010 im deutschen Markt auf 25 % gestiegen ist. Der Anteil von Trendautos bleibt bei 20 %. Die traditionellen Segmente dagegen sinken von 90 % in 1995 bis auf 50 % in 2010.

Bei SUVs haben sich neben den bekannten großen (z. B. Mercedes M-Klasse, BMW X5, Audi Q7, VW Touareg, Porsche Cayenne) auch kleinere Plattformen durchgesetzt. Es gibt nun mittlere SUVs (z. B. BMW X3, Audi Q5, Mercedes GLK) und kleine SUVs (z. B. BMW X1, Audi Q3, VW Tiguan, Skoda Yeti, Ford Kuga).

„Cross-over“ ist die Bezeichnung für Mischmodelle wie z. B. Sport-Tourer (eine Mischung von Oberklassen-Limousine, Van und Off-Road – z. B. Mercedes R-Klasse, BMW X6), Off-Road SLK, SUV Cabriolet (**Bild 1-18**).

Die um 100 bis 150 mm höher gesetzten Versionen der Volumenmodelle mit großzügigem und variablem Platz in Innenraum gehören ebenfalls zu den Trend-Autos (Ford C-Max und S-Max, Mercedes A- und B-Klasse, Opel Meriva und Zafira, Honda FRV, Hyundai Matrix, Renault Scénic, Skoda Roomster, VW Touran).



Bild 1-18: Cross-over-Konzept; SUV-Cabriolet [20]

Tabelle 1-3: Pkw-Premieren in Europa 2011 ohne Luxussportwagen (grün: Eco-Modelle) [18]

Die Popularität der Cabriolets steigt durch die Einführung der versenkbaren Hardtops statt Stoffverdeck. Nach Peugeot 402 Eclipse (1937) und Mercedes-SLK (1997) bieten jetzt viele Automobilhersteller (z. B. VW Eos, Ford Focus CC, Peugeot 307CC) mindestens ein Cabriolet-Modell mit versenkbarem Dach.

Steigend in den Stückzahlen sind auch die sehr kostengünstigen Fahrzeuge (Verkaufspreis unter 8 000 €) der Kompakt-Klasse wie Dacia Logan und Sandero in Europa. Besonders in den Ländern mit höchsten Pkw-Steigerungsraten wie China (Chery-QQ3), Indien (Tata-Nano), (Suzuki-Maruti), Russland (Lada-Kalina) haben diese einfachen und kostengünstigen Familienfahrzeuge (5 Personen, 4 Türen) einen wachsenden Markt.

Der wichtigste Trend der letzten Jahre (bedingt durch die sehr hohen Kraftstoffpreise und die gewachsene Sorge um die Umwelt) ist jedoch die verstärkte Nutzung verbrauchsreduzierender Maßnahmen bis hin zu Hybridisierung und Elektrifizierung des Antriebs. Heute bieten nahezu alle Hersteller Mild- und Full Hybridfahrzeuge an. Auch Fahrzeuge mit reinem Elektroantrieb (sogenannte Zero-Emission Vehicle) werden in Kleinserien gebaut. Sobald die Batterietechnologie sich weiter verbessert und Batterien kostengünstiger produziert werden können, werden diese Fahrzeuge nennenswerte (> 5 %) Marktanteile erobern.

Zur Zeit werden für solche Antriebsarten die Fahrwerke aus den vorhandenen Plattformen übernommen. Es ist jedoch sicher zu prognostizieren, dass mit den steigenden Stückzahlen besonders für die Elektrofahrzeuge neue, besser geeignete Fahrwerke entwickelt werden, die sich von den heutigen deutlich unterscheiden.

Ein größerer Veränderungsbedarf ergibt sich dabei für die Bremsanlage. Die elektrifizierten Antriebe holten einen Großteil der Effizienz aus der Möglichkeit, die Bremsenergie zu rekupieren. Die Bremsbetätigung muss dabei die jeweils optimale Verteilung auf E-Maschine und Bremse ermöglichen, ohne dass der Fahrer irritiert wird.

Die bestehenden Trends bei den Antriebskonzepten setzen sich in den nächsten Jahren weiter fort: der Anteil an der gesamten Weltproduktion von kostengünstigen Modellen mit Front-Quer-Motor und Frontantrieb wird voraussichtlich von 75 % auf 77 % steigen, bis zu einer Obergrenze von 80 %. Der Anteil größerer Premium-Modelle mit Front-Längs-Motor und Heckantrieb wird von 16 % auf 14 % sinken (jedoch bei unveränderten Stückzahlen), bis zu einer unteren Grenze von 12 %. Die Allradversionen werden einen Anteil von 8 % erreichen.

1.3 Fahrwerkauslegung

Die Auslegung des Fahrwerks für neue Modelle basiert auf dem Lastenheft für das Fahrwerk, das aus dem Lastenheft für das Gesamtfahrzeug abgeleitet und mit den fahrwerkspezifischen Anforderungen ergänzt

wird. Das Fahrzeug wird für ein bestimmtes Marktsegment und eine Käuferschicht vorgesehen und muss in diesem Segment den aktuell üblichen Merkmalen [21] und Abmessungen [12] entsprechen oder diese übertreffen (**Tabelle 1-4**).

Zum Vergleich werden sowohl Benchmark-Fahrzeuge des Wettbewerbs als auch die eigenen Referenz-Modelle genutzt. Die Gesamtfahrzeugeigenschaften lassen sich z. B. in folgende für die Fahrwerksgestaltung wichtigen Merkmale untergliedern (fett: sehr wichtiges Merkmal, kursiv: wichtiges Merkmale, normal: weniger wichtiges Merkmale):

- ◆ **passive und aktive Sicherheit,**
- ◆ *Innen- und Außenabmessungen, Kofferraum,*
- ◆ Ergonomie, Bedienkomfort,
- ◆ aerodynamische Merkmale,
- ◆ **Fahrdynamik,**
- ◆ *Emission,*
- ◆ Antriebskonzept,
- ◆ *fahrdynamische Leistung,*
- ◆ Antriebsleistung,
- ◆ Verbrauch,
- ◆ **Fahrsicherheit,**
- ◆ *NVH (Geräusch/Schwingung),*
- ◆ **Fahrkomfort,**
- ◆ Elektrik/Elektronik,
- ◆ *Gewicht,*
- ◆ *Design Kompatibilität (Modularität),*
- ◆ Fixkosten, Recycling,
- ◆ Design, Styling,
- ◆ *Zuverlässigkeit,*
- ◆ *Kaufpreis, Betriebskosten.*

Es ist nun nicht möglich und auch nicht notwendig in allen diesen Merkmalen der Beste zu sein. Wichtig ist vielmehr für jedes einzelne Merkmal zu entscheiden, ob man in dieser Kategorie der Klassenbeste, unter den Besten oder Durchschnitt sein will bzw. darunter bleiben kann. Danach werden die Prioritäten und die Gewichtung der einzelnen Merkmale festgelegt. Die ausgewählten Wettbewerbs- und Eigenmodelle werden nach diesen Merkmalen analysiert und vermessen, um möglichst viele objektive Werte für jedes Merkmal festzulegen.

Aus dieser Liste sind die fett gedruckten Merkmale 100 % fahrwerkrelevant und andere (kursive) werden durch das Fahrwerk mit beeinflusst, die dann in das Lastenheft für das Fahrwerk aufgenommen werden. Einige andere Festlegungen wiederum beeinflussen in sehr großem Umfang das Fahrwerk, wie z. B. Antriebsart und Gewichtsverteilung auf die Achsen.

In der Regel wird das Fahrwerk heute bei einer neuen Fahrzeuggeneration nicht immer wieder neu definiert, sondern weiterentwickelt bzw. angepasst. Das erkennt man auch an den Berichten über das Fahrwerk der neuen Modelle:

Tabelle 1-4: Marksegmente, typische Merkmale und Abmessungen der Pkws

	Mini/Klein	Kompakt	Oberklasse	Luxus	Sport/Coupe	SUV	Gelände/Rally
Design	schnuckelig	vielseitig	exklusiv	repräsentativ	schnittig	kräftig	funktionell
Leistung	50/75 kW	75/100 kW	150 kW	>200 kW	>150 kW	>150 kW	max. Leistung
Image	zweckmäßig	funktionell	Prestige	exklusiv	Fun to drive	viel Zweck	max. Handling
Verbrauch	sehr sparsam	sparsam	vernünftig	normal	weniger wichtig	akzeptabel	weniger wichtig
Preis	sehr günstig	günstig	annehmbar	normal	zweitrangig	normal	weniger wichtig
Fahrwerk	akzeptabel	gut	sehr gut	komfortabel	sportlich	gut	geländegängig
Gewicht	leicht	Minimum	akzeptabel	weniger wichtig	gutes kW/kg	akzeptabel	niedrig
NVH	akzeptabel	gut	sehr gut	extrem gut	gut bei v_{max}	gut	weniger wichtig
Sitze	2 / 4	4 / 5	4 / 5	4 / 5	2+2	5 / 6 / 7	4 / 5
Raum	akzeptabel	ausreichend	großzügig	im Überfluss	zweitrangig	großzügig	gut
Länge [mm]	3600–3800	3800–4400	4300–4700	4700–5100	3700–4600	4500–4800	4400–4800
Radstand [mm]	2350–2500	2500–2700	2600–2900	2700–3200	2400–2700	2700–3000	2500–2800
Breite [mm]	1550–1650	1670–1750	1670–1770	1800–1900	1600–1760	1700–1900	1700–1900
Schulterbreite [mm]	1250–1360	1340–1440	1340–1460	1450–1500	1300–1450	1450–1650	1450–1600
Fußraum hinten [mm]	700–850	750–880	800–920	900–1000	750–900	800–900	800–1000
Höhe [mm]	1350–1480	1350–1440	1360–1430	1400–1500	1350–1450	1600–1800	1600–1800
Gepäckraum [l]	200–400	250–550	330–550	500–600	200–500	250–1200	500–1000
Leergewicht [kg]	800–1300	1200–1600	1500–1800	2000–2600	1200–1800	1800–2900	1800–2600

... alle Entwicklungaktivitäten für das Fahrwerk sind daraufhin ausgerichtet, das hohe Niveau an aktiver Fahrsicherheit des Vorgängers nochmals zu steigern und markentypische Fahrwerkseigenschaften sicherzustellen ...

... das erfolgsreiche Konzept des Vorgängers wurde übernommen und weiterentwickelt ..

.. aufbauend auf den Qualitäten des Vorgängermodells und den neueren Erkenntnissen und Kriterien, die aus den Entwicklung von Schwesternmodellen resultieren, wurde ein Fahrwerkkonzept entwickelt, das ein Optimum darstellt ...

... zur weiteren Optimierung der Fahreigenschaften des Vorgänger Fahrwerks halten nun Systeme Einzug, die vorher noch einer höheren Klasse vorbehalten waren....

Manchmal sind jedoch die gestiegenen Anforderungen durch eine Optimierung des Vorgängers nicht mehr zu erfüllen oder ein Modell muss durch einen großen Innovationsschub in seinen fahrdynamischen Leistungen deutlich verbessert werden. Solche vollständig neu entwickelten Fahrwerke der letzten Jahre sind z. B.:

- ◆ Vierlenker-Vorderachse von Audi A4, A6, A8,
- ◆ Schwertlenker-Hinterachse Ford-Focus,
- ◆ Integralenker-Hinterachse der BMW 5er,
- ◆ Mehrlenker-Hinterachse Volvo S80,
- ◆ Mehrlenker-Hinterachse VW Golf 5,
- ◆ Fünflenker-Hinterachse BMW 1er und 3er.

1.3.1 Anforderungen an das Fahrwerk

Die Anforderungen an das Fahrwerk lassen sich nach folgenden Fahrzeugmerkmalen zusammenfassen [22] (**Bild 1-19**):

- ◆ Fahrdynamik,
- ◆ Fahrkomfort,
- ◆ Fahrsicherheit,
- ◆ Fahrzeugbedienung,
- ◆ Plattformstrategie,
- ◆ Fahrwerk-Gewicht,
- ◆ Fahrwerk-Kosten,
- ◆ Fahrwerk-Zuverlässigkeit, Robustheit.

Sie werden wiederum sehr stark beeinflusst von anderen Fahrzeugmerkmalen wie:

- ◆ Schwerpunktlage, Achslastverteilung,
- ◆ Antriebsanordnung,
- ◆ Außenabmessungen,
- ◆ Kofferraum, Tankinhalt,
- ◆ Fahrleistungen (z. B. Höchstgeschwindigkeit, Motordrehmoment),
- ◆ Aerodynamik (Auftriebsbeiwerte),
- ◆ Karosseriesteifigkeit.

Die **Fahrdynamik** bestimmende Faktoren sind:

- ◆ Anlenkverhalten,
- ◆ Zielgenauigkeit,

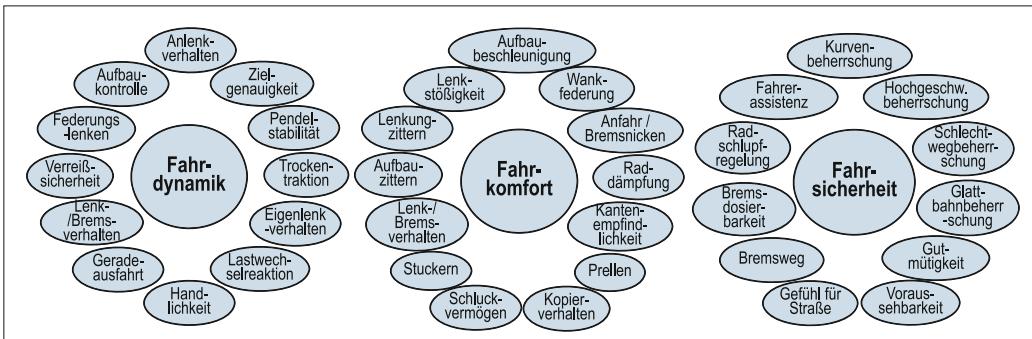


Bild 1-19: Beurteilungsmerkmale des Fahrwerks in Hinblick auf Dynamik, Komfort und Sicherheit [23]

- ◆ Pendelstabilität,
- ◆ Traction,
- ◆ Eigenlenkverhalten,
- ◆ Lastwechselreaktionen,
- ◆ Handlichkeit,
- ◆ Geradeauslauf,
- ◆ Lenk-/Bremsverhalten,
- ◆ Verreißsicherheit,
- ◆ Federungslenken,
- ◆ Aufbaukontrolle.

Den **Fahrkomfort** bestimmende Faktoren sind:

- ◆ Aufbaubeschleunigung,
- ◆ Wankfedererverhalten,
- ◆ Kopierverhalten der Einzelräder,
- ◆ Anfahr-/Bremsnicken,
- ◆ Raddämpfung,
- ◆ Kantenempfindlichkeit,
- ◆ Prellen (7 bis 25 Hz),
- ◆ Schluckvermögen,
- ◆ Reiten/Anfedern,

- ◆ Stuckern (7 bis 15 Hz),
- ◆ Aufbauzittern (0,5 bis 5 Hz),
- ◆ Lenkungszittern,
- ◆ Lenkstößigkeit.

Die **Fahrsicherheit** bestimmende Faktoren sind:

- ◆ Beherrschbarkeit in den Kurven,
- ◆ Beherrschbarkeit bei hoher Geschwindigkeit,
- ◆ Beherrschbarkeit auf schlechter Fahrbahn,
- ◆ Beherrschbarkeit auf glatter Fahrbahn,
- ◆ Gutmütiges Verhalten im Grenzbereich,
- ◆ Vorhersehbarkeit des Fahrzeugsverhaltens,
- ◆ Gefühl für die Strasse,
- ◆ Bremsweg, Dosierbarkeit der Bremse,
- ◆ Radschlupf Regelungssysteme (aktive Unterstützung in Notsituationen),
- ◆ Fahrerassistenzsysteme (aktive Unterstützung bei normalen Fahrsituationen).

Bild 1-20 nach [24] stellt eine Zusammenfassung aller Anforderungen und deren Wirkungen am Fahrwerk dar. Diese Anforderungen werden erfüllt durch das

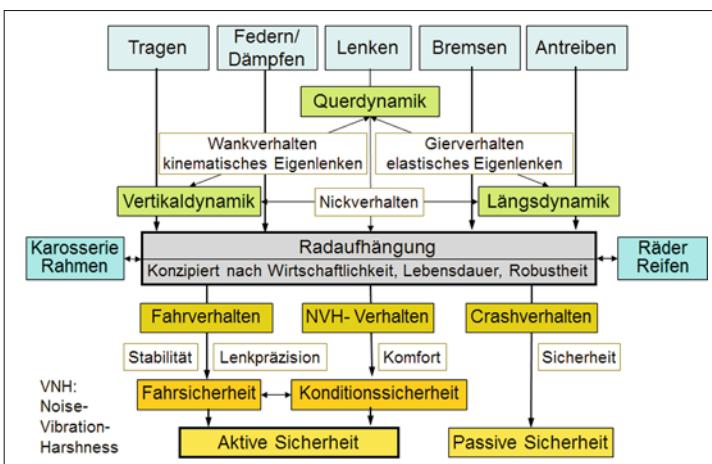


Bild 1-20:
Zusammenstellung der Anforderungen an das Fahrwerk

Zusammenwirken der Fahrwerksysteme und Komponenten. Diese sind:

- ♦ Vorderachse,
- ♦ Hinterachse,
- ♦ Federung und Dämpfung,
- ♦ Bremssystem,
- ♦ Lenksystem,
- ♦ Radlagerung, Radträger
- ♦ Räder und Reifen,
- ♦ Fahrwerkregelsysteme,
- ♦ Pedalerie, Lenkrad,
- ♦ Aggregatelagerung.

Nur ein perfekt abgestimmtes System aller Komponenten kann für hervorragende Fahreigenschaften und gutes Handling des Fahrzeugs sorgen.

1.3.2 Fahrwerk-Kinematikauslegung

Die Fahrwerkauslegung wird nach der Verabschiedung des Fahrwerklastenheftes und Festlegung der Konzepte für die einzelnen Fahrwerksysteme sowie nicht systemgebundenen Komponenten definiert.

Im Prozess der Fahrwerksauslegung erfolgt die Festlegung der Abmessungen, Toleranzen, Materialien, Oberflächen, Fertigungsverfahren, Verbindungsverfahren aller Baugruppen und Einzelteile.

Im ersten Schritt wird die Kinematik ausgelegt und optimiert, was eine funktionelle Konstruktion bedeutet. Im nächsten Schritt werden die einzelnen Komponenten (Lenker und Gelenke) mit ihren Bauräumen entsprechend den Belastungen sowie Steifigkeiten dimensioniert und in mehreren Iterationen optimiert, was eine gestalterische Konstruktion bedeutet.

Die Kinematikauslegung des Fahrwerks ist gleichbedeutend mit der Kinematik der Radaufhängung und Lenkung, weil diese eine kinematische Kette bilden.

1.3.3 Kinematik der Radaufhängung

Wegen der Bedeutung der Stellung des Reifens zur Fahrbahn spielt die kinematische Analyse der Aufhängung eine sehr wichtige Rolle. Sie steht am Anfang der Fahrwerkentwicklung, unmittelbar nach der Festlegung des Radaufhängungskonzepts [25].

Für weitere Beschreibungen ist zuerst ein Koordinatensystem für das Fahrzeug zu definieren, auf das sich dann die Anordnung der Radaufhängung bezieht. Bild 1-21 zeigt das rechtshändige, fahrzeuggebundene Koordinatensystem nach ISO 8851.3 / DIN 70000.

Die x -Achse weist in der Fahrzeugmittelebene nach vorn, die y -Achse nach links und die z -Achse nach oben. Der Koordinatenmittelpunkt befindet sich meist in der Vorderachsebene, auf der Fahrbahn. Andere mögliche Lagen für den Koordinatenursprung sind der vorderste Karosseriepunkt oder der für fahrdynamische Untersuchungen häufig verwendete Fahrzeugschwerpunkt. Für die Beschreibung der Radkinematik

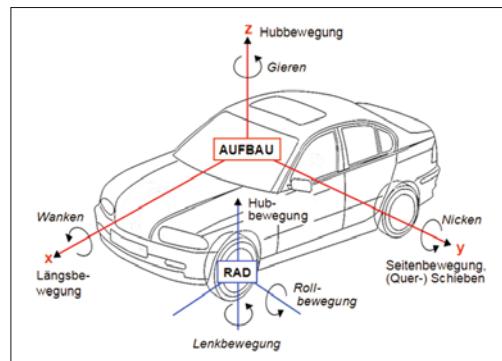


Bild 1-21: Fahrzeugkoordinatensystem nach ISO 8851 bzw. DIN 70000

wird dieses System auf die Mitte der Radaufstandfläche in Konstruktionslage und auf die Radachse parallel verschoben, um die Radbewegungen ausgehend aus der Radruhelage zu beschreiben.

Die Kinematik der Radaufhängung bestimmt die räumliche Bewegung des Rades bei Federung und Lenkung. Durch das gewählte Aufhängungskonzept liegen Anzahl und Relativanordnung (Topologie) der Kinematikpunkte fest. Die weiteren Festlegungen aus dem Fahrwerklastenheft wie Radstand, Spurweite, Reifen- und Felengrößen ermöglichen die Positionierung der Kinematikpunkte relativ zum Fahrzeug.

Für die Berechnung einiger Kenngrößen wie Bremsnickausgleich usw. werden außerdem die Lage des Schwerpunkts, Achslasten, Bremskraftverteilung und Antriebskraftverteilung (bei Allradantrieb) benötigt. Da die Kinematik sich mit der Beladung ändert, wird für die Auslegung eine Referenzlage definiert (Leerzustand oder häufiger ein Zustand mit geringer Beladung z. B. 2 Personen), die Konstruktionslage oder kurz „K0-Lage“ genannt wird.

1.3.3.1 Kenngrößen des Fahrwerks am Fahrzeug

Im Folgenden werden alle fahrwerkspezifischen Kenngrößen beschrieben und erläutert.

Radstand l (wheelbase, empattement):

Abstand der Radaufstandspunkte der Vorder- und Hinterräder in der $x-y$ -Ebene (Bild 1-22).

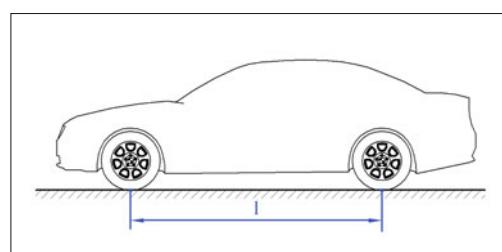


Bild 1-22: Radstand l nach ISO 612/DIN 70000

Radaufstandspunkt (*wheel contact point, point de contact de la roue avec la chaussée*): Schnittpunkt der Radmittelebene mit der Projektion der Raddrehachse auf die Fahrbahnebene.

Langer Radstand bedeutet:

- ◆ mehr Raum für Passagiere,
- ◆ besserer Fahrkomfort (geringes Nicken),
- ◆ bessere Fahrsicherheit.

Kurzer Radstand dagegen bedeutet :

- ◆ bessere Handlichkeit (Kurven, Parken),
- ◆ geringere Kosten und Gewicht.

Typische Werte:

- ◆ 2100 bis 3500 mm, Mittelwert: 2500 mm
- ◆ Radstand/Fahrzeuglänge: $0,6 \pm 0,07$

Allgemeine Empfehlung: Das Radstand/Fahrzeugverhältnis sollte möglichst groß sein. Für Kleinfahrzeuge soll das Verhältnis Radstand/Fahrzeuglänge nahe 0,7 liegen.

Radstandsänderung (*wheelbase changes, modification de l'empattement*): Durch die Federbewegung des Rades können sich der Aufstandspunkt und damit der Radstand ändern (**Bild 1-23**).

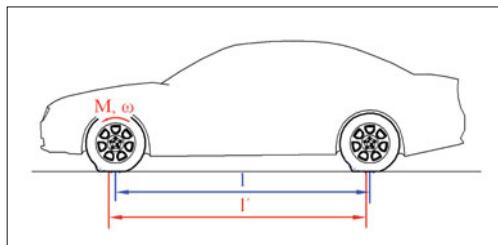


Bild 1-23: Radstandsänderung

Vorteile (wenn sich das Rad nach hinten bewegt):

- ◆ Fahrwerk weicht horizontal Stößen aus,
- ◆ positiv (komfortabel) für die Federung,
- ◆ Verbesserung des Abrollkomforts.

Nachteile:

- ◆ Drehzahlen der Räder ständig schwanken,
- ◆ Drehschwingungen im Antriebstrang,
- ◆ Raddrehzahlssignale (ABS) verfälscht,
- ◆ Bremstrompeln kann angefacht werden.

Typische Werte:

- ◆ im Allgemeinen sehr klein, bis 20 mm.

Bemerkung: In Längsrichtung elastisch gelagerte Achsträger vergrößern die Radstandsänderungen.

Spurweite s (*track width, écartement des roues*): Abstand der Radaufstandspunkte einer Achse in der Projektion auf die y-z-Ebene (**Bild 1-24**).

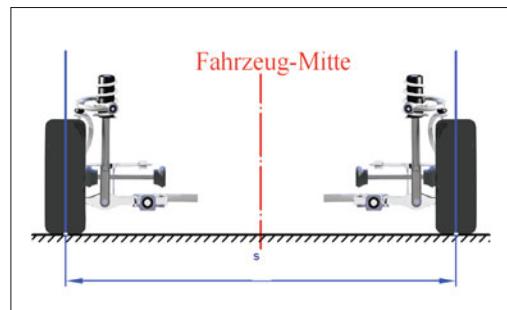


Bild 1-24: Spurweite s nach ISO 612/DIN 70000

Vorteile einer breiten Spurweite:

- ◆ besseres Fahrverhalten,
- ◆ besserer Fahrkomfort (geringes Wanken),
- ◆ besseres Design.

Nachteile:

- ◆ große Fahrzeugbreite,
- ◆ höherer Luftwiderstand,
- ◆ stärkeres Verziehen bei ungleichen Bremskräften.

Typische Werte:

- ◆ 1210 bis 1650 mm,
- ◆ Spurweite/Fahrzeugbreite: 0,80 bis 0,86.

Bemerkung: Spurweite der Vorder- bzw. Hinterräder können unterschiedlich sein.

Spurweitenänderung (*wheel track change, modification de l'écartement des roues*): Durch Sturzänderung des Rades und kinematische Einflüsse während der Radbewegung ändert sich der Aufstandspunkt und damit die Spurweite (**Bild 1-25**).

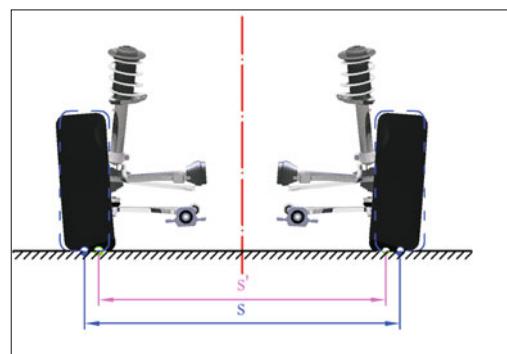


Bild 1-25: Spurweitenänderung

Nachteile:

- ◆ Querschlupf am Reifenlatsch beeinträchtigt die Kraftübertragung,
- ◆ Geradeausfahrt wird gestört,

- ♦ Reifenverschleiß erhöht sich,
- ♦ Rollwiderstand steigt,
- ♦ negative Rückwirkung auf die Lenkung entstehen.

Typische Werte:

- ♦ im Allgemeinen sehr klein, bis 20 mm.

Allgemeine Empfehlung: Spurweitenänderung besonders um die K0 Lage herum möglichst gering halten.

Fahrzeug Schwerpunktlage S (center of gravity, position du centre de gravité): Der fiktive Punkt, in dem die Gesamtfahrzeuggmasse auf einem Punkt konzentriert angenommen werden kann (**Bild 1-26**).

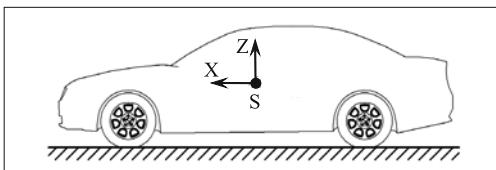


Bild 1-26: Fahrzeug-Schwerpunktlage S

Niedrige Schwerpunktlage bedeutet:

- ♦ gutes Fahrverhalten und hohe Fahrsicherheit,
- ♦ geringes Wanken und Nicken,
- ♦ geringe Radlastschwankung bei Steigungen und beim Bremsen.

Hohe Schwerpunktlage ergibt:

- ♦ bessere Hinterachsbelastung bei Steigung.

Typische Werte:

- ♦ 1000 bis 1750 mm hinter der Vorderachse,
- ♦ 300 bis 750 mm über der Fahrbahn.

Bemerkungen: Die Schwerpunktlage ist abhängig von der Fahrzeugbeladung und bestimmt die Achslastverteilung. Sie ist besonders für die Trägheitskräfte von Bedeutung, weil diese immer am Schwerpunkt des Fahrzeugs einwirken.

Achslastverteilung: Das Verhältnis der auf das Gesamtgewicht bezogenen Achslasten an Vorder- und Hinterachse. Die Achslastanteile werden meist in % angegeben.

Typische Werte in der K0-Lage sind:

- ♦ 44 %:56 % bis 60 %:40 %.

Allgemeine Empfehlung: Die Achslastverteilung sollte aus Traktionsgründen bei einem Frontantriebler etwa bei 55 %/45 % und bei einem Heckantriebler etwa bei 50 %/50 % liegen.

Anmerkung: Die Achslastverteilung hat einen großen Einfluss auf das Eigenlenkverhalten. Für ein neutrales Eigenlenkverhalten ist eine gleichverteilte Achslast günstig. Soll ein tendenziell untersteuerndes Fahrverhalten erzielt werden, ist eine hohe Vorderachslast günstig.

Diese grundlegenden Daten sind Voraussetzungen für die kinematische Auslegung der Radaufhängung. Ziel der Auslegung ist die Ermittlung aller Kinematikpunkte, die auch als *hard points* bekannt sind, sodass die Anforderungen an das Fahrwerk erfüllt werden. Mit der Festlegung der Kinematikpunkte liegen auch die Lenkerlängen, jedoch noch nicht die Lenkerquerschnitte und das Package fest.

1.3.3.2 Momentanpole der Radaufhängung

Die meisten Radaufhängungen führen komplizierte räumliche Bewegungen aus. Diese Bewegungen lassen sich veranschaulichen, wenn sie in zwei Ebenen (Ansichten) dargestellt werden [14]. Jeder starre Körper (z. B. der Radträger) einer kinematischen Kette hat bei seiner Bewegung einen momentanen räumlichen Punkt, der sich nicht bewegt ($v = 0$); der Körper dreht sich um diesen Punkt mit der Drehgeschwindigkeit ω . Dieser Punkt wird „*Momentanpol P*“ genannt. Der Momentanpol lässt sich einfach finden und ersetzt augenblicklich alle Glieder einer Kette. Mit der Kenntnis des Momentanpols und der Winkelgeschwindigkeit, kann man nun die Bewegungsrichtung eines jeden Punktes auf dem Bauteil (senkrecht zur Verbindungsline Punkt – Momentanpol), dessen Geschwindigkeit (Abstand zum Momentanpol multipliziert mit der Winkelgeschwindigkeit) und dessen Querbeschleunigung (Quadrat der Winkelgeschwindigkeit, dividiert durch den Abstand zum Momentanpol) ermitteln.

Die räumliche Bewegung der Radaufhängung (Radmittelpunkt und Radaufstandspunkt) kann in die

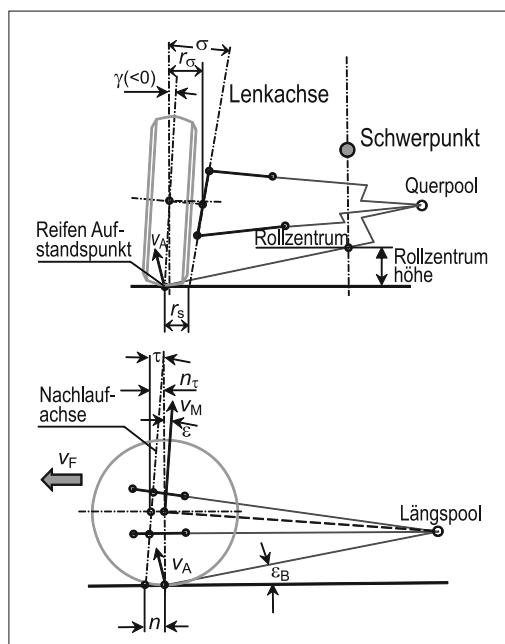


Bild 1-27: Längs- und Querpole der Radaufhängung [12]

Längs- und Querebenen projiziert werden (Seitenansicht und Ansicht von hinten). Es ist zweckmäßig, das momentane Zentrum der Drehpunkte in beiden Ebenen, d. h. die Längs- und Querpole des Rades, zu kennen. Da die Momentanpole sich gegenüber dem Aufbau nicht bewegen, können sie als die Verbindungsstellen der Radaufhängung zum Aufbau angenommen werden, d. h. der Aufbau stützt sich über diese Punkte auf die Räder bzw. Fahrbahn (**Bild 1-27**).

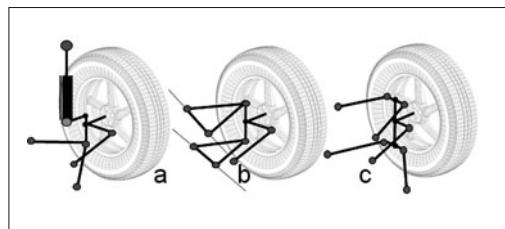


Bild 1-29: Radführungen mit mehreren Lenkern

1.3.3.3 Radhubkinematik

Die Radbewegung kann im einfachsten Fall auf eine Linear- oder Drehbewegung zurückgeführt werden. Diese Art der Radbewegung wird erreicht, wenn das Rad sich linear/ vertikal bewegt (Drehschubgelenk) oder um die Quer-, Längs- oder Schräglage mit einem Längs-, Quer- oder Schräglenger dreht. Bei diesen einfachsten Radaufhängungen (**Bild 1-28**) werden die Lenker am Radträger ohne Gelenk (unmittelbar) fest verbunden. Die Radmitte bewegt sich in einer Ebene entlang einer Kurve.

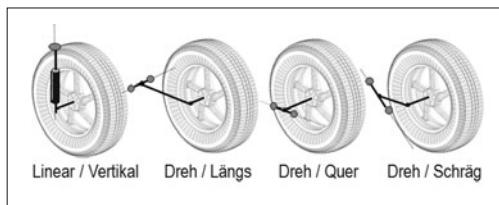


Bild 1-28: Radführungen mit einem Lenker

Eine derartige Radaufhängung kann aber die Anforderungen an das heutige Fahrwerk nicht erfüllen.

Besseren Komfort und Fahrdynamik erreicht man, wenn der Lenker gelenkig (mittelbar) am Radträger befestigt wird und weitere Radführungselemente hinzukommen. Dann entsteht z. B. eine McPherson-Aufhängung (ein Dreieckslenker und ein Drehschubgelenk, das sogenannte „Federbein“) oder eine Doppelquerlenkeraufhängung (zwei Querlenker übereinander) (**Bild 1-29, a und b**).

Der Radmittelpunkt bewegt sich jedoch immer noch in einer Ebene.

Noch aufwändiger werden die Aufhängungen [14], wenn die Drehachsen schräg angeordnet sind oder die Dreipunktlenger aufgelöst werden (**Bild 1-29, c**) oder aber in die untere Ebene ein Vierpunktlenker eingebaut wird (siehe Abschnitt 4.3.1).

Für die nicht angetriebenen Achsen genügen die ebenen oder sphärischen Aufhängungen (siehe auch Bild 4-34), weil die dabei frei wählbaren zwei bzw. drei voneinander unabhängige Parameter ausreichen, die Kinematik der Aufhängung zu optimieren.

Bei den modernen Radführungen an angetriebenen Achsen durchläuft der Radträger eine räumliche Kopfbewegung beim Ein- und Ausfedern.

Die räumliche Bewegung lässt sich durch fünf von einander unabhängige Parameter beschreiben, die ausschließlich von der Kinematik der Aufhängung abhängig sind [14].

Der **Sturzwinkel** (die vertikale Neigung des Rades zur Fahrbahn) beeinflusst die Übertragbarkeit der Seitenkräfte. Der **Schrägfederungswinkel** beeinflusst die Übertragung der Längskräfte. Das **Rollzentrum** sagt etwas über die Art der Seitenkraftabstützung. Die **Vorspuränderung** bestimmt das Eigenlenkverhalten beim Ein- und Ausfedern und zusammen mit der **Sturzänderung** beeinflusst sie das Seitenführungsvermögen der Radaufhängung in den Grenzsituationen. Sie ist von erheblicher Bedeutung für die Fahrstabilität [12], [14].

Um diese Zusammenhänge besser zu verstehen, werden zuerst diese Kenngrößen definiert und deren Einfluss und Bedeutung erläutert.

1.3.3.4 Kenngrößen der Radhubkinematik

Die Lage des Rades wird durch viele Kenngrößen definiert. Diese sind abhängig von der Art der Kinematikette, den kinematischen Abmessungen und von dem momentanen Federungsstand des Rades [23].

Radhub s (wheel travel, course de la roue)

Radhub, Federweg: Der Verschiebeweg s des Radaufstandspunktes, den das Rad von der Konstruktionslage aus zurücklegt. Positiv beim Einfedern, negativ beim Ausfedern des Rades.

Typische Werte der maximalen Federwege aus der Konstruktionslage:

- ◆ Einfederung 60 bis 100 mm,
- ◆ Ausfederung 70 bis 120 mm.

Bemerkungen: Die SUVs und Geländefahrzeuge haben deutlich größere Federwege (über 100 mm Einfederweg). Auch die Fahrzeuge der Premiumklasse haben aus Komfortgründen größere Federwege, weil dadurch die Aufbaufeder weicher ausgelegt werden kann ohne bei höheren Lasten zu früh in den Einsatzbereich der Zusatzfeder zu kommen.

Eine Niveauregelung gleicht den Federwegverlust durch Beladung aus. Die Radhübe können kleiner ausgelegt werden und die Änderungen der kinematischen Kenngrößen bleiben geringer.

Spurwinkel δ (toe angle, angle de pincement): Der Winkel zwischen den Schnittlinien der Radmittelebenen beider Räder mit der Fahrbahnebene ohne Lenkeinschlag. Positiv wenn die Winkelspitze in die Fahrtrichtung zeigt (**Bild 1-30**).

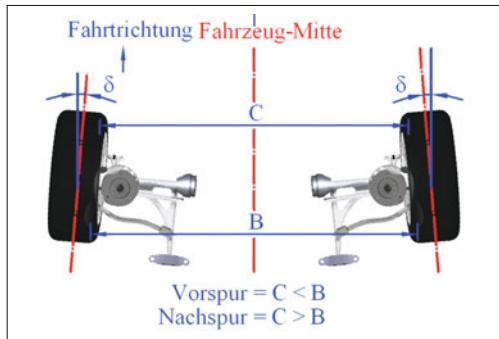


Bild 1-30: Spurwinkel δ , Vorspur $C < B$, Nachspur $C > B$, (Felgemöglichkeiten abhängig) nach ISO 612/DIN 70000

Vorspur (toe-in, pincement des roues): Differenz der Abstände der Felgenhörner hinter und vor den Radmittelpunkten der Räder einer Achse, wenn der Abstand vorn kleiner ist als der Abstand hinten.

Nachspur (toe-out, contre pincement des roues): Wie oben, jedoch ist der Abstand der Felgenhörner vorn größer als der Abstand hinten.

Die Spur beeinflusst die Geradeausfahrt, das Kurvenverhalten und die Fahrwerkabstimmung.

Typische Werte für den Spurwinkel in der K0-Lage:

- ◆ Vorderachse bei Hinterradantrieb 0° bis $+30^\circ$,
- ◆ Vorderachse bei Vorderradantrieb -30° bis $+20^\circ$,
- ◆ für die Hinterachse max. -10° bis $+20^\circ$.

Anmerkungen: Den geringsten Reifenverschleiß und Rollwiderstand hat ein genau geradeaus rollendes Rad. Bei Geradeausfahrt führt ein zu großer positiver Vorspurwinkel zu einem Reifenverschleiß auf den Außenschultern. Häufig wird bewusst ein geringer statischer Vorspurwinkel eingestellt, um die Fahrstabilität während des Geradeausfahrens zu verbessern.

In der Literatur wird für jedes Rad auch ein eigener Spurwinkel definiert. In diesem Fall ist der Gesamtspurwinkel die Summe beider Radspurwinkel.

Allgemeine Empfehlung: An der Hinterachse sollte beim Bremsen und bei Kurvenfahrt das kurvenäußere Rad in Vorspur gehen. Dadurch kann einer durch die veränderte Achslastverteilung beim Bremsen hervorgerufenen Übersteuertendenz entgegengewirkt werden und das Fahrverhalten über einen weiten Querbeschleunigungsbereich neutral gehalten werden. Parallel dazu können die Vorderräder beim Bremsen und in der Kurvenfahrt in Nachspur gehen.

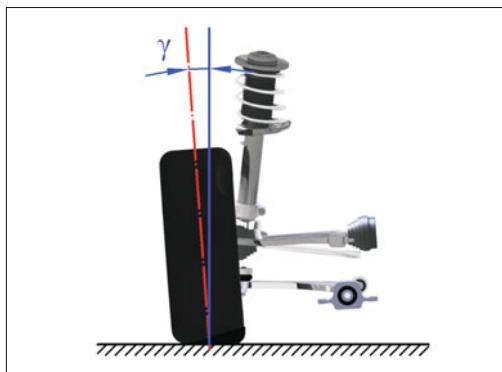


Bild 1-31: Sturz γ nach ISO 612/DIN 70000

Sturz γ (camber, carrossage): Der Winkel zwischen der Radmittelebene und einer zur Fahrbahn senkrechten Ebene, die parallel zur Schnittlinie der Radmittelebene mit der Fahrbahnebene verläuft (**Bild 1-31**). Der Sturz beeinflusst den Seitenkraftaufbau und damit die Querdynamik.

Der Sturz ist positiv definiert, wenn das Rad nach außen geneigt ist. Er ist negativ, wenn das Rad nach innen geneigt ist. Ein negativer Sturz am Kurvenaußenrad erzeugt Sturzseitenkräfte, die die Querführung der Achse verbessern. Für eine gute Seitenkraftübertragung sollte das Rad auch unter Seitenkraft nie in positive Sturz gehen.

Ein größerer Sturzwinkel verursacht Reifenverschleiß und höheren Rollwiderstand.

Typische Werte in der Konstruktionslage [3]:

- ◆ -2° bis 0° .

Bemerkungen: Der negative Sturz trägt zur Reifenseitenführung in den Kurven bei. Der Sturz ändert sich bei einer Einzelradaufhängung mit der Federbewegung, daher auch mit der Beladung.

Sturzseitenkraft und Sturzmoment entstehen, weil durch den Sturzwinkel der Reifen wie ein Kegel um den Schnittpunkt zwischen Fahrbahn und Radachse rollt. Das Rad ist dann bestrebt, mit einem Kreisbogen um die Spitze des Kegels zu rollen (**Bild 1-32**).

Durch einen positiven Sturz ergeben sich Sturzseitenkräfte nach außen. D. h., um die Lenkachse wird ständig ein kleines Giermoment erzeugt, das dann dem Flattern des Rades, das um die Lenkachse wegen des

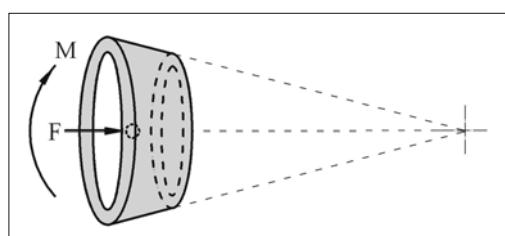


Bild 1-32: Sturzseitenkraft F_γ und Sturzmoment M_γ

Spiels oder der Elastizitäten am Lenkstrang entstehen kann, entgegen wirkt (Vorspannen).

Unter Einfluss der Längs- und Querneigung der Lenkachse ändert sich der Sturz auch beim Lenken. Die Lenkachsenquerneigung verursacht in der Kurve an den beiden Rädern eine Änderung des Radsturzes in positiver Richtung. Für das Kurveninnenrad wirkt es günstig, weil der negative Sturz, der durch die Wankbewegung des Aufbaues entsteht, kompensiert wird. Für das Kurvenaußenrad überlagern sich beide Effekte und es entsteht ein größerer positiver Sturz, der die Spursteife des Reifens senkt.

Die Lenkachsenlängsneigung verursacht beim Kurvenaußenrad einen negativen und beim Kurveninnenrad einen positiven Sturz. Die ungünstigen Auswirkungen auf das Außenrad werden dadurch verringert.

Allgemeine Empfehlung: Um das Rad bei Kurvenfahrt auch unter Winkel möglichst vertikal zur Fahrbahn zu halten, sollte über dem Einfedern ein zunehmender negativer Sturz eingestellt werden. Damit kann eine Beeinträchtigung der Seitenführung durch zu hohe Sturzwinkel verhindert werden.

Wankpol (*roll center, centre de roulis*)

Wankpol/Momentanzentrum: der momentane Drehpunkt des Aufbaus in einer Achsebene, um den sich der Aufbau bei Wankbewegungen seitlich neigt (**Bild 1-33**).

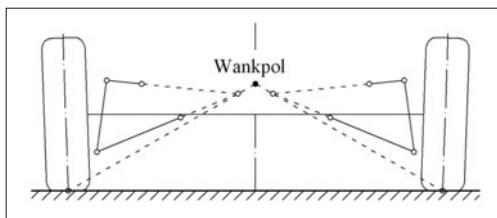


Bild 1-33: Wankpol Rad/Aufbau/Fahrbahn

Hoher Wankpol (oberhalb der Fahrbahn) bedeutet:

- ♦ Aufbau wankt weniger, weil der Hebelarm Wankpol zum Schwerpunkt klein ist.

Tiefer Wankpol (an oder unter der Fahrbahn) erzeugt:

- ♦ geringe Spurweiten und Sturzänderung.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- ♦ an der Hinterachse 80 bis 250 mm,
- ♦ an der Vorderachse 0 bis 130 mm.

Bemerkungen: Bei Einzelradaufhängungen bewegen sich die Wankpole mit einseitiger Federung auch seitlich und die Seitenkraft am kurvenäußeren Rad kann dadurch ein Ausfedern verursachen, welches auch als unerwünschter Aufstützeffekt bekannt ist. Der Wankpol beeinflusst die Radlaständerungen bei Kurvenfahrt und damit das Eigenlenkverhalten.

Wankachse (*roll axis, axe de roulis*)

Wankachse/Rollachse: die Verbindungsgeraden der vorderen und hinteren Wankpole. Der Aufbau wankt um diese Achse, wenn an dem Schwerpunkt Seitenkräfte (Zentrifugalkraft in den Kurven etc.) eingeleitet werden (**Bild 1-34**).

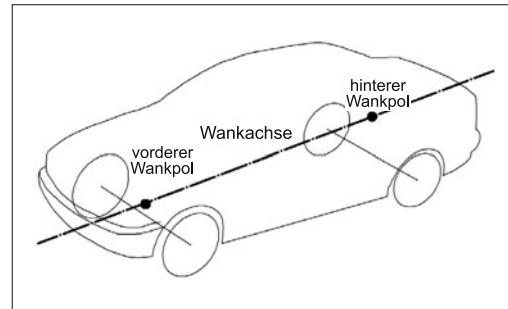


Bild 1-34: Wankachse Aufbau/Fahrbahn

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- ♦ leichte Neigung nach vorne max. 6° (neue Quellen empfehlen 0°).

Bemerkungen: Durch die Neigung der Wankachse lässt sich die Verteilung der Wankabstützung auf die Vorder- und Hinterachse beeinflussen. Liegt der hintere Wankpol höher, ist die Wankabstützung hinten auch höher mit dadurch entstehenden höheren Radlastdifferenzen, die wiederum das Seitenführungs-potenzial reduzieren. Das heißt, das Eigenlenkverhalten verändert sich in Richtung Übersteuern. Da die Wankpole sich beim Federn ändern, ändert sich die Wankachsenneigung mit dem Beladungszustand. Dies muss bei der kinematischen Auslegung berücksichtigt werden.

Schrägfederung ϵ (*diagonal springing, suspension oblique*): Winkel auf der $x-z$ -Ebene zwischen der Bewegungsrichtung des Radmittelpunktes beim Federn und der z -Achse (**Bild 1-35**).

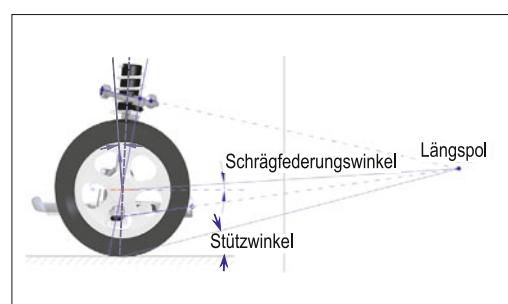


Bild 1-35: Schrägfederungswinkel ϵ

Bemerkungen: Eine Schrägfederung, bei der sich das Rad beim Einfedern nach hinten bewegt und so dem Hindernis ergänzend zur Längsfederung nachgibt, unterstützt einen guten Fahrkomfort. An der Vorderachse steht diese Auslegung allerdings einen guten Bremsnickausgleich im Wege. Bei normalen Geschwindigkeiten auftretende, hochfrequente Stöße können allein durch die Schrägfederung nicht ausgeglichen werden. Sie stellt aber den Antriebsstützwinkel für den Antrieb über die Gelenkwellen dar und kann die Radaufhängung von Momenten frei halten.

Bremsnickausgleich X_{BR} (*anti dive, compensation du tangage au freinage*): Anteil der Abstützung der beim Bremsen entstehenden Nickmomente durch die Lenker der Radaufhängung (tatsächlicher Bremsabstützwinkel bzw. optimaler Bremsabstützwinkel). Der verbleibende Anteil wird durch die Federung aufgefangen (vordere Federn werden belastet und die hinteren entlastet) (**Bild 1-36**). Der Federkraftdifferenz mal dem Radstand entspricht das unabgestützte Bremsnickmoment.

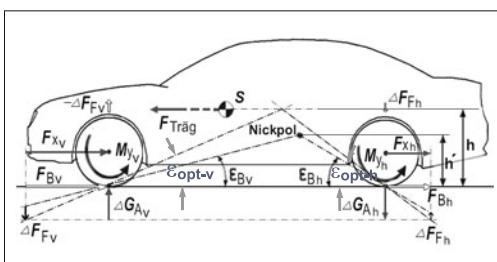


Bild 1-36: Bremsnickausgleich X_{BR}

Hoher Bremsnickausgleich bedeutet:

- ◆ Fahrzeugaufbau nickt beim Bremsen weniger.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- ◆ 60 bis 80 %.

Bemerkungen: Das Nickmoment ergibt sich aus der gefederten Masse, der Schwerpunktchlage, dem Radstand und der Verzögerung. Beim Bremsen ergibt sich eine Radlastverschiebung, die ohne Bremsnickausgleich die Aufbaufederung vorn zum Ein- und hinten zum Ausfedern veranlasst. Die Bremskräfte am Radaufstandspunkt und deren Hebelarme um den kinematischen Längspol der Radaufhängung wirken der Nickbewegung entgegen. Bei positivem Bremsstützwinkel an der Vorderachse führt die Bremskraft zu einem ausfedernden Moment und an der Radaufhängung hinten zu einem einfedernden Moment. Der Bremsstützwinkel hängt allein von der Kinematik der Aufhängung ab und beschreibt die Neigung des Polstrahls vom Radaufstandspunkt zum Längspol.

Anfahrnickausgleich X_{AN} (*anti squat, compensation du tangage à l'accélération*): Anteil der Abstützung der beim Beschleunigen entstehenden Nickmomente durch die Lenker (tatsächlicher Anfahrabstützwinkel bzw. optimaler Anfahrabstützwinkel) (**Bild 1-37**). Den verbleibenden Anteil fängt die Federung auf (das Fahrzeug nickt nach hinten).

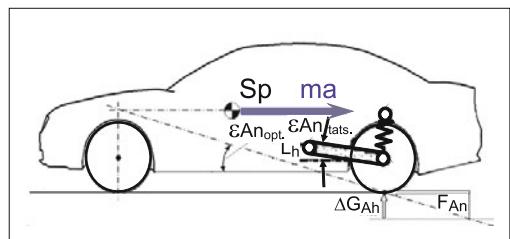


Bild 1-37: Anfahrnickausgleich X_{AN}

Hoher Anfahrnickausgleich bedeutet:

- ◆ Fahrzeug nickt beim Anfahren weniger.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- ◆ 60 bis 80 %.

Bemerkungen: Die Antriebskraft greift über die Gelenkrolle an der Radmitte an. Das Versatzmoment von der Radmitte zum Radaufstandspunkt ist das Antriebsmoment und wird am Achsgetriebe abgestützt; das Rad bleibt gegenüber der Aufhängung drehbar und der Radaufstandspunkt dreht sich nicht mehr um den Längspol, sondern bewegt sich parallel zur Radmitte. Wie beim Bremsnickausgleich wird auch beim Anfahrnickausgleich die Längskraft am Radaufstandspunkt, hier die Antriebskraft, genutzt um einem Aus-, bzw. Einfedern entgegenzuwirken. Entsprechend wirkt der Anfahrausgleich nur an einer angetriebenen Achse. Der Anfahrabstützwinkel beschreibt die Neigung der Polstrahl vom Radmittelpunkt (bei Starrachsen von Radaufstandspunkt) zum Längspol der Radaufhängung. Bei Starrachsen stützt sich das Antriebsmoment am Achskörper ab; Anfahrabstützwinkel und Bremsabstützwinkel sind in diesem Fall identisch.

1.3.3.5 Kenngrößen der Lenkkinematik

Die Vorderräder sind um eine senkrechte Lenkachse drehbar gelagert. Deshalb muss die Vorderradaufhängung einen zusätzlichen Freiheitsgrad aufweisen. Die Lenkung muss nicht nur die Führung des Fahrzeugs ermöglichen sondern auch ständig eine Rückmeldung über Fahrzustand und Seitenkräfte an den Fahrer geben, um ihm die Fahrzeugführung zu erleichtern. Dies lässt sich vor allem mit einer ausgewogenen Anordnung der Lenkdrehachse erreichen [27].

Lenkachse (king pin axis, essieu directeur): die (virtuelle) Achse, um die sich das Rad beim Lenken dreht (frühere Achsschenkelachse) (**Bild 1-38**).



Bild 1-38: Lenkachse (Achsschenkelachse)

Bemerkungen: Die Lenkachse ergibt sich bei üblichen Vorderachsen durch die Verbindungslinie zwischen den oberen und unteren Drehgelenkpunkten. Sie liegt in der Regel konstruktionsbedingt immer an der Radinnenseite, räumlich leicht geneigt zur Vertikalachse. Die Neigung ist zweckmäßigerweise nach hinten und nach innen gerichtet, um dem Fahrzeug hohe Fahrstabilität zu verleihen und Lenkradrückstellung zu gewährleisten. Die Lage und die Neigungen der Lenkachse werden mit den Kenngrößen Spreizungswinkel, Lenkradius und Nachlaufwinkel, Nachlaufstrecke definiert.

Lenkachsenspreizung σ (king pin inclination, inclination de pivot de fusée): Neigungswinkel der Lenkachse zu einer Senkrechten auf der Fahrbahn in der y - z -Ebene (**Bild 1-39**). Positiv, wenn die Achse innen nach geneigt ist.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- ◆ Hinterradantrieb mit Motor vorn 5 bis 9°,
- ◆ Hinterradantrieb mit Motor hinten 5 bis 13°,
- ◆ Vorderradantrieb mit Motor vorn 8 bis 16°.

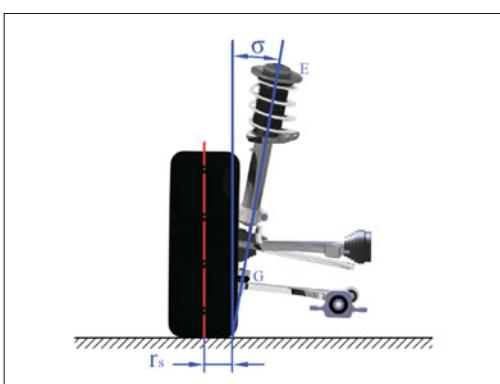


Bild 1-39: Spreizung σ , Lenkradius r_s

Bemerkungen: Der Abstand der Lenkachse zur Radmittelebene sollte gering gehalten werden, um die Hebelarme der am Rad angreifenden Kräfte gering zu halten. Deshalb wird der untere, in der Radschüssel liegende Gelenkpunkt soweit wie möglich nach aussen gelegt. Je nach Aufhängungstyp ist dies beim oberen Gelenkpunkt nur eingeschränkt möglich und es ergibt sich schon aus diesen Zwängen ein Spreizungswinkel. Die Spreizung bestimmt den Lenkradius und unterstützt damit die Lenkrückstellung. Sie hat außerdem Einfluss auf die Spurstangenlänge und die Nachlaufänderung.

Allgemeine Empfehlung: Die Spreizung sollte sich mit der Radfederung möglichst wenig ändern, da sich mit einer Spreizungsänderung der Störkraftbelastung verändert. Bei unterschiedlichen Einfederungen links/rechts, z. B. bei Kurvenfahrt können dann unerwünschte Lenkmomente entstehen (*Torquesteer*).

Lenkradius r_s (scrub radius, dépôt au sol): Abstand des Schnittpunktes der Lenkachse mit der Fahrbahn ebene zur Schnittlinie der Radmittelebene mit der Fahrbahn (**Bild 1-39**).

Positiver Lenkradius, wenn der Lenkachsenschnittpunkt mit der Fahrbahn von der Radmittelebene aus nach innen, negativer Lenkradius, wenn er von der Radmittelebene aus nach außen liegt.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- ◆ –20 bis +80 mm.

Bemerkungen: Durch den negativen Lenkradius bei μ -Split-Bremsung wird ein Lenkmoment und damit ein Lenkwinkel erzeugt, der dem durch μ -Split entstehenden Giermoment entgegen wirkt und das Fahrzeug stabilisiert (**Bild 1-40**). Der Lenkradius kann sich für unterschiedliche Reifenbreiten ändern.

Allgemeine Empfehlung: Heute wird der Lenkradius wegen ABS meist nahe 0 mm (*center point steering*) eingestellt, um den Einfluss der individuellen Radregelungen (ABS) auf das Lenkmoment auszuschalten.

Nachlaufwinkel τ (caster angle, angle de chasse): Neigungswinkel der Lenkachse zur Senkrechten auf die Fahrbahn in der x - z -Ebene (**Bild 1-41**). Positiv definiert, wenn die Achse nach hinten geneigt ist.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- ◆ Hinterradantrieb mit Motor vorn 1 bis 10°,
- ◆ Hinterradantrieb mit Motor hinten 3 bis 15°,
- ◆ Vorderradantrieb mit Motor vorn 1 bis 5°.

Bemerkungen: Durch Nachlauf und Spreizung wird der Aufbau beim Lenken angehoben, wodurch ein (Gewichts-) Lenkrückstellmoment erzeugt wird.

Der Nachlaufwinkel bestimmt zusammen mit dem Nachlaufversatz die Nachlaufstrecke.

Der Nachlaufwinkel erzeugt am kurvenäußersten eingeschlagenen Rad einen negativen Sturz, der die Seitenkraftübertragung begünstigt.

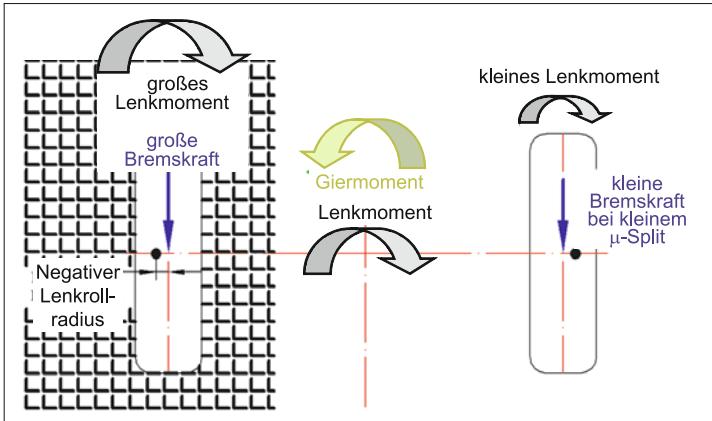


Bild 1-40:
Einfluss des Rollradius beim
 μ -Split;
links: Gebiet hoher Griffigkeit,
rechts: Gebiet niedriger Griffigkeit

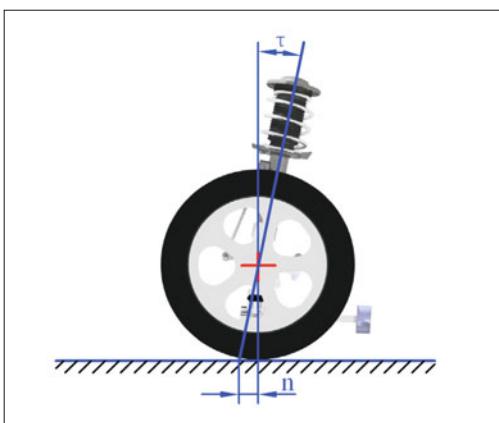


Bild 1-41: Nachlaufwinkel τ , Nachlaufstrecke n

Allgemeine Empfehlung: Der Nachlaufwinkel sollte sich mit der Radfederung möglichst wenig ändern, weil sich zugleich die Nachlaufstrecke ändert.

Nachlaufstrecke (Nachlauf) n (caster trail, chasse): Abstand in x -Richtung zwischen dem Durchstoß der Lenkachse mit der Fahrbahn und der Senkrechten zur Fahrbahn am Radaufstandspunkt (**Bild 1-41**). Der Nachlauf wird positiv definiert, wenn der Schnittpunkt vor dem Radaufstandspunkt liegt.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- ♦ bei mechanischer Lenkung: 0 bis 10 mm,
- ♦ bei Servolenkung: 10 bis 40 mm.

Bemerkungen: Die Nachlaufstrecke ist sehr wichtig für die Spurhaltungsstabilität und die Lenkrückstellung, weil beim positiven Nachlauf das Rad genau wie bei einem Nachlaufrad, hinter der Lenkachse und dadurch immer in der Spur bleibt. Dieser Effekt entsteht durch ein Rückstellmoment infolge der Querkräfte, die am Reifenlatsch angreifen.

Die Nachlaufstrecke gewährleistet über die Seitenkräfte bei Kurvenfahrt die Lenkrückstellung. Mit zunehmendem Lenkwinkel reduziert sich die Nachlaufstrecke, weshalb bei großen Lenkausschlägen auf ausreichende Rückstellung geachtet werden muss. Ein zu großer Nachlauf verschlechtert auf der anderen Seite das Seitenwindverhalten und das Zurückschlagen der Lenkung bei der Fahrt über ein Hindernis in der Kurve, was als „kick back“ bezeichnet wird.

Nachlaufversatz (Radversetzung) l_{NLV} (spindle offset, déport de chasse): horizontaler Abstand, der sich zwischen dem Radmittelpunkt und der Lenkachse auf der x - z -Ebene am Radmittelpunkt ergibt. Er wird positiv gezählt, wenn der Radmittelpunkt hinter der Lenkachse liegt (**Bild 1-42**).

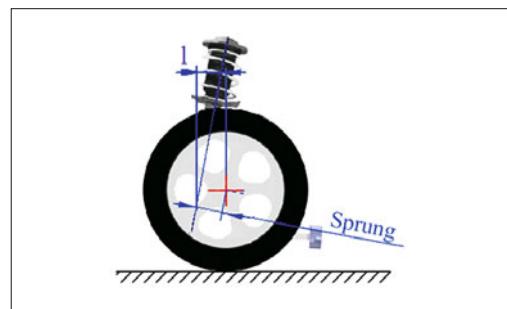


Bild 1-42: Nachlaufversatz l_{NLV} , Sprung s_{NLV}

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- ♦ 35 bis 65 mm.

Bemerkungen: Der Nachlaufversatz ermöglicht den Nachlauf unabhängig vom Nachlaufwinkel einzustellen. Beim Durchfedern dreht sich der Radträger in der Seitenansicht um seinen Längspol; Nachlaufwinkel und -strecke ändern sich. Diese sind zu begrenzen,

um das Rückstellverhalten nicht zu sehr zu beeinflussen, indem der Längspol weit genug entfernt von der Radmitte liegt. Dies schränkt jedoch die Größe der Stützwinkel ein.

Störkrafthebelarm r_{BR} und r_{AN} (*lateral offset on the ground, bras de levier de la force perturbatrice*)

Störkrafthebelarm beim Bremsen r_{BR} : der senkrechte Abstand vom Radaufstandspunkt zur Lenkachse. Der Störkrafthebelarm entspricht dem Lenkradius multipliziert mit dem Kosinus des Nachlaufwinkels und des Spreizungswinkels (**Bild 1-43**).

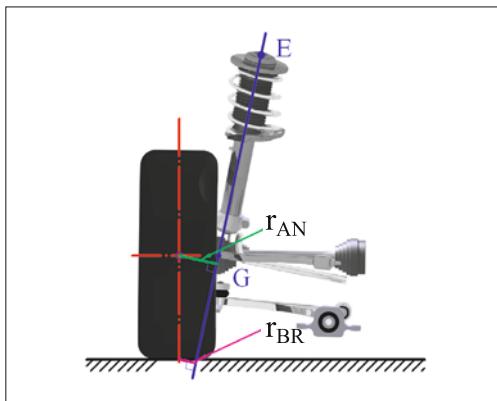


Bild 1-43: Störkrafthebelarm beim Bremsen (r_{BR}) und beim Antrieben (r_{AN})

Störkrafthebelarm beim Antrieben r_{AN} : der senkrechte Abstand vom Radmittelpunkt zur Lenkachse.

Die beim Bremsen und Anfahren entstehenden Längskräfte verursachen ein Drehmoment um die Lenkachse, die dann störend auf das Lenksystem wirken. Diese sind proportional abhängig von den Störkrafthebelarmen.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- ◆ 10 bis 50 mm.

Bemerkungen: Die in der Kurvenfahrt auftretende Antriebsmomentendifferenz zwischen den Rädern verursacht durch den Störkrafthebelarm Lenkmomente und Lenkradschwankungen. Ein kleiner Störkrafthebelarm ist daher besonders bei den frontangetriebenen Fahrzeugen erwünscht.

Spurstangenweg (*tie rod stroke, course de la barre de direction*): der Verschiebeweg, den die Zahnstange der Lenkung (resp. Innengelenk der Spurstange) aus der 0-Position zurücklegt. Er wird positiv gezählt, wenn die Bewegung nach links und negativ gezählt, wenn die Bewegung nach rechts zeigt.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- ◆ 140 bis 180 mm Gesamtweg.

Bemerkungen: Der Spurstangenweg ist nur indirekt von Bedeutung, wichtiger sind die Radlenkwinkel die sich zusammen mit den Spurhebelarmen ergeben. Große Wege bedeuten jedoch lange und schwere Lenkgetriebe und dementsprechend kurze Spurstangen, die zu vermeiden sind.

Radlenkwinkel δ (*steer angle, angle de braquage des roues*): Winkel zwischen der x -Achse des Fahrzeugkoordinatensystems und der Schnittlinie der Radmittelebene mit der Fahrbahnebene (**Bild 1-44**).

Die mit einer Radführung maximal möglichen Radlenkwinkel zeigen, wie stark die Räder zu lenken sind. Wegen der Lenkkinetik und der Ackermann-Bedingung haben die beiden Räder einer gelenkten Achse voneinander abweichende Lenkwinkel.

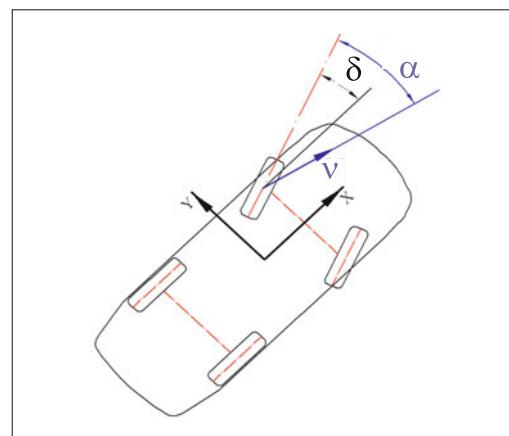


Bild 1-44: Radlenkwinkel δ , Schräglaufwinkel α

Typische Werte für die maximalen Lenkwinkel in der Konstruktionslage:

- ◆ 30° bis 43° in beiden Richtungen.

Bemerkungen: Ein großer Radlenkwinkel reduziert den Wendekreis, erleichtert das Parken, benötigt jedoch größere Lenkraddrehungen. Die Lenkraddrehwinkel und Lenkgetriebeübersetzung bestimmen den Radlenkwinkel.

Der Radlenkwinkel wird begrenzt durch den Freiraum im Radkasten und durch die Anordnung der Aufhängung sowie den zulässigen Beugewinkeln der Seitenwellen.

Schräglaufwinkel α (*tire side slip angle, inclinaison de l'ace – pivot d'essieu*): der Winkel zwischen dem Geschwindigkeitsvektor des Rades entlang der Radmittelebene und der tatsächlichen Bewegungsrichtung des Fahrzeugs im Radaufstandspunkt (**Bild 1-44**).

Der Schräglaufwinkel entsteht immer dann, wenn an der Radaufstandsfläche Seitenkräfte einwirken. Um diese Kräfte auf der Fahrbahn abstützen zu können,

ist ein Querschlupf in der Reifenlauffläche notwendig. Dadurch läuft der Reifen schräg (siehe auch Abschnitt 2.2.1.2).

Typische Werte im „normalen“ Fahrbetrieb:

- ♦ max. 12°. Bei einer Fahrzeugquerbeschleunigung von 0,4g bleibt dieser Wert unter 4°.

Bemerkungen: Der Schräglaufwinkel bestimmt, zusammen mit den Reifen- und Fahrbahneigenschaften, die Höhe der noch übertragbaren Seitenkraft und hat eine große Wirkung auf das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs bei Kurvenfahrten.

Ackermannwinkel δ_{AM} (*Ackerman angle, angle de Jeantaud*): der Vorderradlenkwinkel, um ein frontgelenktes Fahrzeug ohne Seitenkraft und damit ohne Schräglaufwinkel, d. h., bei sehr langsamer Fahrt, um eine Kurve zu führen (**Bild 1-45**). Da die beiden Räder auf unterschiedlichen Kurvenradien laufen, müssen sie auch unterschiedliche Ackermannwinkel aufweisen (Lenkwinkel am Innenrad muss größer sein als am Außenrad).

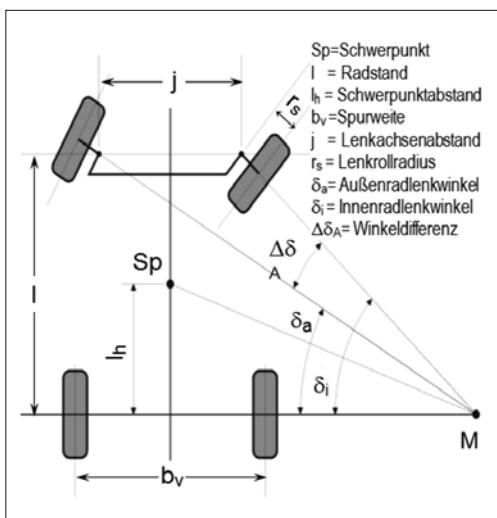


Bild 1-45: Ackermannwinkel δ_{AM}

Der Ackermann-Anteil ist das prozentuale Verhältnis aus tatsächlich vorhandenem Lenkdifferenzwinkel und dem nach Ackermann berechneten idealen Differenzwinkel:

$$(\delta_{\text{innen}} - \delta_{\text{außen}}) / (\delta_{\text{innen}} - \delta_{AM, \text{außen}}) \cdot 100$$

Bemerkungen: Die Einhaltung des Ackermann-Gesetzes erhöht den Wendekreis, weil der Einschlagwinkel des Innenrades ($\delta_{\text{innen,max}}$) durch den Radkasten begrenzt ist (sonst müsste der Fußraum zur Seite hin stark eingeschränkt werden). Beim Vorderradantrieb bestimmen die zulässigen Beugungswinkel der Antriebsgelenke den maximalen Lenkwinkel. Deshalb

wird eine Abweichung von 10 % oder bis zu 3° bewusst in Kauf genommen, weil pro Grad Lenkfehler eine Wendekreisverkürzung von 0,1 m erreicht wird. Außerdem kann das weniger eingeschlagene Außenrad nur eine kleinere Seitenkraft übertragen [27].

Der in der Kurvenfahrt entstehende Schräglaufwinkel reduziert den Ackermannwinkel, sodass der Fehler dann nicht so sehr von Bedeutung ist (s. Bild 2-106).

Wendekreis R_w (*turning radius, cercle de braquage*): der Kreisbogen, den die am weitesten nach außen vorstehenden Fahrzeugteile beim größten Lenkanschlag beschreiben (**Bild 1-46**).

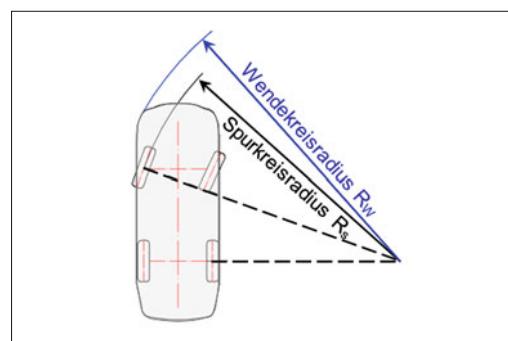


Bild 1-46: Wendekreis R_w , Spurkreis R_s

Spurkreis R_s : der Kreisbogen, den der äußere Radauflandspunkt beim max. Lenkanschlag beschreibt. Ein kleiner Wendekreis verbessert die Manövriergängigkeit des Fahrzeugs. Dazu muss der Radstand möglichst klein und der Lenkanschlag möglichst groß sein.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- ♦ 10 bis 12 m, jedoch abhängig von Radstand,
- ♦ Wendekreis/Radstand: 4,0 bis 4,2.

1.3.3.6 Kinematische Kennwerte aktueller Fahrzeugsmodelle

Die **Tabelle 1-5** zeigt eine Auswahl der kinematischen Kennwerte aktueller Fahrzeuge und verdeutlicht die Unterschiede der ausgewählten Modelle. Da nicht alle Kenngrößen in der freien Literatur zu finden sind, sind viele Felder leer.

1.3.3.7 Raderhebungskurven

Die meisten der oben erläuterten kinematischen Kenngrößen sind nicht konstant sondern ändern sich entsprechend der kinematischen Auslegung mit dem Durchfedern und Lenken des Rades. Die sich damit ergebenden Radstellungsänderungen sind neben der Grundabstimmung des Fahrwerks in Konstruktionslage von besonderer Bedeutung für das Fahrverhalten in den unterschiedlichen Fahrbedingungen und bei Annäherung an den Grenzbereich. Die Radstellungs-

Tabelle 1-5: Kinematische Kennwerte einiger ausgewählter europäischer Fahrzeugmodelle

Tabelle 1-5: Kinematische Kennwerte einiger ausgewählter europäischer Fahrzeugmodelle (Fortsetzung)

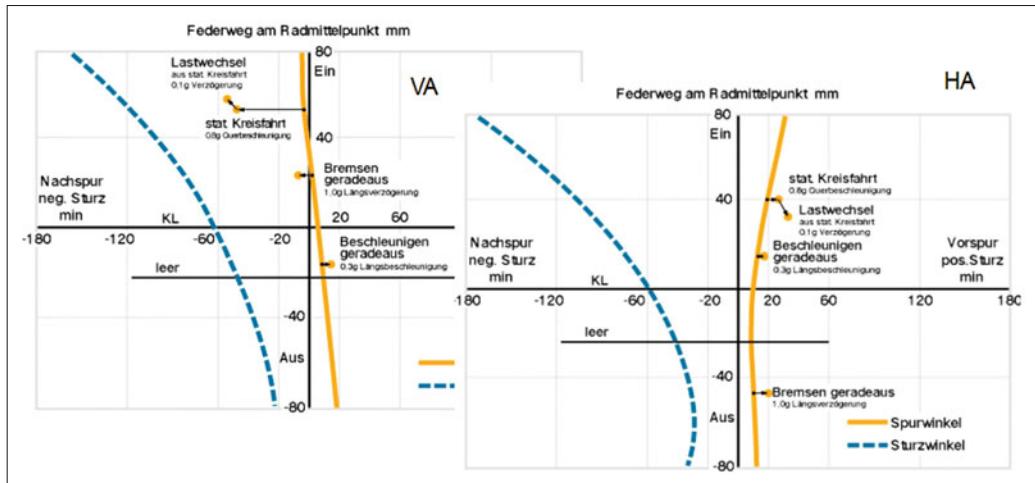


Bild 1-47: Spur- und Sturzänderung, abhängig von Radhub (Audi A4, Vorder- und Hinterachse)

änderungen (Spurweite, Spur und Sturz) werden in als „Raderhebungskurven“ bezeichneten Diagrammen als Funktion des Radhubes oder des Lenkwinkels dargestellt. Im **Bild 1-47** sind auch die durch Elastizitäten in der Radführung verursachten Veränderungen in den Radkenntgrößen bei Geradeausfahrt, beim Bremsen und Beschleunigen sowie in der Kreisfahrt angezeigt.

Kinematische Spuränderung – Optimierungskriterien für den Spurverlauf

Zur gezielten Beeinflussung des Lenkverhaltens werden bei vielen Fahrzeugen kinematische Spuränderungen beim Einfedern eingesetzt. Bei konzeptbedingt zum Übersteuern neigenden Fahrzeugen lässt sich die für die Fahrstabilität günstige Untersteuerungstendenz durch Optimierung der Spuränderung sicherstellen. Dazu werden die Radaufhängungen so ausgelegt, dass die Vorderräder beim Einfedern in die Nachspur und die Hinterräder in die Vorspur gehen. Bei Kurvenfahrt treten durch die Wankneigung des Aufbaus kinematische Spuränderungen auf, die gezielt das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs beeinflussen [28].

An der Hinterachse sollen die Lenkwinkeländerungen beim Ein- und Ausfedern möglichst gering gehalten werden, da sich durch übermäßige Radstellungsänderungen das Geradeauslaufverhalten verschlechtern kann. Ein kinematisches Wanklenken der Hinterräder ist dann sinnvoll, wenn dadurch unerwünschte Lenkeffekte, z. B. durch Elastizitäten, kompensiert werden können. Bei der kinematischen Auslegung muss ein Optimum durch Zusammenwirken von Wank- und Elastizitätslenken gefunden werden.

In allgemeinen kann gesagt werden, dass die Spuränderung möglichst klein gehalten werden (weniger als $0,5^\circ$) und beim Einfedern und beim Bremsen an der Vorderachse in die Nachspur und an der Hinterachse in die Vorspur gehen sollen (**Bild 1-47**).

Kinematische Sturzänderung – Optimierungskriterien für den Sturzverlauf

Gehen die Räder bei Kurvenfahrt kurvenaußen in negativen Sturz, werden die Seitenkräfte an der Achse um die durch den Sturz zusätzlich übertragbaren Seitenkräfte erhöht und der Schräglauwinkel nimmt ab. Diese Tendenz sorgt, bezogen auf das Gesamtfahrzeug, bei negativem Sturz an der Vorderachse für weniger und an der Hinterachse für mehr Untersteuern. Um eine gute Seitenführung zu erzielen, sollte durch Optimierung der Radaufhängungskinematik am kurvenäußersten Rad ein negativer Sturz entstehen (**Bild 1-47**). Dies bedeutet jedoch eine starke, negative Sturzänderung zum Aufbau, die bei Einfederungen in Geradeausfahrt mit Nachteilen wie Reifenverschleiß und Lenkungsunruhe verbunden sein kann.

In allgemeinen kann gesagt werden, dass die Sturzänderung beim Einfedern sowohl an der Vorderachse als auch an der Hinterachse ins Negative gehen sollen und um die Konstruktionslage möglichst kleine Änderungen erfahren sollen (**Bild 1-47**).

Fahrzeuge mit Heckantrieb, die unter Einfluss von Antriebskräften konzeptionell zum Übersteuern tendieren, weisen in der Regel negative Sturzwinkel an den Hinterrädern auf. Zur Erhöhung der Untersteutendenz sind daher nur geringe kinematische Sturzänderungen erforderlich, wenn in der Konstruktionslage bereits relativ große negative Sturzwinkel vorgesehen wurden [29].

1.3.3.8 Software zur Radkinematikberechnung

Da die Radaufhängung eine definierte kinematische Kette darstellt, lässt sie sich mit bekannten mathematischen Ansätzen exakt beschreiben. Ein mit Hilfe der von Matschinsky [14] aufgestellten Vektorrechnungen geschriebenes Excel-Programm „ABE“ ist in Abschnitt 6.5.1 ausführlich erläutert [30].

1.3.4 Elastokinematik und Bauteilelastizitäten der Radaufhängung

Bisher wurden die Gelenke und Lenker ohne Elastizitäten berücksichtigt. Im Fahrwerk werden jedoch gern statt starrer Drehlager, elastische Gummilager eingesetzt, die der Radaufhängung gewisse Nachgiebigkeiten verleihen, die zum Abbau der niederfrequenten Stoßkräfte und zur Isolierung des Körperschalls dienen (s. Abschnitt 4.2).

Die erwähnten Längsstöße erfordern für eine komfortable Auslegung eine elastische Längsfederungen bis zu ± 20 mm. Ein Großteil dieser Elastizität wird durch die Gummilager in den Lenkern und Achsträgern erreicht. Ein kleiner Anteil ergibt sich durch die Elastizitäten der Lenker unter Belastung. Dagegen erlaubt die gewünschte steife Auslegung in der Querrichtung nur geringe Gummilager- und Lenker-Elastizitäten.

Diese Elastizitäten verändern die zwangsläufigen Bewegungen der kinematischen Kette und damit die Radkennwerte, abhängig von der Höhe der Kräfte.

In den Diagrammen im Bild 1-47 sieht man auch die elastokinematische Spuränderung, die neben den Radhebungskurven als Punkte dargestellt sind. Diese werden verursacht durch die Längskräfte am Reifenlatsch, die beim Bremsen oder Beschleunigen entstehen, oder durch die Querkräfte, die sich bei Kurvenfahrt aufbauen. Wie die Diagramme zeigen, können die elastokinematischen Eigenschaften das Spurverhalten deutlich stärker beeinflussen als die kinematische Radstellungsänderung.

Die Berechnung und Optimierung der Radaufhängung unter Berücksichtigung der Elastizitäten und Kräfte nennt man „**Elastokinematik**“. Darunter versteht man die sorgfältige Abstimmung der Elastizitäten aller Komponenten der Aufhängung (Gelenk und Lenker) sowie der betroffenen Fahrwerk- (Achsträger) und Aufbauteile (Karosseriesteifigkeit). Das Ziel der Elastokinematik ist, die durch die Elastizitäten entstehenden Verformungen unter äußerer Belastung zu kompensieren oder diese sogar in gewünschte Bewegungen umzuwandeln [14]. Da die Eingangsgrößen nicht nur Radhub und Lenkwinkel sind, sondern auch von der Belastung und dem Fahrmanöver abhängen, lässt sich die Elastokinematik nicht mehr mit relativ einfachen Excel-Programmen berechnen. Dazu werden MKS-Programme (Mehr-Körper-Simulation) wie ADAMS oder SIMPAC eingesetzt. Obwohl die Gummilager seit den 30er Jahren im Fahrwerk zu finden sind, ist eine genaue mathematische Analyse und Simulation der Elastokinematik durch nichtlineare Simulationsprogramme erst seit den 70er Jahren möglich.

Die elastokinematische Auslegung der Radaufhängung beginnt beim ersten Entwurf der Radaufhängungskinematik [14]. Durch die Elastokinematik lässt sich nicht nur der Fahrkomfort sondern auch das Fahrverhalten deutlich verbessern, indem die Kenngrößen wie Spur, Sturz, Wankpol, Brems- und Antriebsnick-

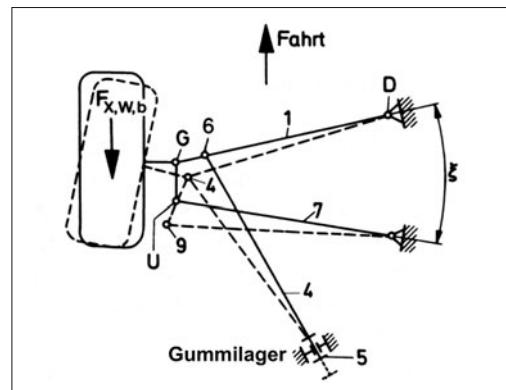


Bild 1-48: Kinematikänderungen durch das Lager Nr. 5

ausgleich etc. durch die Federraten der Gummilager beeinflusst werden (**Bild 1-48**).

Es sind also nicht nur die lokalen Elastizitäten an den Gummilagern, die die Elastokinematik bestimmen, sondern auch die Nachgiebigkeiten der Lenker und Achsträger unter Last. Wenn diese steif genug ausgelegt werden, sind sie meist zu groß, schwer und teuer. Deshalb ist eine Optimierung aller Bauteile nach Steifigkeit und Spannung (FEM-Analyse) unumgänglich.

Wenn die Lenker nur auf Druck und Zug belastet werden (2-Punkt-Lenker ohne Versatz), können sie in der Regel als starr betrachtet werden. Wenn dagegen Biegung bzw. Torsion auftritt, dann können sie, wegen deutlich höheren Nachgiebigkeiten nicht mehr als starr angenommen werden.

Bild 1-49 zeigt einen deutlichen Unterschied von 40 % an der berechneten Sturzänderung eines Rades, wenn diese mit und ohne Radträgerelastizität (mit ADAMS/Flex oder ADAMS/Car) simuliert wird.

Zu beachten ist auch das Alterungsverhalten des Gummis, das sich mit der Zeit setzt und verhärtet, während die Metallteile ihre Elastizität beibehalten. Gummila-

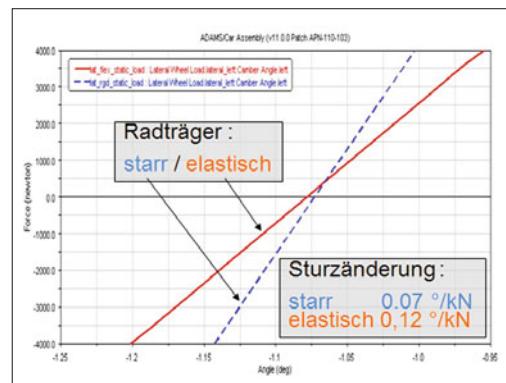


Bild 1-49: Sturzänderungen mit und ohne Berücksichtigung der Radträgerelastizität

ger sind sehr gut für die Schwingungsisolation geeignet, weil die Materialdämpfung von Gummi erheblich höher ist als von Metall.

Es ist einleuchtend, dass bei einer Mehrlenkeraufhängung mit fünf Stablenkern die Bauteilstifigkeiten kaum eine Rolle spielen. Dazu kommt der Vorteil, dass diese Aufhängung mit den fünf voneinander unabhängigen Lenkern sich für eine optimale elastokinematische Abstimmung am besten eignet.

In den Lastenheften für das Fahrwerk werden deshalb auch Zielwerte für die von den Steifigkeiten abhängige Kenngrößenveränderungen pro einwirkender Kraft (mm/kN, Grad/kN) angegeben. Diese sind:

- ◆ Längsfederung beim Bremsen, Rollen in mm/kN,
- ◆ Längsfederung beim Stoß in mm/kN,
- ◆ Spuränderung beim Bremsen, Rollen in °/kN,
- ◆ Radquernachgiebigkeit in mm/kN,
- ◆ Spur- und Sturzänderung bei Querbelastung in °/kN.

Ausgehend von diesen Zielwerten werden die notwendigen Nachgiebigkeiten an den Gummilagern, Kugelgelenken und Lenkern bestimmt. Diese Zielwert Kaskadierung wird meist iterativ durchgeführt. Mit Optimierungsprogrammen kann diese Aufteilung automatisch berechnet werden, und zwar so, dass die Lenkergewichte minimal bleiben [31].

1.3.5 Zielwerte für die Kenngrößen

Vor der Fahrwerkauslegung werden für die kinematischen Kenngrößen quantitative Zahlen als Zielwert zugeordnet, die dann während der Auslegung (Synthese) zu erreichen sind. Sie sind abhängig von dem gewählten Fahrzeugkonzept, der Fahrzeugklasse und dem Aufhängungskonzept. Diese Zielwerte sind die Ergebnisse der eigenen Erfahrungen oder Werte, die aus den Messungen der Wettbewerbsfahrzeuge gewonnen sind. Entsprechen die Kenngrößen der Radaufhängung diesen Werten, so zeigt die Erfahrung, dass dann auch die oben genannten Anforderungen an das Fahrwerk weitgehend erfüllt werden.

Tabelle 1-6 zeigt beispielhaft die Zielwerte für ein Auto der oberen Mittelklasse mit McPherson-Frontachse, Quermotor, Mehrlenker-Hinterachse und Allradantrieb.

1.3.6 Synthese der Radaufhängungen

Neben den im Abschnitt 1.3.1 erwähnten Anforderungen, spielen bei der Synthese der Aufhängung auch weitere, nicht immer ausdrücklich festgeschriebene Gesichtspunkte eine wichtige Rolle; Maßstäbe und aktuelle Trends, die durch den Wettbewerb gesetzt sind, Firmentradition und Erfahrung mit den Vorgängermodellen, die Weiterentwicklung der Antriebsaggregate des Vorgängermodells, verfügbare Fertigungseinrichtungen, Möglichkeiten der Fertigungskontrolle, aber auch neue Aufgabenstellungen

Tabelle 1-6: Radaufhängung: Zielwerte für einen Pkw der oberen Mittelklasse (Beispiel) in Konstruktionslage

Kenngrößen	Einheit	Vorder-achse	Hinter-achse
Spurbreite	mm	1564	1554
Ausfederung	mm	85	100
Einfederung	mm	100	130
Spur/Rad	°	-0,2	-0,2
Sturz	°	-1	-0,8
Spreizung	°	8 ... 15	-
Nachlaufwinkel	°	4 ... 5	-
Nachlauf-Versatz	mm	35 ... 60	-
Lenkradius	mm	-15 ... +5	-
Nachlauf	mm	12 ... 15	-
Bremsnickausgleich	%	15 ... 40	> 70
Spuränderung	min/mm	-0,24	0,06
Sturzänderung	min/mm	-0,9	0,1 ... 0,15
Nachlaufänderung	/mm	0 ... 0,6	0 ... 0,6
Wankpolhöhe	mm	50 ... 80	80 ... 120
Aufbau Federrate	N/mm	20 ... 22	18 ... 20
Federrate	N/mm	23 ... 25	20 ... 23
Reifenfederrate	N/mm	200 ... 250	200 ... 220
Wankrate	N/mm	600 ... 900	700 ... 800
Längselastizität Br.	mm/kN	4 ... 8	8 ... 16/g
Stabilisatoranteil	%	< 50	< 50
Längselastizität R.	mm/kN	3 ... 4	4 ... 10/g
Längsspurelast. Br.	%/kN	0,1 ... 0,2	0,05
Längsspurelast. R.	%/kN	0 ... 0,5	0,03
Rad-Querelastizität	mm/kN	< 2,0	< 1,5
Spur-Querelastizität	%/kN	-0,08	0,01
Sturz-Querelastizität	%/kN	< 0,3	< 1,0

Br. = beim Bremsen, R. = beim Rollen, /g = per g statt kN

und Erkenntnisse, denen das Vorgängerkonzept nicht entsprechen kann.

Obwohl der Fahrzeugkäufer von seinem neuen Auto ein komfortables und sicheres Fahrverhalten erwartet, bleibt ihm der technische Aufwand, wie das Fahrwerk selbst, vor seinen Augen verborgen (**Bild 1-50**) [14]. Er ist deshalb nicht bereit, eine fahrwerkstechnisch gute, innovative aber leider auch teurere Lösung genauso gut zu honorieren wie z. B. die innere oder äußere Ausstattung. Die Vorhaben der Fahrwerkentwicklung kollidieren zudem regelmäßig mit denen anderer Bereiche, wenn es um die Verteilung des Einbaumaßes, die Festlegung der Montagesequenzen und Entwicklungsressourcen geht. Daher wird oftmals das Fahr-



Bild 1-50: Fahrwerk im Verborgenen

werkkonzept des Vorgängermodells mit notwendigen Änderungen und Optimierungen weitergeführt (Anpassung an den Stand der Technik).

Unter der Synthese der Aufhängung ist nun (entsprechend den Anforderungen, dem ausgewählten Konzept, der Zielwerte für die Kenngrößen) die Festlegung aller für die Fertigung notwendige Angaben zu verstehen. Diese sind:

- ♦ Festlegung des Bauraums,
- ♦ Festlegung der Kinematikpunkte,
- ♦ Festlegung der Gummilagerfederraten,
- ♦ Festlegung der Kräfte, Wege, Winkel,
- ♦ Festlegung der notwendigen Steifigkeiten,
- ♦ Festlegung der Werkstoffe, Fertigungsverfahren,
- ♦ Festlegung der Bauteilquerschnitte,
- ♦ Sicherstellung des kollisionsfreien Verlaufs aller Bauteile mit Sicherheitsabstand,
- ♦ Optimierung der Gewichte,
- ♦ Festlegung der Toleranzen,
- ♦ Festlegung der Oberflächenbeschichtungen,
- ♦ Festlegung der Verbindungen, Verschraubungen und Anziehmomente.

Viele dieser Punkte werden in den folgenden Kapiteln behandelt. An dieser Stelle wird nur auf einige der wichtigsten konstruktiven Auslegungskriterien hingewiesen [32]:

- ♦ Entkopplung von Funktionen, um die sich gegenseitig beeinflussenden Anforderungen unabhängig voneinander optimieren zu können,
- ♦ Stetigkeit aller Abläufe sichern, nach Möglichkeit auf die Linearität der Systemeigenschaften achten,
- ♦ hohe Struktursteifigkeit der Anbindungspunkte; Realisierung der gewünschten Nachgiebigkeiten und Isolationen durch die Gummilager und nicht durch metallische Radaufhängungsbauteile,
- ♦ minimale Reibung an allen Gelenken / Führungen,
- ♦ geringe dynamische Radlastschwankungen,
- ♦ niedrigste Aufbauvertikalbeschleunigungen,
- ♦ geringe Wank- und Nickwinkel in allen Fahrsituatlonen,

- ♦ maximale Steifigkeit aller Strukturteile und Verbindungsstellen, Erzielen der gewünschten Elastizitäten nur durch Gummilager,
- ♦ Vermeidung von Nebenfederaten,
- ♦ Gummilagerauslegung für lange Lebensdauer,
- ♦ Vermeidung der Übertragung hoher Kräfte von der Aufhängung direkt zur Karosserie,
- ♦ schnelle und nachvollziehbare Rückmeldung des Fahrwerks über die Fahrsituation zum Fahrer,
- ♦ möglichst große Quersteifigkeit und Längselastizität des Fahrwerks,
- ♦ neutrales oder leicht untersteuerndes Eigenlenken,
- ♦ negativer Sturz beim Einfedern,
- ♦ ausreichende Radhübe, damit die Endanschläge nicht oder nur sehr selten erreicht werden,
- ♦ direkte, präzise und spielfreie Lenkung,
- ♦ große Lenkübersetzung bei kleinen und kleine Lenkübersetzung bei großen Lenkwinkeln,
- ♦ Lenkachse möglichst nahe zur Radmitte,
- ♦ kleiner Lenkrollradius,
- ♦ Robustheit gegenüber fertigungs- oder einsatzbedingten Parameterschwankungen,
- ♦ Einsatz der für die Serientauglichkeit geprüften und freigegebenen Innovationen,
- ♦ möglichst kleine Teileanzahl, einfache Bauteilgeometrien und niedrige Gewichte anstreben,
- ♦ ständige Beachtung des Kosten/Nutzen-Verhältnisses.

Literatur

- [1] Fecht, N.: Fahrwerktechnik für Pkw, Landsberg am Lech: Verlag Moderne Industrie, 2004
- [2] Ersoy, M.: Konstruktionskataloge für Pkw Leichtbauachsen. HdTEssen, Fahrwerktechnik in München am 6/7 Juni 2000
- [3] Arkenbosch; Mom; Neuwied: Das Auto und sein Fahrwerk, Band 1, Stuttgart: Motorbuch, 1992
- [4] Gillespie, T. D.: Fundamentals of Vehicle Dynamics, Warrendale: SAE, 1992
- [5] Dixon, J. C.: Tires, Suspension, Handling, Warrendale: SAE, 1996
- [6] Schönenfeld, M.: Die Geschichte des Automobils. Internet: www.learnline.de, 2005
- [7] Seiffert, R.: Die Ära Gottlieb Daimlers. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009
- [8] Automobil Industrie Jubiläumsausgabe. Würzburg: Vogel, AI 6, 2005
- [9] Breuer; Bill: Bremsenhandbuch, Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [10] Dixon, John: Shock Absorber Handbook, Warrendale: SAE, 1999
- [11] Genta,G; Morello, L.: The Automotive Chassis, Volume 1. Heidelberg: Springer, 2009
- [12] Braess/Seiffert: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, Wiesbaden: Vieweg, 2001
- [13] N.N.: Automobil Revue 101 (2006), S. 136
- [14] Matschinsky, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge, Berlin, Heidelberg: Springer, 1998

- [15] Preuscheid, A.: Fahrwerktechnik: Antriebsarten, Würzburg: Vogel, 1988
- [16] Sonderausgaben von ATZ und MTZ über die neuen Automobilmodelle 2000 bis 2005. Wiesbaden: Vieweg Verlag
- [17] Spezialausgaben der Automobil Industrie über die neuen Automobilmodelle 2000-2005. Würzburg: Vogel-Verlag
- [18] N. N.: Alle neuen Modelle 2009. In: Auto-Zeitung, Nr. 25, Nov. 2010
- [19] Priemer, B.: Trend-Wetter. In: Auto-Motor-Sport, S. 72–73 8/2003
- [20] N. N.: Frankfurter Concept Car, Crossover Studie der Firmen Karman und ZF in IAA, 2005
- [21] Bostow, D.; Howard, G.; Whitehead, J. P.: Car Suspension and Handling. In: SAE International, Warrendale: SAE 2004
- [22] Bleck, U. N.: Fahrzeugeigenschaften, Fahrdynamik und Fahrkomfort. In ATZ/AMZ, Sonderausgabe März 2004, S. 76-78, Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [23] Heißing, B.: Grundlagen der Fahrdynamik. Seminar, Haus der Technik, Berlin, 2002
- [24] Piepereit: Fahrwerk und Fahrsicherheit. Vorlesungsumdruck, FH Osnabrück, 2003
- [25] Wallentowitz, H.: Quer- und Vertikaldynamik von Fahrzeugen. Vorlesungsumdruck Kraftfahrzeuge 1, IKA Aachen, FKA-Verlag, 1998
- [26] Volmer, J.: Getriebetechnik, Leitfaden. Berlin: VEB Verlag Technik, 1974
- [27] Stoll, H.: Lenkanlagen und Hilfskraftlenkungen. Würzburg: Vogel, 1992
- [28] Elbers, C.: Mathematische Abbildung von Kinematik und Elastokinematik aus Prüfstandsmessung. Dissertation RWTH Aachen, IKA. Aachen, D 82, 2001
- [29] Zomotor, A.: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, 2. Auflage. Würzburg: Vogel, 1991
- [30] Ersoy, M.: Neue Entwicklungswerzeuge für Pkw-Achsen. Haus der Technik Essen: Fahrwerktechnik. München am 3./4. Juni 2003
- [31] Taboada, M.: Automatisierte Targetkaskadierung. Dissertation FH Berlin, 2006
- [32] Gies, S.: Entwicklungsschritte bei der Realisierung einer Hinterachse. HdT-Seminar, 24.11.1998, Essen

2 Fahrodynamik

Die Fahrodynamik beschreibt alle Bewegungen des Fahrzeugs, d. h. die Wege, Geschwindigkeiten, Beschleunigungen sowie die auf das Fahrzeug einwirkenden Kräfte und Momente in und um die drei Fahrzeugbewegungsrichtungen. Die Fahrzeugbewegungen umfassen Geradeaus- und Kurvenfahrten, Vertikal-, Nick- und Wankbewegungen sowie die Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit, Brems- und Beschleunigungsvorgänge. Hinzu kommen die dabei entstehenden Schwingungen.

Die Kräfte, die auf das Fahrzeug wirken, sind die Trägheitskräfte, die beim Beschleunigen, Bremsen und während der Kurvenfahrt entstehen sowie das Eigengewicht des Fahrzeugs samt dessen Beladung. Diese können als am Fahrzeugschwerpunkt wirkend betrachtet werden. Hinzu kommen aerodynamische Kräfte und Momente. Diese Kräfte und Momente werden über die vier Radaufstandsflächen – Reifenlatsch – als Vertikal- und Horizontalkräfte auf die Fahrbahn übertragen.

Die Fahrodynamik von Kraftfahrzeugen wird klassisch getrennt nach den drei verschiedenen translatorischen Bewegungsfreiheitsgraden des Fahrzeugaufbaus betrachtet (Bild 1-21). Bei Untersuchung der Bewegungsvorgänge in Fahrzeuglängsrichtung, also Antreiben und Bremsen, spricht man von der Längsdynamik des Fahrzeugs. Hierbei sind vor allem die Fahrwiderstände mit dem daraus resultierenden Leistungs- und Energie-

bedarf des Fahrzeugantriebs Gegenstand der Untersuchungen. Weiterhin von Interesse bei Betrachtung der Fahrzeuglängsdynamik sind die Brems- und Traktions-eigenschaften auch auf verschiedenen Fahrbahnbelägen und -zuständen.

Das Schwingungsverhalten des Aufbaus in Richtung der Fahrzeughochachse wird als Vertikaldynamik bezeichnet. Hierbei geht es vor allem um die Abstimmung des Federungs- und Dämpfungsverhaltens, um einerseits die Aufbaubeschleunigungen gering zu halten und somit den Fahrkomfort für die Insassen zu erhöhen, auf der anderen Seite aber ebenfalls durch Reduktion der dynamischen Vertikallastschwankungen an allen vier Rädern die Fahrsicherheit zu verbessern. Der zweite Bewegungsfreiheitsgrad des Fahrzeugs in horizontaler Ebene, die Bewegungen quer zur Fahrzeuglängsachse, wird durch den Begriff Querdynamik zusammengefasst. Beschrieben werden hierbei vor allem Vorgänge, die die Fahrstabilität, das Kurvenverhalten und die Spurführung bzw. Kurshaltung generell betreffen. Von großer Bedeutung ist das querdynamische Verhalten besonders bei der Auslegung von Fahrerassistenz- und Fahrdynamikregelsystemen. Hauptaugenmerk liegt dabei auf dem Zusammenspiel und der gemeinsamen Abstimmung der einzelnen Fahrwerkkomponenten wie Reifen, Federung, Lenkergeometrien, Elastokinematik und Fahrwerksregelsystemen (Bild 2.1).

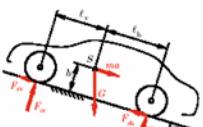
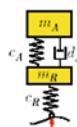
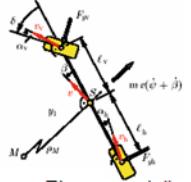
Längsdynamik	Vertikaldynamik	Querdynamik
 <p>Ebenes Längsdynamikmodell</p> <ul style="list-style-type: none"> Beurteilung des Beschleunigungs- und Bremsverhaltens. Fahrwiderstände: Rad-, Luft-, Steigungs-, Beschleunigungswiderstand -> Leistungsbedarf Motorkennfelder, Getriebeabstimmung -> Leistungsangebot. Übertragung der Antriebs- und Bremskräfte Parametereinflüsse: Masse m, Schwerpunktlage S, Fahrwiderstände, Motorleistung, Getriebeabstufung, Bremsleistung 	 <p>Zweimassen Federungsmodell</p> <ul style="list-style-type: none"> Beurteilung des Schwingungsverhaltens an Hand der Hauptkriterien: Fahrsicherheit (Radlastschwankungen), Fahrkomfort (Aufbaubeschleunigung). Parametereinflüsse: Aufbaumasse m_A, Radmasse m_R, Aufbaufedersteifigkeit c_A, Reifenfedersteifigkeit c_R, Aufbaudämpferkonstante d_A. 	 <p>Lineares Einspurmodell</p> <ul style="list-style-type: none"> Beurteilung des Lenkverhaltens bei Querbeschleunigungen $a_y < 0,4g$. Testmanöver „stationäre Kreisfahrt“: Eigenlenkerhalten, charakteristische und kritische Geschwindigkeit. Testmanöver „instationäre Kreisfahrt“: Übertragungsverhalten, Lenkwinkel $\delta(t)$ -> Gierwinkel $\psi(t)$. Parametereinflüsse: Radstand l, Schwerpunktlage l_y, Masse m, Trägheitsmoment J_y, Reifenschräglaufrate c_T

Bild 2-1: Domänen und Modelle der Fahrodynamik

2.1 Fahrwiderstände und Energiebedarf

Bei der Auslegung des Antriebsstrangs eines Fahrzeugs ist die genaue Kenntnis der während des Fahrbetriebs auftretenden Fahrwiderstände von großer Bedeutung. Der Energie- bzw. Leistungsbedarf und damit der Kraftstoffverbrauch sowie das Beschleunigungsvermögen werden hierdurch festgelegt.

2.1.1 Fahrwiderstände

Man unterscheidet zwischen Fahrwiderständen bei stationärer sowie bei instationärer Fahrt. Im stationären Fall, also bei Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit treten Rad-, Luft- und Steigungswiderstände auf. Im instationären Fall, also bei beschleunigter Fahrt, kommen Widerstandskräfte aufgrund der Massenträgheiten des Fahrzeugs hinzu. Die stationären Fahrwiderstände wirken hier weiter. Der vom Antrieb des Fahrzeugs zu überwindende Gesamtfahrwiderstand F entspricht einer Bedarfskraft F_{Bed} , die an den angetriebenen Rädern des Fahrzeugs zur Verfügung gestellt werden muss, damit die Fahrt in dem entsprechenden Betriebszustand ermöglicht werden kann:

$$F = F_{\text{Bed}} = F_L + 4 \cdot F_R + F_{\text{St}} + F_C \quad (2.1)$$

mit den Anteilen:

- ♦ Gesamtfahrwiderstand F ,
- ♦ Bedarfskraft der Antriebsräder F_{Bed} ,
- ♦ Luftwiderstand F_L ,
- ♦ Radwiderstand eines Rades F_R ,
- ♦ Steigungswiderstand F_{St} ,
- ♦ Beschleunigungswiderstand F_C .

Nachfolgend werden die vier Fahrwiderstände im Einzelnen detaillierter betrachtet.

2.1.1.1 Radwiderstände

Der Radwiderstand F_R fasst die am rollenden Rad entstehenden Widerstandskräfte $F_{R,i}$ zusammen. Der Gesamtradwiderstand F_R setzt sich aus den folgenden Anteilen zusammen:

- ♦ Anteil des Reifens (Rollwiderstand) $F_{R,T}$,
- ♦ Anteil durch die Fahrbahn $F_{R,Tr}$,
- ♦ Anteil durch Schräglauf $F_{R,\alpha}$,
- ♦ Anteil durch Lagerreibung und Restbremsmomente $F_{R,fr}$.

Gemäß den vorausgegangenen Betrachtungen berechnet sich der Gesamtradwiderstand F_R aus der Summe seiner Teilwiderstände:

$$F_R = F_{R,T} + F_{R,Tr} + F_{R,\alpha} + F_{R,fr} \quad (2.2)$$

Der Reifen-Rollwiderstand $F_{R,T}$ seinerseits setzt sich wiederum aus drei Anteilen zusammen [1]:

- ♦ Walkwiderstand $F_{R,T,Walk}$,
- ♦ Lüfterwiderstand $F_{R,T,L}$ und
- ♦ Reibungswiderstand $F_{R,T,fr}$.

Für den Reifen-Rollwiderstand $F_{R,T}$ ergibt sich daher:

$$F_{R,T} = F_{R,T,Walk} + F_{R,T,L} + F_{R,T,fr} \quad (2.3)$$

Bei Geradeausfahrt auf trockener Straße – Grundlage der meisten Fahrwiderstandsberechnungen – kann der Radwiderstand F_R dem Reifen-Rollwiderstand $F_{R,T}$ gleichgesetzt werden [1], da einerseits die Lagerreibwiderstände vergleichsweise gering ausfallen und andererseits davon ausgegangen wird, dass sich weder die Fahrbahn plastisch verformt noch das Rad unter Einfluss von Schräglauf- oder Sturzwinkel läuft.

Die Anteile des Gesamtradwiderstandes F_R werden nachfolgend detaillierter beleuchtet.

Anteil des Reifens $F_{R,T}$

Rollt das luftbereifte Rad auf einer idealen Fahrbahn (eben und trocken) im Geradeauslauf, so entsteht eine Widerstandskraft entgegen der Laufrichtung [1]. Diese Widerstandskraft wird als Reifen-Rollwiderstand $F_{R,T}$ bezeichnet.

Die Rollwiderstandskraft $F_{R,T}$ des Reifens hängt im wesentlichen von seinem konstruktiven Aufbau und den Werkstoffeigenschaften ab.

Walkwiderstand $F_{R,T,Walk}$

Auf befestigten Straßen ergibt sich der Rollwiderstand fast ausschließlich aus der Walkverlusterarbeit des Reifens [2]. Er beträgt ca. 80 bis 95 % des Gesamtradwiderstands [3]. Maßgebend sind hierbei die Walkamplitude, bestimmt durch die Einfederung s_T , die Radlast $F_{Z,W}$ und den Innendruck p_T sowie die Walkfrequenz, bestimmt durch die Radumfangsgeschwindigkeit v_W [4].

Hauptursache für die Entstehung des Rollwiderstands aus der Walkverlusterarbeit sind dabei die viskoelastischen Eigenschaften des Reifengummis, vergleichbar mit denen eines mechanischen Feder-Dämpfer-Systems: Nach Verformung kehrt ein viskoelastischer Körper zwar in seine Ursprungsform zurück, benötigt hierfür jedoch eine gewisse Zeit. Dieses Phänomen wird als „Hysterese“ bezeichnet. (Hysterese: *Wirkungsfortdauer nach Beendigung der Ursache* [3]). Dieser zeitliche Verzug der Verformungsrückstellung ist direkt an einen Energieverlust gekoppelt [3].

Die viskoelastischen Eigenschaften der Gummi-Werkstoffe sind auf der anderen Seite aber hauptverantwortlich für gute Haftungseigenschaften eines Reifens auf der Fahrbahnoberfläche. Daher muss für jeden Reifen ein Kompromiss zwischen geringem Rollwiderstand einerseits und guten Kraftübertragungscharakteristiken andererseits gefunden werden.

Unter Einwirkung äußerer Kräfte verformt sich ein Reifen. Rollt das Rad unter dieser Belastung mit der

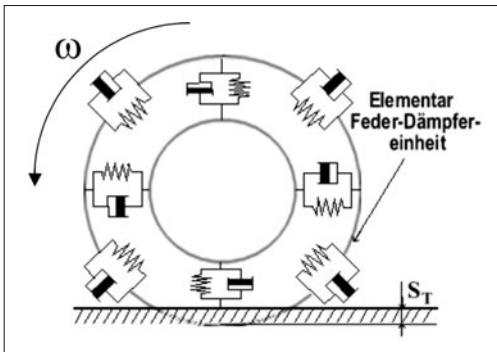


Bild 2-2: Radersatzmodell zur Darstellung der viskoelastischen Feder-Dämpfereigenschaften der Reifenstruktur [1]

Drehzahl ω , wiederholt sich der Vorgang des Ein- und Ausfederns kontinuierlich für jeden Punkt des Reifenumfangs. Zur Veranschaulichung dient das Radersatzmodell aus **Bild 2-2**, dessen Umfang durch lineare Feder-Dämpfer-Elemente gegen die Felge abgestützt ist. Zusätzlich kann man sich auch den Reifengürtel aus Elementarfedern und -dämpfern zusammengesetzt vorstellen. Diese Feder-Dämpfer-Elemente repräsentieren die viskoelastischen Hysterese Eigenschaften des Reifengummis sowie seines Strukturaufbaus [1]. Beim Umlauf des Ersatzmodells mit der Drehzahl ω wird in jedem „Elementar-Schwingungsdämpfer“ ein Teil der Einfederungsarbeit aufgrund der viskoelastischen Werkstoffeigenschaften als Dämpfungsarbeit in Wärme umgewandelt. Im Gegensatz zur elastischen Verformungsarbeit, die beim Reifenausfedern zurückgewonnen wird, muss die irreversible Umwandlung der Dämpfungsarbeit in Wärme als Verlust gewertet werden. Der dadurch hervorgerufene Walkwiderstand $F_{R,T,Walk}$ des Reifens entspricht dem Quotienten aus geleisteter Dämpfungsarbeit $W_{D,T,Walk}$ und zurückgelegter Wegstrecke s_T :

$$F_{R,T,Walk} = \frac{W_{D,T,Walk}}{s_T} \quad (2.4)$$

Im Allgemeinen weist bei der Gegenüberstellung von Reifen aus gleichen Lagenmaterialien, der Reifen mit der größeren Lagenzahl die höhere Dämpfung k_D auf, da die Relativbewegungen der Lagen gegeneinander Dämpfungsarbeit und somit Wärme erzeugen.

Untersuchungen zur Reifendämpfung k_D bei verschiedenen Rollgeschwindigkeiten v_W haben ergeben, dass der Dämpfungsbeiwert k_D mit steigender Geschwindigkeit v_W abnimmt (**Bild 2-3**) [1].

Diesem walkwiderstandsenkenden Effekt überlagert sich allerdings bei steigender Geschwindigkeit v_W eine entgegengesetzte Wirkung: Die Einfederung s_T sowie die Verzwängung der Profilstollen im Reifenlatsch des unter Last rollenden Rades verursachen wegen der mit der Geschwindigkeit zunehmenden Bedeutung der Massenkräfte ein Nachschwingen des Reifengürtels

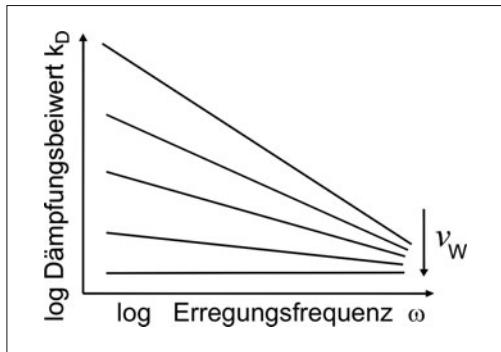


Bild 2-3: Dämpfungsbeiwerte in Abhängigkeit von der Erregungskreisfrequenz und der Fahrgeschwindigkeit [1]

C_R auf der Latschaustrittsseite. Dieses Phänomen wird als Deformationswellenbildung bezeichnet. Das Abklingen dieser Schwingung infolge der Reifendämpfung k_D erzeugt Wärme, wodurch der Walkwiderstand $F_{R,T,Walk}$ weiter zunimmt (**Bild 2-4**).

Der Vorgang der Ausbildung der Deformationswelle außerhalb der Reifenaufstandsfläche überwiegt dabei den Effekt der sinkenden Reifendämpfung k_D in seinem Einfluss auf den geschwindigkeitsabhängigen Verlauf des Walkwiderstands $F_{R,T,Walk}$. Er steigt mit zunehmender Geschwindigkeit mit geringer Steigung linear an, um ab etwa 35 m/s Fahrgeschwindigkeit stark progressiv zuzunehmen. Der Walkwiderstand $F_{R,T,Walk}$ ist, wie bereits erwähnt, der wesentlichste Teil des Reifenrollwiderstandes $F_{R,T}$ [1].

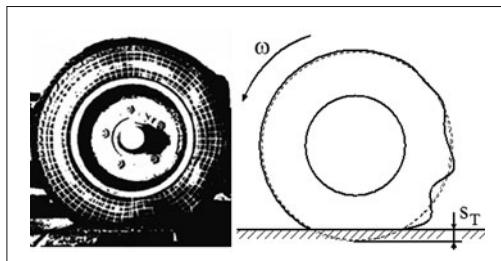


Bild 2-4: Deformationswellenbildung [1]

Reibwiderstand $F_{R,T,fr}$

In dem in Bild 2-2 gezeigten Radersatzmodell durchlaufen die Feder-Dämpfer-Elemente des Laufstreifens den Reifenlatsch. Dabei wird der Kreisbogenabschnitt des Reifenumfangs auf die Länge seiner Sehne, die Aufstandsflächenlänge, gestaucht. Dadurch kommt es im Reifenlatsch zu Relativbewegungen zwischen Fahrbahn und Laufstreifen, dem sogenannten Teilgleiten, sowohl in Längs- als auch in Querrichtung. Dieses Teilgleiten verursacht Abriss. Dabei wird Energie umgesetzt, die vom Antrieb als zusätzlicher Reibwiderstand $F_{R,T,fr}$ überwunden werden muss [1].

Lüfterwiderstand $F_{R,T,L}$

Die Luftwiderstandskraft F_L , die auf einen sich in einem Fluid (Gas oder Flüssigkeit) bewegenden Körper einwirkt, nimmt mit dem Quadrat der Relativgeschwindigkeit v_{Rel} zwischen Körper und dem ihn umgebendem Medium zu.

$$F_L \sim v_{\text{Rel}}^2 \quad (2.5)$$

Gleiches gilt für einen Reifen. Durch die Abrollbewegung des Reifens während der Fahrt ergeben sich Strömungsverluste, die jedoch sinnvoller Weise nur im Zusammenhang mit der Luftumströmung des gesamten Fahrzeugs betrachtet werden. Sie werden deshalb meist dem Gesamtluftwiderstand zugeschlagen.

Rollwiderstandsbeiwert k_R

Der durch den Reifen verursachte Rollwiderstand $F_{R,T}$ ist zusammenfassend die Summe aus Walkwiderstand $F_{R,T,\text{Walk}}$, Reibwiderstand $F_{R,T,\text{fr}}$ und Lüfterwiderstand $F_{R,T,L}$.

$$F_{R,T} = F_{R,T,\text{Walk}} + F_{R,T,L} + F_{R,T,\text{fr}} \quad (2.6)$$

Diese Zusammenfassung ist zweckmäßig, da die einzelnen Anteile von Walk- und Reibwiderstand in der Praxis ohnehin nicht getrennt gemessen werden können.

Im Allgemeinen wird der gesamte Radwiderstand F_R dem Reifenrollwiderstand $F_{R,T}$ gleichgesetzt:

$$F_R \approx F_{R,T} \quad (2.7)$$

Angesichts eines nahezu linearen Verlaufs der Rollwiderstandskraft F_R über der Radlast $F_{Z,W}$ kann eine lastbezogene Kennzahl definiert werden, der dimensionslose Rollwiderstandsbeiwert k_R :

$$k_R = \frac{F_R}{F_{Z,W}} \quad (2.8)$$

$$F_{R,T} = k_{R,T} \cdot F_{Z,W} \approx F_R = k_R \cdot F_{Z,W} \quad (2.9)$$

Im Rahmen üblicher Berechnungen wird dieser Rollwiderstandsbeiwert k_R als konstant über Radlast $F_{Z,W}$ und Fahrgeschwindigkeit v_W angenommen.

Die genauere Betrachtung verdeutlicht, dass sowohl eine Last-, eine Innendruck-, eine Zeit-, eine Temperatur- als auch eine Geschwindigkeitsabhängigkeit vorliegen. **Bild 2-5** zeigt einen degressiv ansteigenden Verlauf der Rollwiderstandskraft F_R über der Radlast $F_{Z,W}$ für einen Radialreifen.

Daraus resultiert ein mit steigender Radlast $F_{Z,W}$ sinkender Rollwiderstandsbeiwert k_R , (**Bild 2-6**). In diesem Bild ist auch der Einfluss des Reifendruckes p_T auf den Rollwiderstandsbeiwert k_R dargestellt. Es ergibt sich ein mit steigendem Luftdruck p_T sinkender Rollwiderstandskoeffizient k_R . Der Grund hierfür ist folgender: Da erhöhter Innendruck p_T zu einer Versteifung des Reifens führt, nimmt die Einfederung bei gleich bleibender Radlast $F_{Z,W}$ ab. Dies verringert die zur Drehung des Rades aufzuwendende Walkarbeit

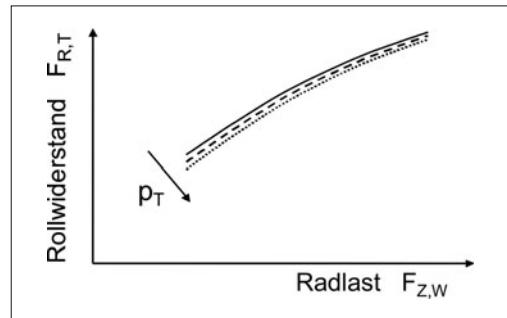


Bild 2-5: Abhängigkeit der Reifenrollwiderstandskraft von der Radlast und dem Reifenfülldruck p_T

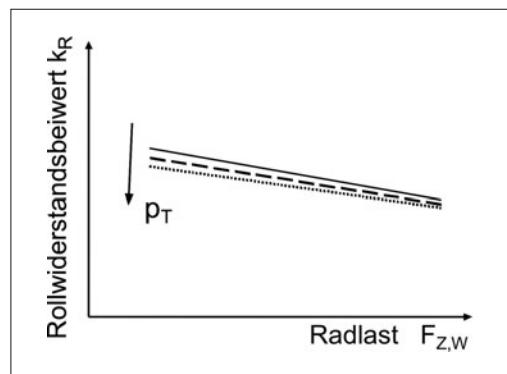


Bild 2-6: Rollwiderstandsbeiwert von Radialreifen als Funktion von der Radlast $F_{Z,W}$ und dem Innendruck p_T

und reduziert wegen der kleineren Reifenlatschfläche ebenfalls den Reibwiderstandsanteil [1].

Im direkten Zusammenhang mit der Innendruckabhängigkeit des Rollwiderstandsbeiwertes k_R stehen sowohl der Einfluss der Reifentemperatur θ_T als auch dessen Abhängigkeit von Fahrtzeit t_T und Fahrtstrecke s_T . Infolge der viskoelastischen Walkarbeit und der damit verbundenen Umwandlung von Antriebsenergie in Wärme heizen sich die Reifenstruktur und die eingeschlossene Druckluft mit zunehmender Fahrtzeit t_T und -strecke s_T auf; der Innendruck p_T und die Reifentemperatur θ_T steigen. Da mit zunehmendem Innendruck p_T der Rollwiderstandsbeiwert k_R abnimmt, führt auch eine Steigerung der Reifentemperatur θ_T (bei ungeregeltertem Fülldruck!) zu sinkendem Rollwiderstand (**Bild 2-7**).

Je nach Betriebszustand, charakterisiert durch Radlast $F_{Z,W}$, Fahrgeschwindigkeit v_W , (im kalten Zustand eingestellten) Reifen-Nenndruck $p_{T,\text{Nenn}}$ und Umgebungstemperatur θ_U stellt sich nach einer bestimmten Fahrtzeit t_T bzw. Fahrtstrecke s_T ein Gleichgewicht zwischen zugeführtem Wärmestrom (Walkarbeit) und abgeführt Wärmestrom ein:

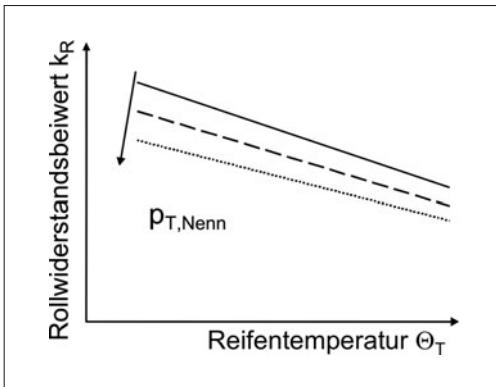


Bild 2-7: Rollwiderstandsbeiwert k_R gegen Reifentemperatur mit Einfluss des Nenn-Innendrucks $p_{T,Nenn}$

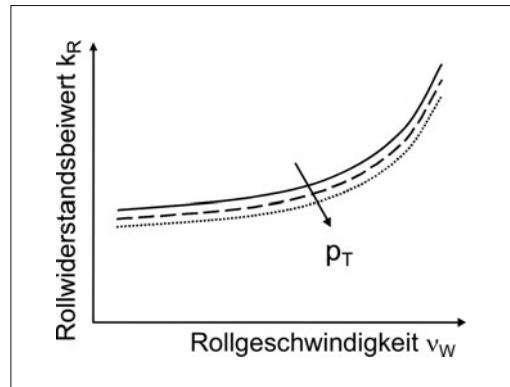


Bild 2-9: Rollwiderstandsbeiwert k_R gegen Rollgeschwindigkeit mit Einfluss des Reifeninnendrucks p_T

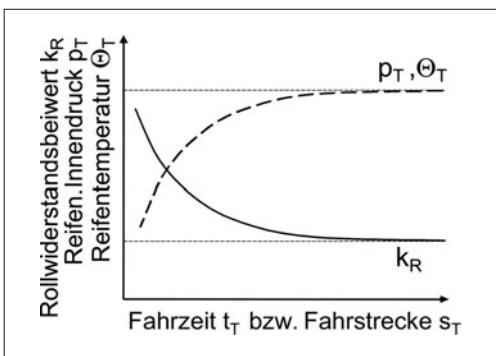


Bild 2-8: Einfluss von Fahrzeit und Fahrstrecke auf Rollwiderstand, Reifentemperatur und Reifeninnendruck

$$\dot{Q}_{zu} = \frac{dW_{D,T,Walk}}{dt} = \dot{Q}_{ab} \quad (2.10)$$

Die Wärmeabfuhr erfolgt dabei über die Straße, die Felge und die Umgebungsluft bzw. den Kühlluftstrom des Fahrtwindes. Dieser Gleichgewichtszustand führt dazu, dass sich bei Konstantfahrt ebenfalls ein konstanter Rollwiderstandsbeiwert k_R , ein konstanter Innendruck p_T und eine konstante Reifentemperatur θ_T ausbilden. Diese sind charakteristisch für den Reifen in dem jeweiligen Betriebszustand (**Bild 2-8**).

Beim Messen des Reifen-Rollwiderstands ohne Verfälschung ist es von großer Bedeutung, zunächst eine Konditionierungsphase zu durchlaufen, nach der sich der jeweilige Gleichgewichtszustand eingestellt hat. Den Geschwindigkeitseinfluss auf den Rollwiderstandsbeiwert k_R gibt **Bild 2-9** wieder.

Der zunächst nur langsam steigende Verlauf des Rollwiderstandsbeiwertes k_R mit zunehmender Rollgeschwindigkeit v_W ist auf die mit der Geschwindigkeit wachsende Auswirkung der Deformationswellenbil-

dung (s. Bild 2-4), auf den Walkwiderstand $F_{R,T,Walk}$ und somit den gesamten Rollwiderstand F_R zurückzuführen. Der Einfluss des mit zunehmender Rollgeschwindigkeit v_W kleiner werdenden Reifendämpfungsbeiwerts k_D auf den Gesamtrollwiderstand F_R wird durch den Effekt der Deformationswellenbildung überkompensiert.

Der Zusammenhang zwischen Fahrgeschwindigkeit v_W und Rollwiderstandsbeiwert k_R kann rechentechnisch durch ein Polynom 4. Ordnung angenähert werden [1], [2]:

$$k_R = k_{R0} + k_{R1} \cdot \left(\frac{v_W}{100 \text{ km/h}} \right) + k_{R4} \cdot \left(\frac{v_W}{100 \text{ km/h}} \right)^4 \quad (2.11)$$

Bei niedrigen Geschwindigkeiten $v_W < 80 \text{ km/h}$ entspricht k_R in etwa dem Wert k_{R0} . Dieser liegt im Allgemeinen bei $k_{R0} \approx 0,01$.

Typische Rollwiderstandsbeiwerte k_R und deren Streuband für verschiedene Typen von Pkw-Radial- sowie Diagonalreifen in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit v_W zeigt das **Bild 2-10**.

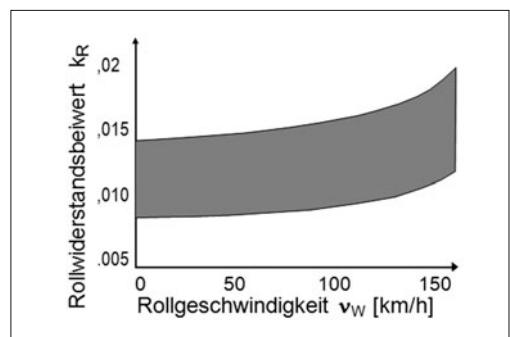


Bild 2-10: Streuband Rollwiderstandsbeiwerte in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit für Pkw-Radial- und Diagonalreifen [4]

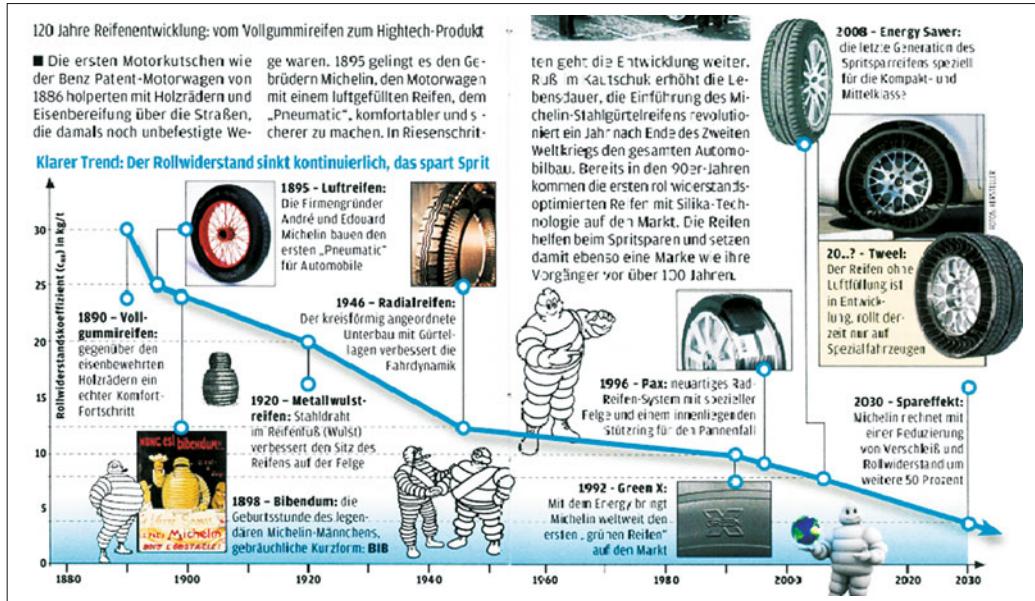


Bild 2-11: Entwicklung der Rollwiderstandsbeiwerte k_R von Reifen bis zum Jahre 2030 [5]

Neue rollwiderstandsoptimierte Reifen (Bild 2-11) erreichen im unteren Geschwindigkeitsbereich durchaus Werte von $k_R = 0,008$ mit dem Ausblick 0,004 im 2030 [5]. Bei höheren Geschwindigkeiten um $v_W = 150 \text{ km/h}$ werden dagegen bereits Werte von $k_R = 0,017$ erreicht [4].

Der Rollwiderstandsbeiwert k_R von Fahrzeugreifen ist im Laufe der letzten 120 Jahre deutlich reduziert worden. Bild 2-12 zeigt diese Entwicklung für Pkw- und Lkw-Reifen. Zum Vergleich ist der Rollwiderstandsbeiwert k_R von Eisenbahnradern aufgetragen.

Spezialreifen für Verbrauchswettfahrten beispielsweise liegen heute auf dem Niveau von Eisenbahnstahlräder ($k_R \approx 0,001$) [3].

Reifenrollwiderstände $F_{R,T}$ bzw. deren Beiwerte $k_{R,T}$ werden auf speziellen Prüfständen (s. Bild 3-551)



experimentell ermittelt. Im Allgemeinen handelt es sich hierbei um Außentrommel-Reifenprüfstände mit Durchmessern von 1,5 m bis 3,0 m. Die Prüftrommeln verfügen dabei über glatte bzw. definiert texturierte Laufbahnen. Neben der Umgebungstemperatur θ_U sind die thermische Konditionierung, die Aufwärmphase sowie die Prüfgeschwindigkeiten v_W exakt festgelegt. Der Reifendruck p_T wird nicht reguliert. Daher kommt der Aufwärmphase eine hohe Bedeutung zu. Es können vier verschiedene Rollwiderstandsmessverfahren angewendet werden:

- ◆ Kraftmessung in der Radnabe,
- ◆ Verzögerungsmessung,
- ◆ Messung des Trommel-Antriebsmoments sowie
- ◆ Messung der Leistungsaufnahme der Trommel-Antriebsmaschine.

Die Messverfahren sind nach ISO 8767 für Pkw-Reifen und nach ISO 9948 für Transporter-, Lkw- und Busreifen genormt [6]. Weitere Rollwiderstandsmessprozeduren sind in den SAE-Normen J 1269 und J 2452 definiert [7].

2.1.1.2 Anteil der Fahrbahn $F_{R,Tr}$

Nach Gl. (2.1) trägt neben dem Reifen auch die Fahrbahn zum Radrollwiderstand F_R bei. Ursache hierfür sind zusätzliche Walk-, Reibungs-, Verdichtungs- und Verdrängungswiderstände durch unebene, nasse und plastische verformbare Fahrbahnen. Für den zusätzlichen Radwiderstand durch Fahrbahneinfluss kann daher geschrieben werden:

$$F_{R,Tr} = F_{R,U} + F_{R,pl} + F_{R,Schwall} \quad (2.12)$$

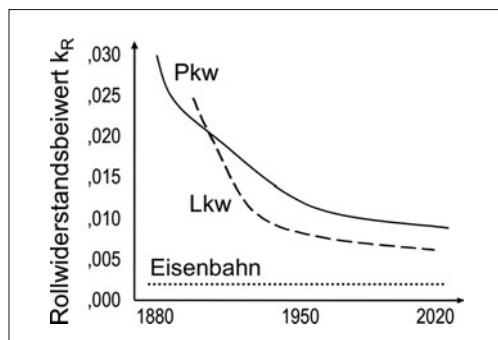


Bild 2-12: Entwicklung der Rollwiderstandsbeiwerte k_R von Reifen im Laufe der letzten 120 Jahre [3]

mit den Anteilen:

- ♦ unebene Fahrbahn $F_{R,U}$,
- ♦ plastische verformbare Fahrbahn $F_{R,pl}$ und
- ♦ Schwallwiderstand $F_{R,Schwall}$.

Auf diese Anteile wird im Folgenden eingegangen.

Widerstand durch unebene Fahrbahn $F_{R,U}$

Kleine Fahrbahnunebenheiten werden vom Reifen aufgefangen, gedämpft und somit als Anregungssignal für vertikale Aufbaubeschleunigungen herausgefiltert. Diese Eigenschaft des Reifens wird auch als „Schluckvermögen“ bezeichnet. Darüber hinaus federst zusätzlich das gesamte Rad relativ zur Karosserie über die Aufbau-Feder-Dämpferelemente ein. Dabei wird sowohl im Reifen als auch im Aufbaudämpfer Energie aufgrund der viskoelastischen Eigenschaften (Walken, Dämpfkraft) in Wärme umgewandelt. Die beim Ausfedern von Reifen und Radaufhängung zurückgewonnene Federarbeit des Reifeninnendrucks und der Aufbaufeder ist um die Dämpfungsarbeit ΔW (Walken, Dämpfkraft) geringer als die zuvor beim Einfedern aufgewendete Arbeit. Diese zusätzliche Dämpfungsarbeit ΔW muss alleine vom Antrieb des Fahrzeugs aufgewendet werden und ergibt, bezogen auf die dabei zurückgelegte Wegstrecke s_T , den Radwiderstandsanteil durch unebene Fahrbahn $F_{R,U}$:

$$F_{R,U} = \frac{\sum_0^T \Delta W}{s_T} \quad (2.13)$$

Widerstand durch plastisch verformbare Fahrbahn

Nur im Gelände spielt der Verformungswiderstand des Untergrunds eine wesentliche Rolle; er kann bei weichem Boden allerdings auch mehr als 15 % der Fahrzeuggewichtskraft $m_{V,t} \cdot g$ betragen [4]. Durch das Fahren auf plastischen Fahrbahnen kann dabei ein Radwiderstand $F_{R,pl}$ entstehen, der das 10- bis 100-fache des eigentlichen Rollwiderstands $F_{R,T}$ beträgt [3]. Bei der Fahrt auf unbefestigtem Gelände (Erde, Sand, Gras oder Schnee) sinkt der Reifen ein. Die Fahrbahn wird dabei bleibend plastisch verformt und es entstehen zusätzliche Reibkräfte zwischen Reifenseitenwand und Fahrbahn [1], [2]. Hierbei wird eine zusätzliche Radwiderstandskraft $F_{R,pl}$ erzeugt (**Bild 2-13**), die sich im wesentlichen aus den drei Hauptanteilen Verdichtungswiderstand $F_{R,pl,dicht}$, Verdrängungs- oder „Bulldozing“-Widerstand $F_{R,pl,Bull}$ sowie der Seitenwandreibung in Spurrillen $F_{R,pl,Spur}$ zusammensetzt:

$$F_{R,pl} = F_{R,pl,dicht} + F_{R,pl,Bull} + F_{R,pl,Spur} \quad (2.14)$$

Die Energie ΔW_{pl} , die vom Antrieb eines Fahrzeugs aufgewendet werden muss, um die Fahrbahn plastisch zu verformen, sei es durch Verdichtung oder Verdrängung sowie um den Reifen durch eine Spurrille zu treiben, ist den Fahrwiderständen zuzurechnen. Analog zum Radwiderstand auf unebener Fahrbahn $F_{R,U}$ kann daher auch hier geschrieben werden:

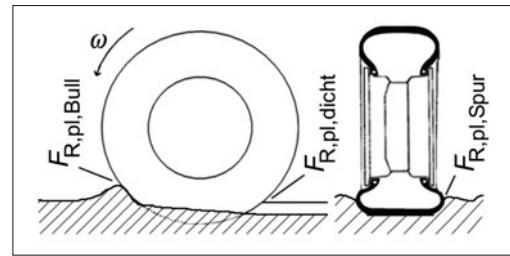


Bild 2-13: Radwiderstände auf plastischer Fahrbahn [1]

$$F_{R,pl} = \frac{\sum_0^T \Delta W_{pl}}{s_T} \quad (2.15)$$

Analog zum Rollwiderstand F_R auf ebener, ideal steifer Fahrbahn kann auch für den zusätzlichen Radwiderstand auf plastisch verformbarem Untergrund ein Widerstandsbeiwert $k_{R,pl}$ definiert werden, da sich ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen der Radlast $F_{Z,W}$ und der Widerstandskraft $F_{R,pl}$ einstellt.

$$k_{R,pl} = \frac{F_{R,pl}}{F_{Z,W}} \quad (2.16)$$

Bei Radwiderstandsberechnungen kann der Beiwert $k_{R,pl}$ dem Reifen-Rollwiderstandbeiwert $k_{R,T}$ zugeschlagen werden:

$$F_R = F_{R,T} + F_{R,pl} = F_{Z,W} \cdot (k_{R,T} + k_{R,pl}) \quad (2.17)$$

Der Zusatzwiderstand auf plastischen Fahrbahnen $F_{R,pl}$ steigt im Gegensatz zum Reifen-Rollwiderstand $F_{R,T}$ auf ideal steifem Bodenbelag mit zunehmendem Reifenluftdruck p_T an. Mit zunehmendem Innendruck p_T wird bei konstanter Radlast $F_{Z,W}$ die Reifenaufstandsfläche A_T kleiner. Bei Fahrt auf plastischer Fahrbahn hat dies ein stärkeres Einsinken des Rades in den Boden mit zunehmendem Innendruck p_T zur Folge. **Bild 2-14** zeigt diesen Zusammenhang für verschiedene plastisch verformbare Fahrbahnen.

In **Tabelle 2-1** sind Widerstandsbeiwerte $k_{R,pl}$ für unterschiedliche Fahrbahntypen aufgeführt [1].

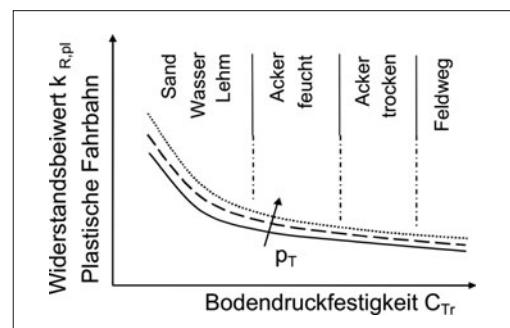


Bild 2-14: Widerstandsbeiwerte plastischer Fahrbahnen

Tabelle 2-1: Widerstandsbeiwerte plastischer Fahrbahnen $k_{R,pl}$ [1]

Fahrbahn	Beiwert $k_{R,pl}$
Fester Asphalt, Beton, Kopfsteinpflaster	0,005 – 0,015
Fester Schotter	0,02 – 0,03
Geteilter Schotter	0,04 – 0,04
Sehr gute Erdwege	0,05 – 0,15
Nasse aufgeweichte Böden, Sand, Lehm	0,15 – 0,35

Widerstand durch nasse Fahrbahn $F_{R,Schwall}$

Um auf nassen Straßen ausreichend Fahrbahnkontakt herstellen zu können, muss der Reifen Wasser verdrängen. Durch die hierfür erforderlichen Verdrängungskräfte erhöht sich der Reifen-Rollwiderstand gegenüber der Fahrt auf trockenem, ideal steifen Fahrbahnbelag um den Schwallwiderstand $F_{R,Schwall}$. Er hängt von dem pro Zeiteinheit zu verdrängenden Wasservolumen ab. Dieses wiederum bestimmt sich aus der Reifenbreite B , der Fahrgeschwindigkeit v_W und der Wasserfilmhöhe H (**Bild 2-15**) [2].

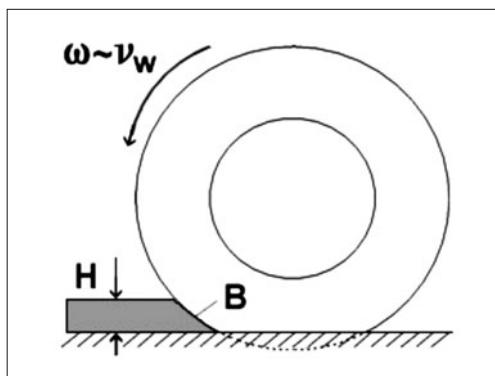


Bild 2-15: Schwallwiderstand infolge Wasserverdrängung [1]

Auf experimentellem Wege ist der folgende empirische Zusammenhang zwischen dem Schwallwiderstand $F_{R,Schwall}$, der Reifenbreite B , der Fahrgeschwindigkeit v_W und der Wasserfilmhöhe H ermittelt worden [1], [2]:

$$F_{R,Schwall} = \frac{B}{10} \cdot \left(\frac{v_W}{N(H)} \right)^{E(H)} \quad (2.18)$$

mit den folgenden Bezeichnungen :

- ♦ $F_{R,Schwall}$ Schwallwiderstand [N],
- ♦ B Reifenbreite [cm],
- ♦ v_W Geschwindigkeit [km/h],
- ♦ H Wasserfilmhöhe [mm],
- ♦ $N(H)$ empirische Kenngröße als Funktion von H ,
- ♦ $E(H)$ empirische Kenngröße als Funktion von H .

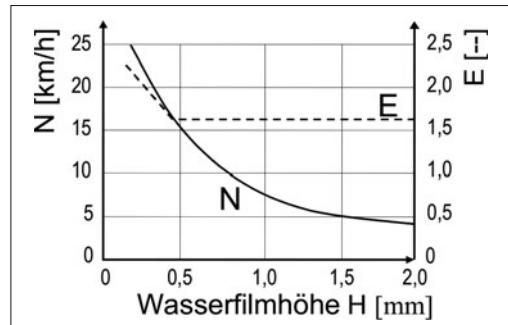


Bild 2-16: Abhängigkeit der Kenngrößen N und E von der Wasserfilmhöhe H [1]

Reifenbauart, Luftdruck p_T oder Radlast $F_{Z,W}$ haben keinen oder nur sehr geringen Einfluss auf den Schwallwiderstand $F_{R,Schwall}$. **Bild 2-16** zeigt den Zusammenhang zwischen Wasserfilmhöhe H und den empirischen Kenngrößen $N(H)$ und $E(H)$ [1].

Bei größeren Geschwindigkeiten v_W und Wasserfilmhöhen H sowie bei geringen Profiltiefen ist der Schwallwiderstand $F_{R,Schwall}$ unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit v_W , da der Reifen in diesem Fall den Wasserfilm nicht mehr durchdringen kann [2]. Er schwimmt auf. Man spricht in diesem Fall von Aquaplaning. Der resultierende Gesamt-Radwiderstand auf nasser Fahrbahn F_R ergibt sich als Summe aus der Schwallwiderstandskraft $F_{R,Schwall}$ und dem Reifen-Rollwiderstand $F_{R,T}$ auf trockener Fahrbahn:

$$F_R = F_{R,T} + F_{R,Schwall} \quad (2.19)$$

Anteil durch Schräglauf $F_{R,\alpha}$

In den zuvor angestellten Betrachtungen des Rad- und Reifen-Rollwiderstands ist davon ausgegangen worden, dass sich die Mittelebene des rollenden Rades exakt in Fahrtrichtung erstreckt. Im allgemeinen Fall ist dies nicht zutreffend, da Räder einer Achse aufgrund der Achsgeometrie mit einem gewissen (Gesamt-)Vorspurwinkel $\delta_{V,0}$ zur Fahrzeulgängsachse ausgerichtet sein können. Aufgrund dieses (Gesamt-)Vorspurwinkels werden die Reifen bei Geradeausfahrt in einen (Gesamt-)Schräglauftwinkel α gezwängt, der dann dem (Gesamt-) Vorspurwinkel $\delta_{V,0}$ entspricht.

Rollt ein Reifen mit der Schräglauftsteifigkeit C_α (s. auch Abschnitt 2.2) unter einen Schräglauftwinkel $\alpha/2$, dann erzeugt er eine Seitenkraft $F_{Y,W}$ der Größe:

$$F_{Y,W} = C_\alpha \cdot \frac{\alpha}{2} \quad (2.20)$$

Dieser Zusammenhang ist nur für kleine Winkel α gültig (im Allgemeinen bis $\alpha/2 < 2^\circ$). Die Seitenkraft $F_{Y,W}$ wirkt dabei immer senkrecht zur Reifenmittelebene bzw. im Winkel von $90^\circ - \alpha/2$ zur Rollrichtung des Rades. Bei vektorieller Betrachtung dieser Reifenseitenkraft $F_{Y,W}$ wird daher deutlich, dass auch

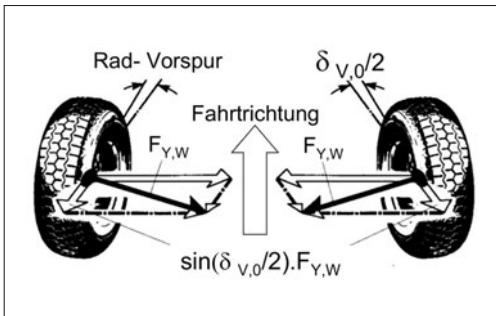


Bild 2-17: Vorspurwiderstand $F_{R,a}$ durch Vorspurwinkel $\delta_{V,0}$ [1]

immer ein Anteil der Reifenseitenkraft $F_{Y,W}$ entgegen der Fahrtrichtung von Rad und Fahrzeug wirkt. Diesen Zusammenhang zeigt **Bild 2-17**.

Die der Bewegungsrichtung entgegenwirkende zusätzliche Rad-Widerstandskraft $F_{R,\alpha}$ erhält man aus den entsprechenden Sinus-Komponenten der Seitenkraft $F_{Y,W}$ und dem Reifenschräglauftwinkel $\alpha/2$ zu [1]:

$$F_{R,a} = \sin(\alpha/2) \cdot F_{Y,W} = \sin(\alpha/2) \cdot C_\alpha \cdot \alpha/2 \quad (2.21)$$

Der Schräglauftwinkel α entspricht in diesem Fall dem Achs-Vorspurwinkel $\delta_{V,0}$. Rad-Vorspurwinkel liegen im Allgemeinen im Bereich sehr kleiner Winkel $\delta_{V,0}/2 < 20^\circ$. Entsprechend kann für den zusätzlichen Radwiderstand $F_{R,\alpha}$ infolge Schräglauftwinkel α bzw. Vorspur $\delta_{V,0}$ formuliert werden:

$$F_{R,\alpha} = \left(\frac{\alpha}{2} \right)^2 \cdot C_\alpha = \left(\frac{\delta_{V,0}}{2} \right)^2 \cdot C_\alpha \quad (2.22)$$

Für den Vorspur- bzw. Schräglaufradwiderstand $F_{R,a}$ kann mit der radlastspezifischen Schräglauftsteifigkeit

$$C_\alpha^* = C_\alpha / F_{Z,W} \quad (2.23)$$

ein Widerstandsbeiwert $k_{R,\alpha}$ definiert werden [1]:

$$k_{R,\alpha} = \frac{F_{R,\alpha}}{F_{Z,W}} = \frac{\left(\frac{\delta_{V,0}}{2} \right)^2 \cdot C_\alpha}{F_{Z,W}} = \left(\frac{\delta_{V,0}}{2} \right)^2 \cdot C_\alpha^* \quad (2.24)$$

Bild 2-18 zeigt ein Streuband für Schräglaufwiderstandsbeiwerte $k_{R,\alpha}$ verschiedener Fahrzeuge auf Basis von Messungen der Schräglauftsteifigkeit.

Verglichen mit dem Streuband für Reifen-Rollwiderstandsbeiwerte k_R bei Geradeausfahrt ergibt sich, dass Radwiderstände aus Schräglauftwinkel die gleiche Größenordnung erreichen können wie die Rollwiderstände bei Geradeausfahrt [1]. Der resultierende Gesamt-Radwiderstand F_R für ein unter Vorspur rollendes Rad ergibt sich als Summe aus der Vorspurwiderstandskraft $F_{R,a}$ und dem Reifen-Rollwiderstand $F_{R,T}$ auf trockener Fahrbahn:

$$F_R = F_{R,T} + F_{R,a} \quad (2.25)$$

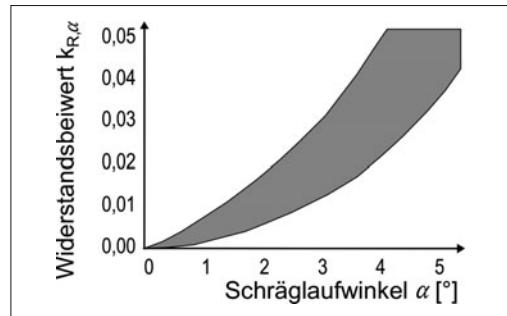


Bild 2-18: Streuband Schräglaufwiderstandsbeiwert $k_{R,\alpha}$ in Abhängigkeit vom Schräglauftwinkel α [1]

Lagerreibung und Restbremsmomente $F_{R,fr}$

Bei der Belastung eines Radlagers mit einer Kraft

$$F_{Lager} = \sqrt{F_{X,W}^2 + F_{Z,W}^2}, \quad (2.26)$$

die sich aus einer vertikalen Radkraft $F_{Z,W}$ und einer horizontalen Radkraft $F_{X,W}$ zusammensetzt, ergibt sich zusammen mit

- ◆ dem Lagerradius r_{Lager} ,
- ◆ dem Radhalbmesser r_{dyn} und
- ◆ dem Lagerreibbeiwert μ_{Lager}

für die zusätzliche Radwiderstandskraft $F_{R,fr}$ infolge Lagerreibung [2]:

$$F_{R,fr} = \mu_{Lager} \cdot \frac{r_{Lager}}{r_{dyn}} \sqrt{F_{X,W}^2 + F_{Z,W}^2} \quad (2.27)$$

Der Anteil durch Lagerreibung ist gegenüber dem Reifen-Rollwiderstand $F_{R,T}$ vergleichsweise gering und kann daher im Allgemeinen vernachlässigt werden. Eine Ausnahme tritt an Gleitlagern während des Anfahrvorgangs auf. Dort kann $F_{R,fr}$ sogar größer als $F_{R,T}$ werden. Kraftfahrzeuge werden aber fast ausschließlich mit Wälzlagern als Radlager ausgerüstet. Nicht zu vernachlässigen ist dagegen das Restbremsmoment $M_{B,Re}$ von – vor allem älteren – Scheibenbremsen. Dieses Moment kann selbst dann anliegen, wenn das hydraulische System nach Lösen des Bremspedals bereits völlig drucklos ist [2]. Die Formel für die zusätzliche Radwiderstandskraft $F_{R,fr}$ ist:

$$F_{R,fr} = \frac{M_{B,Re}}{r_{dyn}} \quad (2.28)$$

Bezogen auf die aktuelle Radlast $F_{Z,W}$ kann daraus ein Widerstandskoeffizient $k_{R,fr}$ abgeleitet werden:

$$k_{R,fr} = \frac{F_{R,fr}}{F_{Z,W}} = \frac{M_{B,Re}}{r_{dyn} \cdot F_{Z,W}} \quad (2.29)$$

Das **Bild 2-19** zeigt den experimentell ermittelten Widerstandskoeffizienten $k_{R,fr}$ infolge Restbremsmoment $M_{B,Re}$ im Vergleich zum Reifen-Rollwiderstandsstreuband aus Bild 2-10. Hieraus wird deutlich, dass die Verluste aus $k_{R,fr}$ nicht zu vernachlässigen sind. Das Schleifen wird durch Schwingungen verringert, die

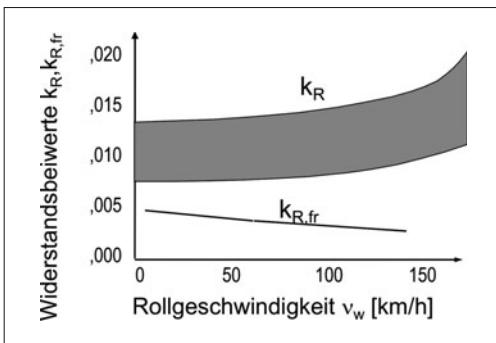


Bild 2-19: Radwiderstand $k_{R,fr}$ infolge Restbremsmoment im Vergleich zu Rollwiderständen k_R [2]

bei Fahrten auf unebenen Straßen oder bei Reifenungleichförmigkeiten auftreten [2].

2.1.1.3 Luftwiderstand

Bewegt sich ein geschlossener Körper mit einer konstanten Geschwindigkeit durch eine Flüssigkeit (Wasser) oder ein Gas (Luft) so müssen zur Aufrechterhaltung seines Bewegungszustandes Strömungswiderstände überwunden werden. In erster Linie handelt es sich dabei um die Widerstandsformen

- ♦ Druckwiderstand und
- ♦ Reibungswiderstand.

Da es sich bei einem Kraftfahrzeug nicht um einen geschlossenen Körper handelt, kommt hier noch der innere Luftwiderstand hinzu. Der innere Luftwiderstand beschreibt die Durchströmung (z. B. zur Motorlüftung) des Fahrzeugs. Weiterhin werden durch die Bewegung des Fahrzeugkörpers durch die ihn umgebende Luft Verwirbelungen erzeugt, die zusätzlich als induzierter Luftwiderstand bezeichnet werden.

Beim Druckwiderstand handelt es sich um den hauptsächlich durch den Staudruck p_∞ sowie die Heckabrißzone eines Fahrzeugs erzeugten Luftwiderstand $F_{L,\infty}$. Auch der induzierte Luftwiderstand wird dem Druckwiderstand zugerechnet. Allgemein berechnet sich der Staudruck p_∞ aus der Dichte der Luft ρ_L und der Anströmgeschwindigkeit v_∞ zu:

$$p_\infty = \frac{\rho_L}{2} \cdot v_\infty^2 \quad (2.30)$$

Bei Luft handelt es sich um ein ideales Gas. Die Dichte der Luft errechnet sich dabei in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur θ_U , dem Umgebungsluftdruck P_U und der Gaskonstante von Luft R_L zu:

$$\rho_L = \frac{P_U}{R_L \cdot \theta_U} \quad (2.31)$$

Bei Betrachtung dieses Zusammenhangs wird deutlich, dass der Luftwiderstand eines Fahrzeugs auch von den aktuellen Umgebungsbedingungen abhängt.

Multipliziert man den Staudruck p_∞ mit der Stirnfläche A_L des Fahrzeugs und dem dimensionslosen Luftwiderstandsbeiwert c_w ergibt sich für den Druckwiderstand $F_{L,\infty}$:

$$F_{L,\infty} = p_\infty \cdot c_w \cdot A_L = \frac{\rho_L}{2} \cdot v_\infty^2 \cdot c_w \cdot A_L \quad (2.32)$$

Beim fahrenden Fahrzeug wird die Anströmgeschwindigkeit v_∞ durch die Kombination aus Fahrzeuggeschwindigkeit v_X und Windgeschwindigkeit v_L beschrieben.

$$v_\infty = v_X \pm v_L \quad (2.33)$$

Das Vorzeichen für die Windgeschwindigkeit v_L ergibt sich aus der Windrichtung: Bei Gegenwind wird die Windgeschwindigkeit v_L addiert, bei Rückenwind subtrahiert. Die Größe der Windgeschwindigkeit v_L beträgt im Mittel $v_L \approx 4,7 \text{ m/s} = 17 \text{ km/h}$. Die Richtung der Windgeschwindigkeit zur Fahrzeuglängsachse ist zufällig und damit stochastisch verteilt, da sie vom Straßenverlauf und von der Windrichtung abhängt [2]. Durch Einführung des dimensionslosen Luftwiderstandsbeiwertes c_w werden der Reibungs- und der innere Luftwiderstand dem Druckwiderstand zugeschlagen. Der Reibungswiderstand spielt vor allem bei langen Fahrzeugen wie Bussen oder Lkw eine Rolle. Der Luftwiderstandsbeiwert c_w charakterisiert außerdem die jeweilige Karosserieform: Fahrzeuge unterschiedlicher Gestalt aber gleicher Stirnflächengröße A_L erzeugen bei gleichen Umgebungsbedingungen unterschiedliche Luftwiderstandskräfte F_L .

Stirnflächen von Pkw bewegen sich im Bereich von $1,5 \text{ m}^2 < A_L < 2,5 \text{ m}^2$ und für Lkw und Busse von $4 \text{ m}^2 < A_L < 9 \text{ m}^2$. Luftwiderstandsbeiwerte von Pkw-Karosserien liegen zwischen $c_w = 0,24$ und $c_w = 0,4$. Als Durchschnittswert von Pkw-Aufbauten wurde beispielsweise im Jahr 2002 $c_w = 0,32$ ermittelt. Bei Lkw und Bussen betragen die c_w -Werte im Allgemeinen $0,4 < c_w < 0,9$ [3], [4]. Als Grundgleichung zur Berechnung der Luftwiderstandskraft F_L kann zusammenfassend formuliert werden:

$$F_L = \frac{P_U}{2 \cdot R_L \cdot \theta_U} \cdot (v_X \pm v_L)^2 \cdot c_w \cdot A_L \quad (2.34)$$

Der Luftwiderstandsbeiwert c_w wird experimentell für jedes Fahrzeug im Windkanal bestimmt.

Eine kurze Darstellung der Entwicklung des Luftwiderstandsbeiwertes c_w von Pkw-Karosserien in den letzten 100 Jahren zeigt **Bild 2-20**.

Aus vielen Grundsatzuntersuchungen ist bekannt, dass mit Körpern in den Abmessungen von Pkws theoretisch ein Luftwiderstandsbeiwert von $c_w = 0,15$ möglich ist [2].

2.1.1.4 Steigungswiderstand

Die Straßensteigung p ist definiert als Quotient aus vertikaler und horizontaler Fahrbahnprojektion, dies entspricht dem Tangens des Steigungswinkels α_{St} .

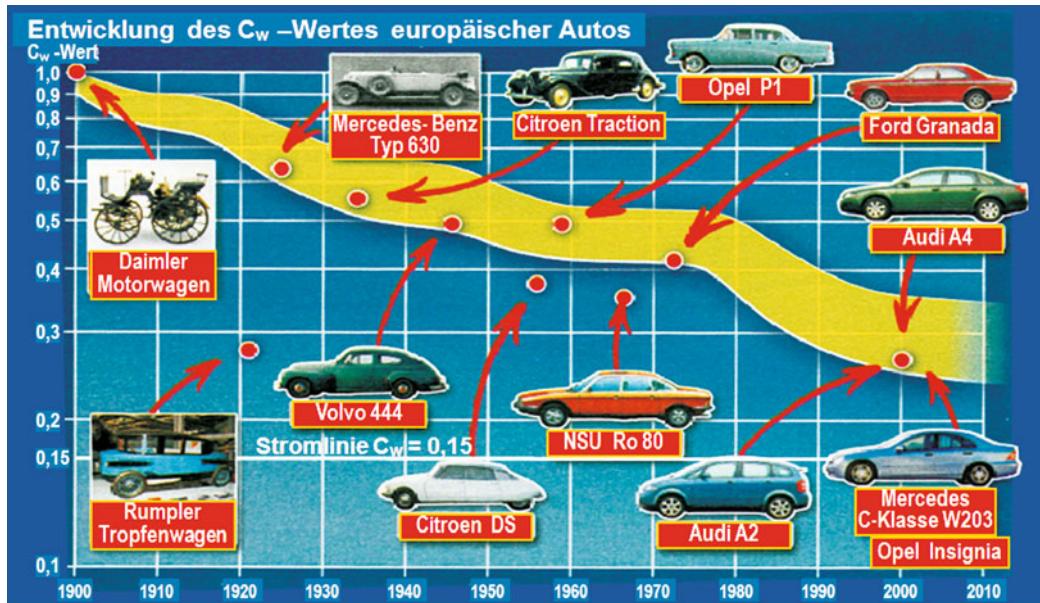


Bild 2-20: Geschichtliche Entwicklung des Luftwiderstandsbeiwertes c_w [8]

Im Straßenverkehr ist eine Angabe der Steigung in Prozent üblich [1].

$$p = \tan(\alpha_{St}) \quad (2.35)$$

Beim Befahren von Steigungen bzw. Gefällestrecken wird die Gesamtgewichtskraft $F_{Z,V,t}$ aufgrund der Neigung α_{St} des Fahrzeugs im Erdschwerefeld anteilig zu einer Fahrwiderstandskraft F_{St} bzw. zu einer zusätzlichen Antriebskraft F_{St} .

$$F_{Z,V,t} = m_{V,t} \cdot g \quad (2.36)$$

Der Sinusanteil der Gesamtgewichtskraft $F_{Z,V,t}$ wirkt auf Steigungen in Fahrzeuglängsrichtung. Folglich errechnet sich der Steigungswiderstand F_{St} zu:

$$F_{St} = F_{Z,V,t} \cdot \sin(\alpha_{St}) = m_{V,t} \cdot g \cdot \sin(\alpha_{St}) \quad (2.37)$$

Bei Verwendung der Straßensteigung p an Stelle des Steigungswinkels α_{St} ergibt sich aus den Gln. (2.35) und (2.37):

$$F_{St} = m_{V,t} \cdot g \cdot \sin(\arctan(p)) \quad (2.38)$$

Bis zu einer Steigung von $p = 30\%$, dies entspricht in etwa $\alpha_{St} = 17^\circ$, kann in Gl. (2.37) bei einem max. Fehler von weniger als 5 % geschrieben werden [2]:

$$\sin(\alpha_{St}) \approx \tan(\alpha_{St}) = p \quad (2.39)$$

Der Ausdruck in Gl. (2.38) vereinfacht sich dann zu:

$$F_{St} = m_{V,t} \cdot g \cdot p \quad (\text{mit } p < 30\%) \quad (2.40)$$

Bei Berechnung des Steigungswiderstandes auf befestigten Straßen ist diese Vereinfachung zulässig, da die maximale Fahrbahnsteigung auf $p_{max} = 30\%$ begrenzt

ist. Einen Überblick üblicher Werte für maximale Straßensteigungen gibt die Tabelle 2-2.

Im physikalischen Sinne handelt es sich beim Steigungswiderstand F_{St} um eine konservative Kraft, das heißt, dass die Energie W_{St} , die zur Überwindung dieses Widerstands vom Fahrzeugantrieb aufgewendet werden muss, im Gegensatz zum Reifen-Walkwiderstand $F_{R,T,Walk}$ beispielsweise, nicht dissipiert, sondern in Form von potenzieller Energie gespeichert wird und somit wiedergewonnen werden kann. Bei Bergabfahrt steht demnach eine zusätzliche Antriebsenergie in Form der potenziellen Energie zur Verfügung. Moderne Hybridfahrzeuge machen sich diesen Umstand zu Nutze und können bei Bergabfahrt eine Rekuperation betreiben, um Kraftstoff einzusparen.

Tabelle 2-2: Zulässige Steigungen [RAS-L1, 1]

Straßenlage	Straßenart	v [km/h]	P_{max} [%]
	Kreisstraße	40	10,0
	Landstraße	60	6,5
Straßen außerhalb bebauter Gebiete	Bundesstraße	80	5,0
		100	4,5
	Bundesautobahn	100	4,5
		120	4,0
		140	4,0
	mehrspurig	–	5 – 6
Stadtstraßen	Anlieger	–	10,0
	Wohnwege	–	10,0
	Alpenstraßen	–	30,0

2.1.1.5 Beschleunigungswiderstand

Um den Bewegungszustand eines Fahrzeugs mit der Gesamtmasse $m_{V,t}$ (Leergewicht plus Zuladung) von der Geschwindigkeit v_{x1} auf v_{x2} mit der Beschleunigung $a_x = dv_x / dt$ zu ändern, muss der Trägheits- oder Beschleunigungswiderstand F_C überwunden werden. Bei instationärer Fahrt muss also neben den Fahrwiderständen Rad-, Luft- und Steigungswiderstand ebenfalls den Trägheitskräften F_C Rechnung getragen werden:

$$F_C = F_{C,\text{trans}} + F_{C,\text{rot}} = \left(m_{V,t} + \frac{\Theta_{\text{red},i}}{r_{\text{dyn}}^2} \right) \cdot a_x \quad (2.41)$$

Neben der translatorischen Beschleunigung a_x der tragen Fahrzeuggesamtmasse $m_{V,t}$ muss ebenfalls eine rotatorische Beschleunigung der sich drehenden Teile des Fahrzeugantriebsstrangs (Räder, Getriebe, Motor) erfolgen. Diese findet in Gl. (2.41) Berücksichtigung durch das auf das Rad reduzierte Massenträgheitsmoment $\Theta_{\text{red},i}$ der gesamten Wuchtgruppe vom Motor über das Getriebe (im Gang i) bis zu den Rädern. Der dabei an den Antriebsräder zu überwindende rotatorische Trägheitswiderstand $F_{C,\text{rot}}$ errechnet sich aus der Drehbeschleunigung am Rad a_R , dem Radhalbmesser r_{dyn} und dem reduzierten Massenträgheitsmoment der Wuchtgruppe $\Theta_{\text{red},i}$ zu:

$$F_{C,\text{rot}} = \frac{\Theta_{\text{red},i} \cdot a_R}{r_{\text{dyn}}} \quad (2.42)$$

Die Drehbeschleunigung am Rad a_R kann mit Hilfe von Gl. (2.43) durch die translatorische Beschleunigung a_x und dem Radhalbmesser r_{dyn} dargestellt werden:

$$a_R = \frac{a_x}{r_{\text{dyn}}} \quad (2.43)$$

Das auf die Antriebsräder eines Fahrzeugs reduzierte Massenträgheitsmoment des gesamten Antriebsstrangs $\Theta_{\text{red},i}$ mit dem im Getriebe eingelegten Gang i wird mit Gl. (2.44) berechnet [1]:

$$\Theta_{\text{red},i} = \Theta_R + i_{h(v)}^2 \cdot \Theta_{\text{Antr}} + i_{h(v)}^2 \cdot i_{G,i}^2 \cdot (\Theta_{\text{Mot}} + \Theta_K + \Theta_{G,i}) \quad (2.44)$$

mit:

- ◆ dem Massenträgheitsmoment aller vier Fahrzeugräder Θ_R ,
- ◆ dem Massenträgheitsmoment der Antriebswellen Θ_{Antr} ,
- ◆ dem Massenträgheitsmoment des Motors Θ_{Mot} ,
- ◆ dem Massenträgheitsmoment der Kupplung Θ_K ,
- ◆ dem Massenträgheitsmoment des Getriebes $\Theta_{G,i}$,
- ◆ der Getriebeübersetzung $i_{G,i}$ im Gang i ,
- ◆ der Achsgetriebeübersetzung $i_{h(v)}$, mit h für Hinterachs- und v für Vorderachsantrieb.

Die Gl. (2.44) kann weiter vereinfacht werden, indem man das reduzierte Massenträgheitsmoment $\Theta_{\text{red},i}$ im Gang i durch einen sogenannten Massenfaktor e_i im

Gang i der Fahrzeugeleermasse $m_{V,ul,0}$ zuschlägt. Die Fahrzeuggesamtmasse $m_{V,t}$ muss hierzu in seine Anteile Leermasse und Zuladung zerlegt werden:

$$m_{V,t} = m_{V,ul,0} + m_{zu} \quad (2.45)$$

Der Massenfaktor e_i im Gang i wird definiert als:

$$e_i = \frac{\Theta_{\text{red},i}}{m_{V,ul,0} \cdot r_{\text{dyn}}^2} + 1 \quad (2.46)$$

Durch Einsetzen der Gln. (2.46) und (2.45) in Gl. (2.41) ergibt sich für den Beschleunigungswiderstand F_C [1]:

$$F_C = (e_i \cdot m_{V,ul,0} + m_{zu}) \cdot a_x \quad (2.47)$$

Da die Getriebeübersetzung i_G in die Ermittlung des reduzierten Massenträgheitsmomentes $\Theta_{\text{red},i}$ quadratisch eingeht, kann der Massenfaktor e_i in einem breiten Bereich streuen. So ist beispielsweise bei Gelände- oder Nutzfahrzeugen mit extrem hoch übersetztem Kriechgang (*Crawler*) ein höherer Kraftbedarf für die Beschleunigung a_R der rotierenden Massen erforderlich, als für die rein translatorische Beschleunigung a_x des Fahrzeugs [1]. Abschließend zeigt Bild 2-21 den Streubereich von Massenfaktoren e_i für verschiedene Pkws in verschiedenen Gängen.

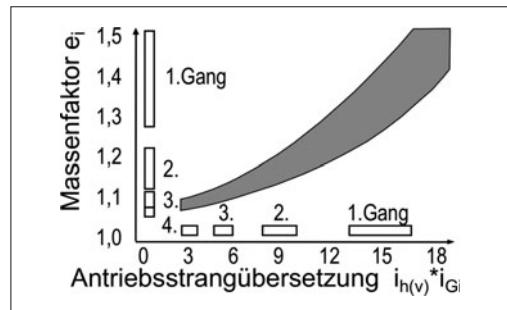


Bild 2-21: Streubereich für Massenfaktoren e_i bei Pkw-Antrieben in Abhängigkeit von Antriebsstrangübersetzung und gewähltem Fahrgang i [2]

Genau wie beim Steigungswiderstand F_{St} handelt es sich auch beim Beschleunigungswiderstand F_C um eine konservative Kraft. Die zum Beschleunigen des Fahrzeugs und seiner rotatorischen Massen erforderliche Energie W_C wird in Form kinetischer Energie W_{kin} im aktuellen Bewegungszustand gespeichert.

$$W_C = W_{\text{kin}} = \frac{1}{2} \cdot (e_i \cdot m_{V,ul,0} + m_{zu}) \cdot v_x^2 \quad (2.48)$$

Durch Rekuperation kann diese Energie W_{kin} bei Abbremsung des Fahrzeugs wiedergewonnen und dem Antrieb für den nächsten Anfahrvorgang zur Verfügung gestellt werden. Moderne Hybridfahrzeuge machen sich diesen Umstand zu Nutze und können regenerativ Bremsen, indem die elektrische Antriebsmaschine als Generator verwendet wird. Die dabei

zurückgewonnene Energie kann in z. B. Supercaps, Batterien oder im Schwungrad zwischengespeichert werden.

2.1.1.6 Gesamtfahrwiderstand

Der Gesamtfahrwiderstand F_{Bed} eines Fahrzeugs setzt sich aus den Anteilen Luftwiderstand F_L , Gesamt-Radwiderstand F_R (4 Räder), Steigungswiderstand F_{St} und Beschleunigungswiderstand F_C zusammen.

$$F = F_{\text{Bed}} = F_L + F_R + F_{\text{St}} + F_C \quad (2.49)$$

Diese Einzelwiderstände haben bei Fahrten auf verschiedenen Straßengattungen unterschiedliche starke Anteile am Gesamtfahrwiderstand. Eine typische Verteilung auf den Straßentypen „Stadt“, „Landstraße“ und „Autobahn“ zeigt nachfolgend das Diagramm in **Bild 2-22**.

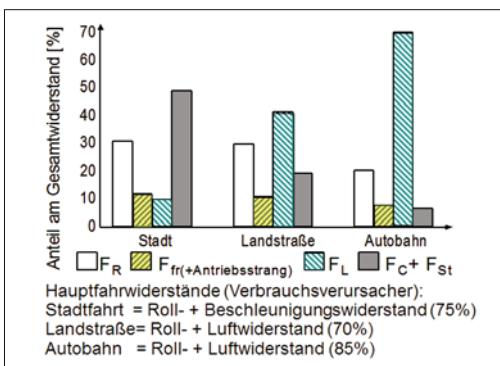


Bild 2-22: Typische Anteile der Einzelfahrwiderstände am Gesamtfahrwiderstand bei Fahrt auf unterschiedlichen Straßen [3]

Setzt man die in den Abschnitten 2.1.1.1 bis 2.1.1.4 hergeleiteten Zusammenhänge für die einzelnen Fahrwiderstandsanteile in Gl. (2.49) ein, erhält man die Grundgleichung zur Fahrwiderstandsberechnung:

$$\begin{aligned} F_{\text{Bed}} &= \frac{P_U}{2 \cdot R_L \cdot \theta_U} \cdot (v_x \pm v_L)^2 \cdot c_w \cdot A_L \\ &+ \sum_j k_{R,j} \cdot F_{Z,V,t} + m_{V,t} \cdot g \cdot \sin(\alpha_{\text{St}}) \quad (2.50) \\ &+ (e_i \cdot m_{V,ul,0} + m_{zu}) \cdot a_x \end{aligned}$$

Multipliziert mit der aktuellen Fahrgeschwindigkeit v_x ergibt sich aus Gl. (2.50) die Leistung P_{Bed} , die an den Antriebsrädern des Fahrzeugs zur Verfügung stehen muss, um den Fahrzustand aufrecht zu erhalten.

$$\begin{aligned} P_{\text{Bed}} &= \left(\frac{P_U}{2 \cdot R_L \cdot \theta_U} \cdot (v_x \pm v_L)^2 \cdot c_w \cdot A_L \right. \\ &+ \sum_j k_{R,j} \cdot F_{Z,V,t} + m_{V,t} \cdot g \cdot \sin(\alpha_{\text{St}}) \left. \right) \cdot v_x \quad (2.51) \\ &+ (e_i \cdot m_{V,ul,0} + m_{zu}) \cdot a_x \end{aligned}$$

2.1.2 Seitenwindkräfte

Die Seitenwindempfindlichkeit eines Kraftfahrzeugs ist seit jeher Untersuchungsgegenstand in den Entwicklungsabteilungen. Vielfach musste aber eine Reduktion der Seitenwindempfindlichkeit der Berücksichtigung anderer kritischer Fahrsituationen Platz machen, die in ihrer Bedeutung höher eingestuft wurden [9], [10].

Die Reaktion von Fahrzeugen als Folge von einwirkendem Seitenwind, kurz als Seitenwindempfindlichkeit bezeichnet [11], betrifft in erster Linie das Geradeauslaufverhalten und damit den Spurbreitenbedarf eines Kraftfahrzeugs. Fahrstabilität und Fahrsicherheit werden aus diesem Grund maßgeblich durch die Seitenwindempfindlichkeit beeinflusst. Der auf öffentlichen Straßen auftretende natürliche Seitenwind lässt sich als Grundströmung mit überlagerten stochastischen Anteilen beschreiben (**Bild 2-23**) [11].

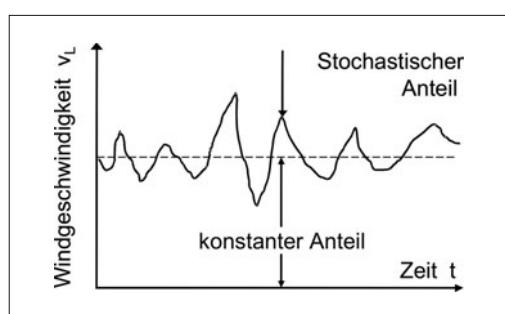


Bild 2-23: Erscheinungsbild der Windgeschwindigkeit v_L bei natürlichem Seitenwind bestehend aus einem konstanten und einem überlagerten Anteil [9], [12].

Die Seitenwindempfindlichkeit wird auch heute noch vielfach durch Vorbeifahrt an Seitenwindanlagen auf Teststrecken untersucht. Diese Versuche werden so durchgeführt, dass das Lenkrad in Geradeausstellung festgehalten wird, während der Seitenwind mit konstanter Geschwindigkeit auf das untersuchte Fahrzeug einwirkt. Hierbei handelt es sich um ein Open-Loop-Manöver. Daneben werden aber auch Untersuchungen zum Closed-Loop-Verhalten durchgeführt, um z. B. eine Unterscheidung hinsichtlich des Fahrerlenkaufwands zur Korrektur der Seitenwindstörung treffen zu können [11].

Typische Windgeschwindigkeiten in Deutschland und deren jährliche Vorkommensdauer zeigt **Bild 2-24**.

Die Vorbeifahrt an einer Seitenwindanlage testet das Fahrzeugverhalten vor allem nur bei sehr geringen Störfrequenzen, weshalb die Aussagekraft derartiger Versuche nicht besonders groß ist [10].

Messungen unter wechselnden Windverhältnissen, wie sie bei natürlichem Seitenwind auftreten, beinhalten größere Windrichtungsänderungen, sodass hier eine größere Spanne von Anströmwinkel τ durchlaufen wird, auf die Fahrzeuge in unterschiedlichem Ausmaß reagieren können.

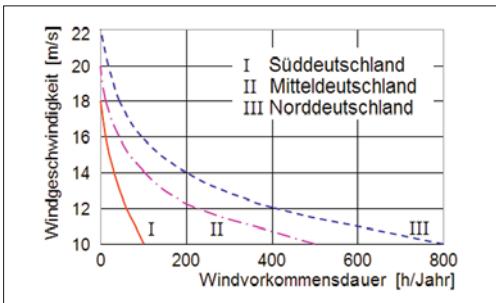


Bild 2-24: Natürliche Windaufkommen in verschiedenen Regionen Deutschlands [9]

Deshalb stellt die Untersuchung der Seitenwindempfindlichkeit von Fahrzeugen bei natürlichem Seitenwind unter realen Verkehrsbedingungen, gerade im Hinblick auf die Fahrsicherheit, die beste Annäherung an die Erfordernisse der Praxis dar. Komplexe Fahrmanöver wie beispielsweise das Vorbeifahren an Lkws oder das Unterfahren von Brücken unter Seitenwindeinfluss werden hier am besten berücksichtigt [10].

Aus diesen Erkenntnissen kann bereits ein Beurteilungsmaßstab für die Seitenwindempfindlichkeit abgeleitet werden: Wesentlich sind bei der Seitenwindempfindlichkeit von Fahrzeugen vor allem Störungen mit höheren Frequenzen. Da besonders Situationen zu Unfällen führen, bei denen sich der Windangriffspunkt D_p und damit das Windgiermoment M_{Lz} stark ändert, ist der Schwerpunkt der Untersuchungen auf die Fahrzeug-Gierreaktion zu legen [11].

Rechnerische Grundlagen

In erster Linie verursacht ein auf ein Fahrzeug einwirkender Seitenwind ein Giermoment M_{Lz} und eine Querkraft F_{Lz} . Werden keine Korrekturen z. B. durch eine Lenkwinkeländerung des Fahrers vorgenommen, erfährt das Fahrzeug hierbei eine Seiten- und Winkeleabweichung vom vorgegebenen Kurs. Hierdurch entstehen an den Reifen windverursachte Querkräfte, die die Gierbewegung des Fahrzeugs entgegenwirken. Inwieweit sich das windverursachte Giermoment M_{Lz} auswirkt, hängt im Wesentlichen von der Fahrwerkssauslegung des Fahrzeugs und der Lage von Schwerpunkt Sp und Wind-Druckpunkt D_p zueinander ab [11]. Das in Bild 2-25 dargestellte Einspurmodell

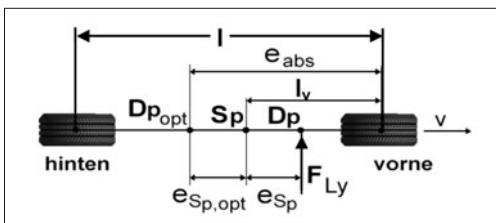


Bild 2-25: Geometrische Druck- und Schwerpunktverhältnisse am Einspurmodell eines Fahrzeugs [12]

stellt die geometrischen Beziehungen bezüglich des Angriffspunktes D_p einer Windseitenkraft F_{Ly} dar. Die Reaktion eines Fahrzeugs auf seitlich angreifende Luftkräfte hängt von der Lage des Druckmittelpunktes D_p und der Größe der Kraft F_{Ly} ab. Die auf das Fahrzeug wirkende Luftseitenkraft wird, wie in Bild 2-23 gezeigt, als Resultierende im Druckmittelpunkt dargestellt. Dieser befindet sich in einem Abstand e_{Sp} vor dem Fahrzeugschwerpunkt. Hieraus resultiert das Windgiermoment M_{Lz} um die Fahrzeug z -Achse [12]. Bei einer in Fahrtrichtung verlaufenden Anströmung hat die in Fahrzeuglängsrichtung wirkende Windkraft keinen direkten Einfluss auf die Kurshaltung. Bei Schräganströmung folgt aus der Vektoraddition der Fahrzeuggeschwindigkeit v_x und der Windgeschwindigkeit v_L (Bild 2-26) eine Anströmgeschwindigkeit v_{res} mit einem Anströmwinkel τ_L zur Symmetrieachse des Fahrzeugs.

Die auf das Fahrzeug wirkenden Kräfte F_{Ly} und Momente M_{Lz} werden durch folgende Gleichungen ausgedrückt [9], [11]:

$$F_{Ly} = c_y(\tau_L) \cdot A_{quer} \cdot \frac{\rho_L}{2} v_{res}^2 \quad (2.52)$$

$$\begin{aligned} M_{Lz} &= F_{Ly} \cdot e_{Sp} = c_y(\tau_L) \cdot A_{quer} \cdot \frac{\rho_L}{2} v_{res}^2 \cdot e_{Sp} \\ &= c_{Mz}(\tau_L) \cdot A_{quer} \cdot l \cdot \frac{\rho_L}{2} v_{res}^2 \end{aligned} \quad (2.53)$$

mit:

- ♦ e_{Sp} Abstand zwischen Sp und D_p
- ♦ A_{quer} Querschnittsfläche
- ♦ ρ_L Dichte der Luft
- ♦ v_{res} resultierende Anströmgeschwindigkeit
- ♦ τ_L Anströmwinkel
- ♦ c_y aerodynamischer Windseitenkraftbeiwert als Funktion von τ_L
- ♦ c_{Mz} aerodynamischer Windgiermomentbeiwert als Funktion von τ_L

Messtechnisch ermittelte Seitenwindbeiwerte c_y und c_{Mz} für ein Beispieldfahrzeug zeigt Bild 2-27.

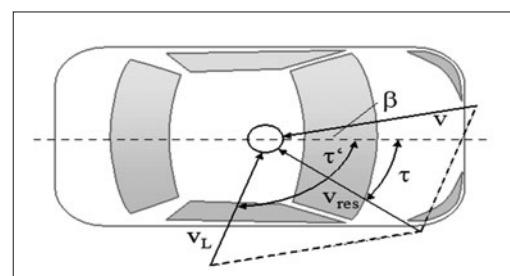


Bild 2-26: Anströmverhältnisse an einem Fahrzeug bei Geradeausfahrt und angreifendem Seitenwind [9]:
 v : Fahrgeschwindigkeit, v_L : Absolutgeschwindigkeit, v_{res} : Relativgeschwindigkeit, τ' : Windanströmwinkel, τ : relativer Fahrzeuganströmwinkel, β : Schwimmwinkel

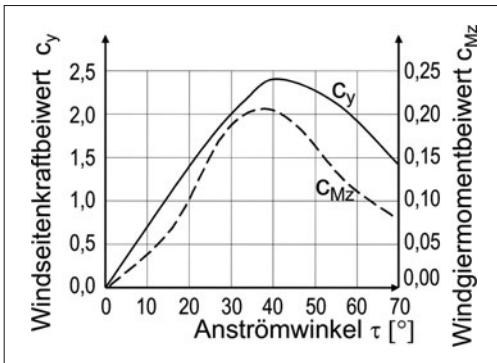


Bild 2-27: Seitenwindbeiwerte c_y und c_{Mz} in Abhängigkeit des Anströmwinkels τ_L [9]

Hier sieht man deutlich, dass bis zu einem Wert von $\tau_L \approx 20^\circ$ der Anstieg des Windseitenkraftbeiwertes c_y über dem Anströmwinkel τ_L linearisiert werden kann [11].

$$c_y(\tau_L) = c_y \cdot \tau_L \quad (2.54)$$

Damit vereinfachen sich die Beziehungen für die seitlich angreifende Luftkraft F_{Ly} und das Moment M_{Lz} um die Hochachse bezüglich des Fahrzeugschwerpunktes S_p zu:

$$F_{Ly} = c_y \cdot \tau_L \cdot A_{quer} \cdot \frac{\rho_L}{2} v_{res}^2 = k_y \cdot \tau_L \cdot v_{res}^2 \quad (2.55)$$

$$M_{Lz} = F_{Ly} \cdot e_{Sp} = k_y \cdot \tau_L \cdot v_{res}^2 \cdot e_{Sp} \quad (2.56)$$

$$k_y = c_y \cdot A_{quer} \cdot \frac{\rho_L}{2} \quad (2.57)$$

Die Größen k_y und e_{Sp} sind charakteristische Fahrzeugkonstanten. Damit ist der Ausdruck

$$\tau_L \cdot v_{res}^2 \quad (2.58)$$

ein Maß für die von außen wirkende Windstörung. Der Windgiermomentbeiwert c_{Mz} kann ebenfalls bis zu $\tau_L \approx 20^\circ$ ohne relevante Genauigkeitseinbußen linearisiert werden. Aus den Gln. (2.52) und (2.53) ergeben sich für den Windgiermomentenbeiwert:

$$c_y(\tau_L) \cdot e_{Sp} = c_{Mz}(\tau_L) \cdot l \quad (2.59)$$

Diese Beziehung liefert für verschiedene Anströmwinkel den oben beschriebenen Druckpunktabstand e_{Sp} , der bis zu einem Anströmwinkel von $\tau_L = 20^\circ$ ungefähr konstant bleibt und anschließend mit weiter zunehmendem Anströmwinkel in Richtung Fahrzeugheck wandert. Zur Untersuchung des Fahrzeuggierverhaltens im gesamten Seitenwindanregungsspektrum wird das Gierübertragungsverhalten herangezogen. Es ist definiert als:

$$\left| \frac{\dot{\Psi}}{(\tau_L \cdot v_{res}^2)} \right| \quad (2.60)$$

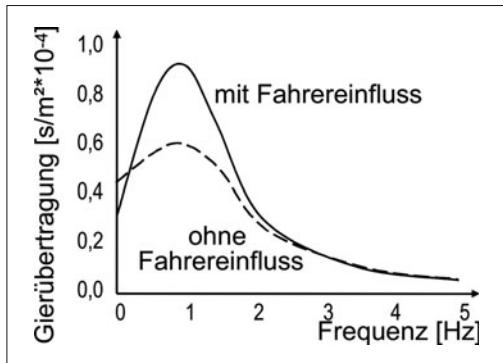


Bild 2-28: Gierübertragungsverhalten (Amplitudenspektrum) ohne und mit Fahrerlenkeinfluss bei 150 km/h [11]

Bild 2-28 zeigt ein typisches Gierübertragungsverhalten im Frequenzspektrum bei Seitenwindanregung mit Fahrereinfluss (Closed-Loop) und ohne Fahrereinfluss (Open-Loop).

Bei Betrachtung des Gierübertragungsverhaltens wird deutlich, dass sich der Fahrereinfluss bis ca. 0,5 Hz Seitenwindanregung positiv auswirkt, während er im Bereich der Fahrzeuggiereigenfrequenz um ca. 1,0 Hz die Fahrzeug-Gierreaktionen deutlich verstärkt. Ab ca. 1,5 Hz ist kein nennenswerter Fahrereinfluss mehr feststellbar.

Die c_w -Optimierung führt bei modernen Fahrzeugen (insbesondere bei Fließheckfahrzeugen) teils zu einer Vergrößerung der Windgiermomentenbeiwerte c_{Mz} . Hierbei verändert sich das Seitenwindverhalten und dies kann zu einer größeren Seitenwindempfindlichkeit und damit verbundener erhöhter Giergeschwindigkeitsreaktionen führen, die aus subjektiver Sicht des Fahrers eine negative Fahrzeugeigenschaft darstellt. Da lediglich das Zeitverhalten der Gierbewegung und nicht das Giergeschwindigkeitsmaximum ausschlaggebend ist, führt eine Vergrößerung der Gierträgheit nur zu einer geringfügigen Verbesserung des Seitenwindverhaltens.

Großen Einfluss hat die Heckform eines Fahrzeugs auf das Seitenwindverhalten. Bei einem Fahrzeug mit Vollheck tritt im Heckbereich ein größerer Druckunterschied zwischen der dem Wind zugewandten und der dem Wind abgewandten Seite auf als bei einem Fließheckfahrzeug. Das Vollheckfahrzeug besitzt eine größere seitliche Kraftangriffsfläche im hinteren Bereich, wodurch sich der Kraftangriffspunkt e_{Sp} in Richtung Heck verlagert (der Druckpunkt D_p liegt in der Regel vor dem Fahrzeug-Schwerpunkt S_p). Hieraus resultieren eine größere, hintere Seitenkraft und ein reduziertes Giermoment. Das Fließheckfahrzeug weist dementsprechend eine geringere auftretende Seitenkraft, jedoch ein größeres Giermoment auf. Ein Stufenheckfahrzeug kann nach [13] bezüglich des Seitenwindverhaltens zwischen Vollheck und Fließheck eingestuft werden. Selbst bei einer großen c_w -

Reduzierung bei Vollheckfahrzeugen ist kein wesentlich stärkeres Seitenwindverhalten zu erwarten [13]. Eine c_w - (bzw. c_x -)Optimierung stellt sich jedoch bei Vollheckfahrzeugen schwieriger dar als bei Fließheckfahrzeugen. [11]

2.1.3 Leistungs- und Energiebedarf

Die Grundgleichung zur Berechnung der zur Aufrechterhaltung eines beliebigen Fahrzustands erforderlichen Gesamtantriebskraft F_{Bed} ergibt sich gemäß Gl. (2.61):

$$\begin{aligned} F_{\text{Bed}} = & \frac{\rho_U}{2 \cdot R_L \cdot \theta_U} \cdot (v_x \pm v_L)^2 \cdot c_w \cdot A_L \\ & + \sum_j k_{R,j} \cdot F_{Z,V,t} + m_{V,t} \cdot g \cdot \sin(\alpha_{St}) \\ & + (e_i \cdot m_{V,ul,0} + m_{zu}) \cdot a_x \end{aligned} \quad (2.61)$$

Geht man von einer Fahrt bei Windstille ($v_L = 0 \text{ km/h}$) aus, auf einer Straße mit einer maximalen Steigung von $p = 30 \text{ %}$, einem unbeladenen Fahrzeug ($m_{zu} = 0 \text{ kg}$) sowie der Verwendung von vier Reifen gleichen konstanten Rollwiderstands k_R , dann kann Gl. (2.61) vereinfacht formuliert werden als:

$$F_{\text{Bed}} = \frac{\rho_L}{2} \cdot v_x^2 \cdot c_w \cdot A_L + m_{V,t} \cdot g \cdot \left(k_R + p + e_i \frac{a_x}{g} \right) \quad (2.62)$$

Während der Fahrt legt das Fahrzeug die Wegstrecke s_x zurück. Zur Überwindung der dabei in Abhängigkeit der Streckenkoordinate s auftretenden Fahrwiderstände $F_{\text{Bed}}(s)$ ist an den Antriebsrädern die Energie E_{Bed} umgewandelt worden:

$$E_{\text{Bed}} = \int_0^{s_x} F_{\text{Bed}}(s) \cdot ds \quad (2.63)$$

Da sich die Fahrwiderstände F_{Bed} zu einem Teil aus konservativen und zum anderen Teil aus nicht konservativen Kräften zusammensetzen, kann ein Teil $E_{\text{Bed,konserv}}$ der an den Rädern umgesetzten Antriebsenergie E_{Bed} durch Rekuperation zurückgewonnen werden. Der Rest $E_{\text{Bed,dissip}}$ dissipiert:

$$E_{\text{Bed}} = E_{\text{Bed,konserv}} + E_{\text{Bed,dissip}} \quad (2.64)$$

$$E_{\text{Bed,konserv}} = \int_0^{s_x} [F_{St}(s) + F_C(s)] \cdot ds \quad (2.65)$$

$$E_{\text{Bed,dissip}} = \int_0^{s_x} [F_L(s) + F_R(s)] \cdot ds \quad (2.66)$$

Die rekuperierbare Energie $E_{\text{Bed,konserv}}$ kann durch die kinetische und die potenzielle Energie der gesamten Fahrzeugmassenträgheit (translatorische und rotatorische Massen) bei der Fahrgeschwindigkeit v_x und der überwundenen Höhendifferenz h im Erdschwerefeld g ausgedrückt werden:

$$E_{\text{Bed,konserv}} = \frac{e_i \cdot m_{V,ul,0} + m_{zu}}{2} \cdot v_x^2 + m_{V,t} \cdot g \cdot h \quad (2.67)$$

Da sich das Fahrzeug mit einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit v_x bewegt, muss der Fahrwiderstand F_{Bed} mit dieser Geschwindigkeit v_x überwunden werden. Hierfür ist an den Antriebsrädern die Leistung P_{Bed} aufzubringen:

$$P_{\text{Bed}} = \frac{d(E_{\text{Bed}}(t))}{dt} = F_{\text{Bed}}(v_x) \cdot v_x \quad (2.68)$$

Unter Verwendung von Gl. (2.61) erhält man:

$$\begin{aligned} P_{\text{Bed}} = & \frac{\rho_U}{2 \cdot R_L \cdot \theta_U} \cdot (v_x \pm v_L)^3 \cdot c_w \cdot A_L \\ & + \sum_j k_{R,j} \cdot F_{Z,V,t} \cdot v + m_{V,t} \cdot g \cdot \sin(\alpha_{St}) \cdot v_x \\ & + (e_i \cdot m_{V,ul,0} + m_{zu}) \cdot a_x \cdot v_x \end{aligned} \quad (2.69)$$

Mit den Vereinfachungen in Gl. 2.62 lässt sich der Leistungsbedarf an den Antriebsrädern P_{Bed} folgendermaßen ausdrücken:

$$P_{\text{Bed}} = \frac{\rho_L}{2} \cdot v_x^3 \cdot c_w \cdot A_L + m_{V,t} \cdot g \cdot \left(k_R + p + e_i \frac{a_x}{g} \right) \cdot v_x \quad (2.70)$$

Mit Hilfe des aktuellen Leistungsbedarf P_{Bed} der Antriebsräder kann für die nach der Fahrtzeit t_x am Rad umgewandelte Gesamtenergie E_{Bed} (Gl. (2.63)) geschrieben werden:

$$E_{\text{Bed}} = \int_0^{s_x} F_{\text{Bed}}(s) \cdot ds = \int_0^{t_x} P_{\text{Bed}}(t) \cdot dt \quad (2.71)$$

Der Leistungsbedarf ist dabei ebenfalls abhängig von der aktuellen Streckenkoordinate s bzw. der Zeitkoordinate t . Diese sind von einander abhängig und damit ineinander überführbar.

Bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten, beispielsweise im Stadtverkehr, spielen der Beschleunigungswiderstand F_C und ggf. der Steigungswiderstand F_{St} die Hauptrolle. Da es sich hierbei um konservative Kräfte handelt, wird eine Rekuperation besonders interessant. Durch den überproportionalen Einfluss der Fahrgeschwindigkeit v_x ($P_L \sim v^3$) auf die Fahrwiderstandsleistung wird der Luftwiderstand F_L bei Konstantfahrten auf Autobahnen und Landstraßen zum hauptsächlichen Fahrwiderstand. Auch die überproportionale Zunahme des Reifenrollwiderstands F_R auf Grund der Deformationswellenbildung und dem damit verbundenen zusätzlichen Walkwiderstand (s. Bild 2-4) trägt dazu bei, dass bei hohen Fahrgeschwindigkeiten große Antriebsleistungen erforderlich werden. Die zur Überwindung des Luft- und des Rollwiderstands aufgewendete Leistung dissipiert in Form von Wärme [3].

2.1.4 Kraftstoffverbrauch

Um die Fahrwiderstände F_{Bed} überwinden und den damit verbundenen Leistungsbedarf P_{Bed} abdecken zu können, muss das Fahrzeug mit der Energie E aus einer entsprechenden Energiequelle versorgt werden. Aufgrund der sehr hohen Energiedichte (Energieeinheit pro Masseneinheit) haben sich in der Kraftfahrzeugechnik fossile Brennstoffe in Form flüssiger Kohlenwasserstoffverbindungen durchgesetzt. Diese lassen sich heute noch kostengünstig aus Erdöl herstellen und sind weltweit verfügbar, obwohl in absehbarer Zeit die Erdölvorräte verbraucht sein werden.

Im Einzelnen handelt es sich bei den flüssigen Kohlenwasserstoffverbindungen um sogenannte Otto-Kraftstoffe („Normal-Benzin“ und „Super“) bzw. Diesel-Kraftstoffe. Die Energie ist in chemischer Form in den Atombindungen der Kohlenwasserstoff-Moleküle gespeichert. Diese wird bei Oxidation des Brennstoffs mit Sauerstoff als Wärme freigesetzt. Als Nebenprodukte entstehen Wasser H_2O und CO_2 . Das Treibhausgas CO_2 wird zu einem großen Teil mitverantwortlich für die globale Klimaerwärmung gemacht. Die EU-Gesetzgebung hat deshalb einen Flotten- CO_2 -Emissionsgrenze von 130 g/km für die Autohersteller bis 2012 vorgeschrieben [14]. Sowohl aus Gründen der Ressourcenknappheit und Wirtschaftlichkeit als auch zur Klimaschonung ist es ein Ziel bei der Entwicklung von Fahrzeugen, den Kraftstoffverbrauch so niedrig wie möglich zu halten. Dies kann einerseits durch Reduktion der Fahrwiderstände (z. B. durch rollwiderstandsarme Reifen oder geringe c_w -Luftwiderstandsbeiwerte), durch Energierückgewinnung, Start-Stop-Automatik, als auch durch die Optimierung der motorinternen Prozesse sowie Verbesserung der Wirkungsgrade des Antriebsstrangs erzielt werden.

Darüber hinaus kann über den Einsatz alternativer Energieträger nachgedacht werden. Beispiele für weitere Energieträger- und Energiespeichermöglichkeiten sowie deren Energiedichte zeigt die Tabelle 2-3 [1], [3], [4].

Auf Basis der Energiedichte eines Speichermediums kann der Kraftstoffverbrauch B [kg] eines Fahrzeugs berechnet werden. Im Allgemeinen wird ein spezifischer Kraftstoffverbrauch angegeben. Dieser ist bezogen auf die Fahrstrecke s_x [m] und wird mit B_e [kg/m] bezeichnet. Die Energie E_{Bed} , [J] die zur Zurücklegung der Fahrstrecke s_x [m] benötigt ist, berechnet sich bei Kenntnis der Fahrwiderstände F_{Bed} bzw. der Bedarfsleistung P_{Bed} [W] zu [4]:

$$E_{\text{Bed}} = \int_0^{s_x} F_{\text{Bed}}(s) \cdot ds = \int_0^{t_x} P_{\text{Bed}}(t) \cdot dt \quad (2.72)$$

Der Zusammenhang zwischen dem Streckenverbrauch B_e [kg/m] und der aufgewendeten Arbeit E_{Bed} [J] bestimmt sich bei Verwendung einfacher oder fossiler Brennstoffe über den massenspezifischen Heizwert H_u [J/kg] des jeweiligen Energieträgers. Die Heizwerte von Otto- und Diesekraftstoff sowie weiterer fossiler Kraftfahrzeug-Treibstoffe zeigt die Tabelle 2-4.

Tabelle 2-3: Energiespeicherdichte verschiedener Medien [1], [3], [4]; 1 Wh = 3600 J

Energiespeicher	Energiedichte [Wh/kg]
Einfache Brennstoffe	
Wasserstoff	33326
Kohlenstoff	9101
Fossile Brennstoffe (Kohlenwasserstoffe)	
Otto-Kraftstoffe	12080
Diesel-Kraftstoff	11800
Flüssiggas (LPG)	12185
Methanol	5450
Elektrische Speicher	
Blei-Säure-Akku	30-50
Nickel-Metallhydrid-Akku	60-80
Nickel-Cadmium-Akku	40-60
Natrium-Nickel-Chlorid-Akku	80-100
Lithium-Ionen-Akku	90-120
Lithium-Polymer-Akku	150
Zink-Luft-Akku	100-220
Superkondensator	1-7
Brennstoffzelle	>1000
Mechanische Speicher	
Schwungrad	5-11
Hydraulische/pneumatische Speicher	
Druckspeicher	<0.7
Wärmespeicher	
Salz-Kristallisation	>30

Tabelle 2-4: Massen- und volumenspezifische Heizwerte und Dichten fossiler Brennstoffe [15]

Kraftstoff	Otto	Diesel	LPG	Erdgas
Heizwert pro kg: [J/kg]	43500	42500	46100	47700
[Wh/kg]	12080	11800	12185	13240
Kraftstoffdichte: [kg/l]	0,755	0,845	0,540	[kg/m³] 0,654
Heizwert pro l: [J/l]	32800	35900	24900	[kg/m³] 31200
[Wh/l]	9120	9970	6920	8660

Die Umwandlung und Übertragung der chemisch im Kraftstoff gespeicherten Energie in mechanische Antriebsenergie an den Rädern des Fahrzeugs ist verlustbehaftet. Einerseits entstehen prozess-, reibungs- und kühlungsbedingte Verluste im Verbrennungsmotor des Fahrzeugs, andererseits müssen Reibungsverluste im Antriebsstrang (Getriebe, Lager) hingenommen werden. Zur Berechnung des Kraftstoffverbrauchs B werden mittlere Verlustwerte angenommen, die durch den mittleren Motorwirkungsgrad $\eta_{\text{med},M}$ und den mittleren Antriebsstrangwirkungsgrad $\eta_{\text{med},A}$ beschrieben werden. Typische Verluste im Antriebsstrang eines Fahrzeugs zeigt Bild 2-29.

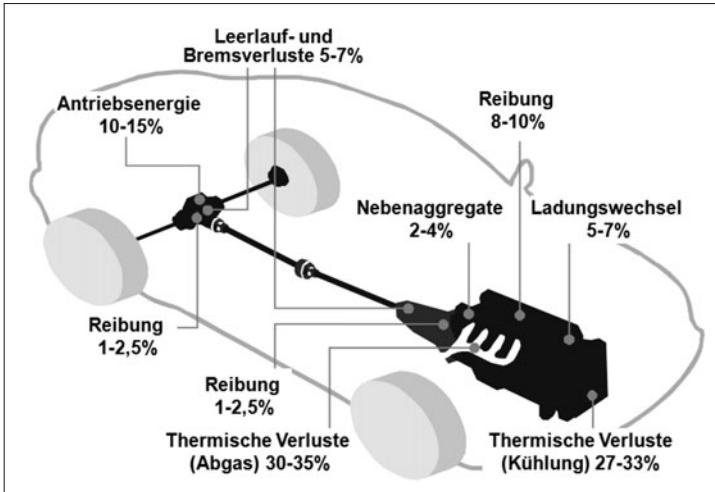


Bild 2-29:
Verluste im Fahrzeugantriebsstrang [1]

Daraus wird deutlich, dass das Produkt aus mittlerem Motorwirkungsgrad $\eta_{med,M}$ und mittlerem Antriebsstrangwirkungsgrad $\eta_{med,A}$ lediglich ca. 10 – 15 % beträgt. Von der im Kraftstoff chemisch gespeicherten Energie können demnach nur ca. 10 – 15 % zur Überwindung der Fahrwiderstände genutzt werden.

Aus der für den Personennahverkehr eingesetzten Primärenergie entstehen durchschnittlich nur ca. 9,5 % mechanischer Antriebsenergie, die tatsächlich zur Überwindung der Fahrwiderstände genutzt werden [1]. Der Rest dissipiert größtenteils als Wärme.

Damit den Antriebsrädern die geforderte Energiemenge E_{Bed} zur Überwindung der Fahrwiderstände F_{Bed} auf der Strecke s_x Verfügung gestellt werden kann (s. Gl. (2.72)), muss im Motor die Kraftstoffmasse B mit dem Heizwert H_u eingesetzt werden [2].

$$E_{Bed} = \eta_{med,M} \cdot \eta_{med,A} \cdot B \cdot H_u \quad (2.73)$$

Der streckenspezifische Verbrauch B_e berechnet sich daher zu [15]:

$$B_e = \frac{B}{s_x} = \frac{1}{\eta_{med,M} \cdot \eta_{med,A} \cdot H_u \cdot s_x} \cdot E_{Bed} \quad (2.74)$$

Die geforderte Radantriebsenergie E_{Bed} bestimmt sich aus dem Fahrwiderständen F_{Bed} (s. Gl. (2.62)). Ein Teil der Fahrwiderstandskräfte sind konservative Kräfte (Steigungs- und Beschleunigungswiderstand). Der Anteil der Radantriebsenergie, der für die Überwindung dieser Kräfte aufgewendet werden muss, ist im Bewegungszustand und der aktuellen Position des Fahrzeugs gespeichert und zwar in Form kinetischer und potenzieller Energie. Bei Abbremsung des Fahrzeugs kann die kinetische Energie

$$E_{Bed,kin} = \frac{e_i \cdot m_{V,ul,0} + m_{zu}}{2} \cdot v_x^2 \quad (2.75)$$

durch Rekuperation zurückgewonnen werden und nach Zwischenspeicherung, beispielsweise in einem

Schwungrad, einem Superkondensator oder einem Akkumulator, dem Fahrzeug für den nächsten Anfahrvorgang wieder zur Verfügung gestellt werden.

Dies ist eine Möglichkeit zur Kraftstoffeinsparung. Weitere Verbrauchseinsparpotenziale während des Fahrzeugbetriebs bieten folgende Maßnahmen:

- ◆ hoher Antriebsstrangwirkungsgrad η_A ,
- ◆ großer Motorwirkungsgrad η_M ,
- ◆ Downsizing des Motorhubraums (bei gleichbleibender Leistung),
- ◆ Verwendung von Leichtlauf-Motorölen,
- ◆ Start/Stop-Automatik, Abschalten des Motors bei stehendem Fahrzeug
- ◆ Betrieb des Motors bei optimalem Wirkungsgrad,
- ◆ Ausschalten von Nebenverbrauchern (z. B. Klimaanlage, Heckscheibenheizung),
- ◆ Nebenaggregate mit „power on demand“ (Elektrolenkung, elektromechanische Bremse, elektromechanische Ventilsteuering usw.)
- ◆ Verwendung rollwiderstandsarmer Reifen,
- ◆ Fahrt mit hohem Reifenfülldruck p_T ,
- ◆ Einstellung der korrekten Achsgeometrie,
- ◆ Fahrt auf trockener, befestigter Straße mit möglichst wenigen, kleinen Bodenunebenheiten,
- ◆ Verwendung sauberer, geschmierter Radlager,
- ◆ Einstellung großen Bremsenlüftspiels,
- ◆ möglichst geringes Fahrzeuggesamtgewicht $m_{V,t}$,
- ◆ Verzicht auf unnötige Zuladung m_{zu} ,
- ◆ möglichst geringe rotatorische Massenträgheiten Θ_{red} sowie kleine Massenfaktoren e_i ,
- ◆ Fahrt in der jeweils höchsten Gangstufe i ,
- ◆ Vermeidung zu hoher Geschwindigkeiten,
- ◆ gleichmäßige Fahrt bei möglichst konstanter Geschwindigkeit,
- ◆ Fahrzeug mit kleinem Luftwiderstand [$c_w \cdot A_L$],
- ◆ Verzicht auf unnötige Anbauteile.

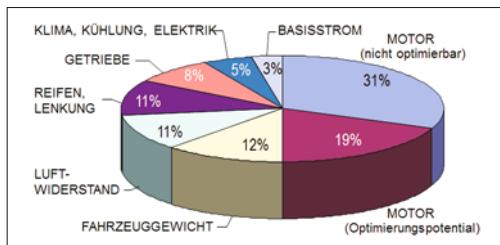


Bild 2-30: Verbrauchsanteile und Ersparnispotential [16]

Das **Bild 2-30** zeigt die Verbrauchsanteile der wichtigsten Fahrzeugaggregate [16]. Insbesonders an dem Verbrennungsmotor steckt noch erhebliches Optimierungspotential.

Die Verwendung von Kraftstoffen mit höherer Energiedichte führt nur zu einem geringeren Massenverbrauch, nicht jedoch zu einem niedrigeren Energieverbrauch. Neben dem Verbrauch sind auch die Emissionswerte von Bedeutung, insbesonders die Emission von CO₂ Gasen. Bei einem Verbrennungsmotor sind sie abhängig von Kraftstoffverbrauch. Bei Elektro- und Hybridfahrzeugen sind sie jedoch abhängig davon, wie viel CO₂ beim Erzeugen des Stroms emittiert wird. So sind die Elektrofahrzeuge emissionsfrei (zero emission), wenn diese ausschließlich mit Strom aus den wiederaufladbaren Energiequellen betrieben werden.

2.2 Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn

Der Reifen ist eine entscheidende Komponente für das längs-, quer- und vertikaldynamische Fahrzeugfahrverhalten. Abgesehen von den aerodynamischen Einflüssen werden sämtliche Kräfte und Momente, die auf den Fahrzeugaufbau einwirken, in der Radaufstandsfläche von der Fahrbahn über die Reifen auf das Fahrzeug übertragen.

Den Aufbau eines Luftreifens zeigt **Bild 2-31**.

Die Eigenschaften des Reifens hängen stark von den lokalen Effekten in der Reifen-Fahrbahnkontaktzone ab [17]. Die Kraftübertragung findet dabei reibschlüssig statt. Verantwortlich ist das Zusammenspiel der Reibungspartner Straße und Reifenlaufstreifen.

Man unterscheidet zwischen zwei hauptsächlichen Reibungsvorgängen, die die Kraftübertragung zwischen Fahrbahn und Reifen ermöglichen [18]:

- ♦ Adhäsionsreibung (intermolekulare Haftkräfte),
- ♦ Hysteresereibung (Verzahnungskräfte).

Kohäsions- und Viskosereibung spielen keine Rolle. Die Hysteresereibungseigenschaften, also das Verzahnungsverhalten zwischen Reifenlaufstreifen und Fahrbahnrauhigkeiten, werden durch das viskoelastische Werkstoffverhalten von Gummi bestimmt (s. auch Abschnitt 2.1.1). Eine große Dämpfung im Gummimaterial des Laufstreifens führt zu einem hohen Hysteresereibungskoeffizienten.

Adhäsionsreibung nach dem van der Waals'schen Gesetz, findet auf molekularer Ebene zwischen den Reibpartnern statt und erfordert einen direkten Kontakt (Größenordnung 10⁻⁵ mm [19]) der beiden Reibungspartner Straße und Reifenlaufstreifen. Neben dem Abstand hat auch die Art der Moleküle einen großen Einfluß auf die Größe der Adhäsionskraft.

Bild 2-32 zeigt anschaulich den Unterschied zwischen Hysterese- und Adhäsionskräften im Reifenlatsch.

Auf trockener Fahrbahn ist die Adhäsionskomponente maßgeblich. Liegt ein viskosum Zwischenmedium vor, wie beispielsweise Wasser, Öl, Eisschicht, Blätter usw., das den direkten Kontakt der Gummimoleküle mit dem Straßenbelag verhindert, so können keine intermolekularen Haftkräfte und somit keine Adhäsionsreibung aufgebaut werden.

In diesem Fall überträgt ausschließlich die Hysteresereibung Kräfte zwischen Rad und Fahrbahn. Um die Hysteresekomponente nutzen zu können, muss jedoch eine ausreichende Straßenrauhigkeit vorliegen. Diese liegt normalerweise in der Größenordnung von 10 mm bis 0,001 mm [3].

Der Einfluss der Adhäsionsreibungskomponente bei nasser Fahrbahn wird durch die Laufstreifenprofi-

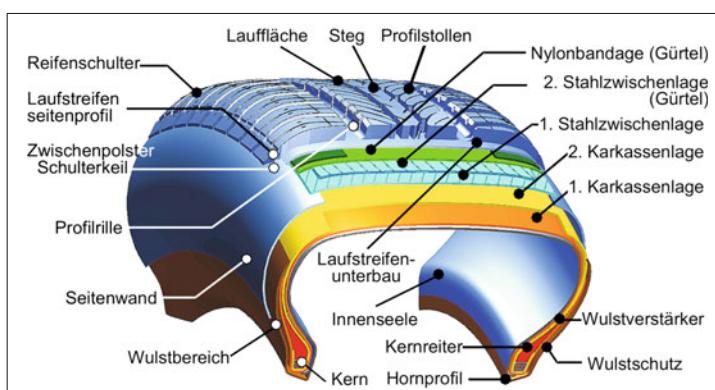


Bild 2-31:
Aufbau eines modernen Pkw-Reifens [19]

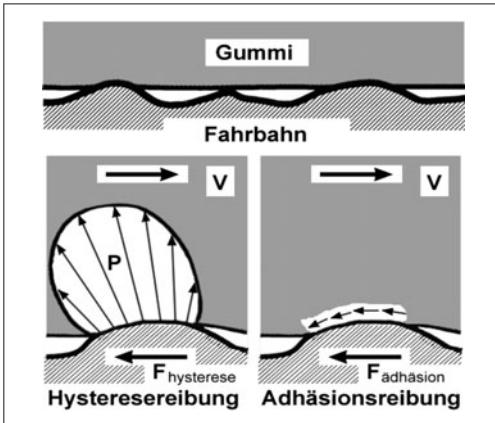


Bild 2-32: Hysterese- und Adhäsionsreibung: vergrößerte Darstellung des Fahrbahnkontakte [17], [19]

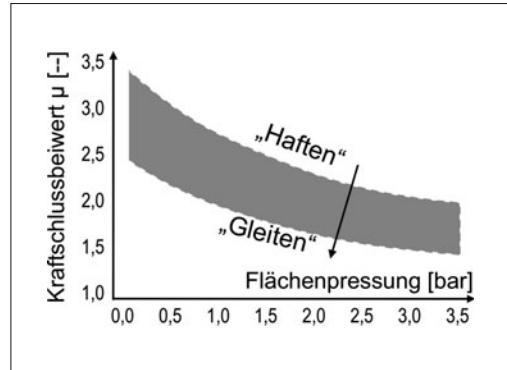


Bild 2-33: Streubereich der Kraftschlussbeiwerte μ für Laufstreifengummimischungen in Abhängigkeit der lokalen Flächenpressung; ermittelt an Gummiproben auf Safety-Walk-Belag [20], [21]

lierung sowie Drainageeigenschaften der Straße vergrößert. Verdrängen diese den Wasserfilm zwischen Laufstreifen und Fahrbahn, können die intermolekularen Kräfte wirken.

Bei sehr niedrigen Umgebungstemperaturen und Fahrt auf Schnee und Eis spielen wiederum Adhäsionskräfte die Hauptrolle, da der Gummiwerkstoff hier nahezu Glastemperatur erreicht hat und sich ähnlich wie Glas verhält. Er ist dann nicht mehr ausreichend viskoelastisch, um die Verzahnung zum Untergrund aufrechtzuerhalten. Daher haben die Winterreifen eine Gummimischung mit deutlich niedrigerer Glastemperatur, um auch bei Minustemperaturen die Hysteresereibung zu ermöglichen. Zusätzlich können hier spezielle Profilierungen des Laufstreifens eine zusätzliche Abhilfe schaffen (beispielsweise durch Lamellenprofilierung).

Darüber hinaus spielen der lokale Druck und die lokale Gleitgeschwindigkeit eine wichtige Rolle. Je geringer und gleichmäßiger die lokalen Drücke sind, desto höher ist der Kraftschlussbeiwert (Reibkoeffizient). Den typischen Zusammenhang zwischen der Flächenpressung im Profilstollen und dem Kraftschlussbeiwert zeigt Bild 2-33. Dort ist ein μ -Streuband für verschiedene Profilgummimischungen auf Safety-Walk-Belag gezeigt.

Je nach dem ob zwischen den Reibpartnern (zwischen den einzelnen Stollen und der Fahrbahn) eine Relativbewegung herrscht, entsteht eine Haft- oder Gleitreibung.

Der Übergang von „Haften“ in „Gleiten“ wird durch die Gleitgeschwindigkeit zwischen Profil und Fahrbahn bestimmt. Den entsprechenden Zusammenhang zwischen Kraftschlussbeiwert und lokaler Gleitgeschwindigkeit zeigt das Diagramm in Bild 2-34.

Im allgemeinen sollen Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit zur Erzielung eines möglichst großen

Kraftschlussbeiwerts μ gleichmäßig verteilt sein und sich auf niedrigem Niveau bewegen.

Daher muss der (Gummi-)Werkstoff des Reifens bestmöglich an die im normalen Fahrbetrieb auftretenden Umgebungstemperaturen, die Druckbelastungen, Fahrgeschwindigkeiten und Anregungsfrequenzen angepasst werden.

Neben der reibschlüssigen Kraftübertragung zwischen Laufstreifen und Fahrbahn wird das Kraftübertragungsverhalten von Fahrzeugreifen durch Profilstollendeformationen in Längs- und Querrichtung bestimmt. Die Summe der Deformationskräfte an den Profilstollen wirkt auf den Reifengürtel, der sich dadurch ebenfalls deformiert und seine Lage relativ zur Felge ändert. Aufgrund dieser Wirkungskette liegt es nahe, die Deformationen in

- ◆ lokale Profildeformationen und
- ◆ globale Reifen-(Gürtel-)Deformationen

zu unterteilen. Da sich die Kraftübertragungsmechanismen in den unterschiedlichen Betriebszuständen

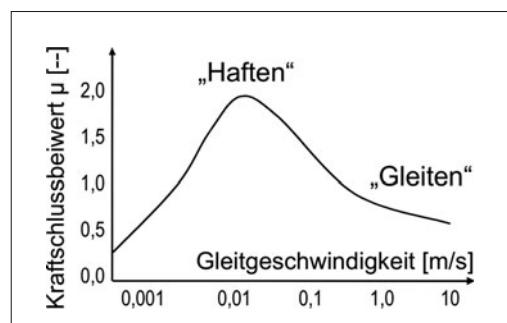


Bild 2-34: Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf den Kraftschlussbeiwert μ [21], [22]

voneinander unterscheiden, bietet es sich ferner an, zwischen

- ♦ freiem Rollen,
- ♦ vertikaler Belastung,
- ♦ Bremsen/Antreiben und
- ♦ Kurvenfahren

zu unterscheiden. Für diese Betriebszustände werden die grundsätzlichen Kraftübertragungsmechanismen nachfolgend beschrieben [17].

Die Übertragung von Kräften in der Aufstandsfläche des rollenden Reifens ist demnach immer mit einer Deformation des Reifens in Form elastischer Profil- und Strukturdeformationen verbunden.

Diese Reifendeformationen sind für fahrdynamische Betrachtung von Bedeutung. Sie dienen neben den Parametern Radlast, Temperatur, Fülldruck und Fahrgegeschwindigkeit als Eingangsgröße für das Kraftübertragungselement Fahrzeureifen. In Abhängigkeit dieser „Eingangsgrößen“ erzeugt der Reifen die zur Fortbewegung und Spurhaltung des Fahrzeugs erforderlichen Kräfte zwischen Laufstreifen und Fahrbahn.

Die beiden nachfolgenden Abschnitte beschäftigen sich detaillierter mit der Kraftübertragung im Reifenlatsch und den globalen Reifenkräften sowie deren rechentechnischer Abbildung, die für fahrdynamische Betrachtungen von Bedeutung ist.

2.2.1 Physik der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn

Während der Fahrt erfährt der Reifen vier verschiedene Belastungsarten, die im allgemeinen Fall kombiniert auftreten. Hierbei handelt es sich um

- ♦ freies Rollen,
- ♦ vertikale Kraftübertragung,
- ♦ Bremsen/Antreiben und
- ♦ Kurvenfahrt (Schräglauf / Sturz).

Freies Rollen

Im Falle des freien Rollens wirken in erster Linie Rollwiderstandskräfte auf den Reifen. Dies ist bereits in Abschnitt 2.1.1.1 behandelt worden.

Vertikale Kraftübertragungseigenschaften

Die vertikale Belastung des Reifens erfolgt selbstverständlich auch im Falle des freien Rollens. An dieser Stelle soll jedoch auf die statischen und höherdynamischen vertikalen Federungseigenschaften eines Reifens eingegangen werden.

Bei Luft- und Vollgummireifen handelt es sich um elastische Bauteile. Eine Belastung $F_{Z,W}$ in vertikaler Richtung z wird der Reifen mit einer entsprechenden globalen Deformation s_T in derselben Richtung beantworten. Der Reifen kann als Feder beschrieben werden. Die Federsteifigkeit c_T ist dabei abhängig vom Fülldruck p_T , dem konstruktiven Aufbau des Reifens, der Rollgeschwindigkeit v_W , der Radlast $F_{Z,W}$ und der Frequenz f der Reifenbelastung. Bild 2-35 zeigt

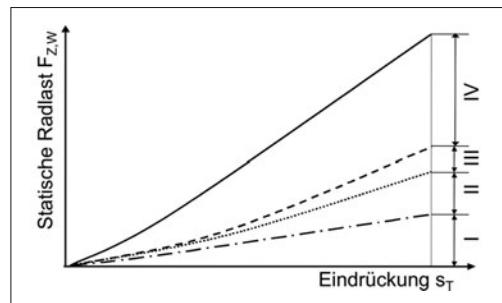


Bild 2-35: Schematischer Aufbau der Federkennlinie eines Luftreifens [18]. I Tragkraft des leeren Reifens, II Rundhaltekraft der Luft, III Kompressionsanteil der Luft, IV Tragkraft der Luft

beispielhaft die Anteile der Last aufnehmenden Komponenten der Reifenstruktur als Funktion der Eindrückung s_T .

Die Komponente I entspricht dem Tragkraftanteil $F_{T,Strukt}$ des festen Gummi-Gewebe-Körpers infolge einer elastischen Formänderung.

Die Komponente II stellt die sogenannte Rundhaltekraft $F_{T,Rund}$ der Pressluft p_T dar, die den Reifen in seinen Wandungen verstieft.

Die Komponente III stellt den sehr geringen Anteil der Luftkompression $F_{T,press}$ dar.

Die Komponente IV stellt den Hauptanteil dar, der auf Anpassung der Bodenaufstandsfläche A_T an die vertikale Belastung $F_{Z,W}$ beruht und als „Tragkraft der Luft“ bezeichnet werden kann [18]:

$$F_{Z,W} = p_T \cdot A_T + F_{T,press} + F_{T,Strukt} + F_{T,Rund} \quad (2.76)$$

Die Latschfläche A_T beschreibt die gesamte von der Umrandung des Latsches eingefasste Fläche. Je nach Profilpositivanteil $\iota_{T,Pos}$ von 60 bis 80 % kann die tatsächliche Profilaufstandsfläche $A_{T,tat}$ sehr viel kleiner ausfallen. Der lokale Druck auf die Profilstollen kann daher höher als der Reifeninnendruck p_T werden. Der mittlere Druck im tatsächlichen Kontaktbereich kann dabei 1 bis 2 bar über dem Fülldruck liegen. Einen weiteren Beitrag zur Erhöhung des lokalen Drucks im Reifenlatsch leistet die Rauigkeit der Straße. Die tatsächliche Kontaktfläche kann hierdurch nochmals auf ca. 7 bis 60 % des Profilpositivanteils absinken. Dies führt zu lokalen Druckspitzen von bis zu 45 bar bei Pkw-Reifen [3].

Je größer die Radlast $F_{Z,W}$, umso mehr vergrößert sich der Reifenlatsch A_T . Mit abnehmendem Innendruck p_T vergrößert sich die Latschfläche ebenfalls. Die Größe, insbesondere Länge der Latschfläche A_T ist direkt an die Reifeneinfederung s_T gekoppelt.

Eine typische Druckverteilung im Reifenlatsch zeigt Bild 2-36. Die genaue Ausformung des Druckgebirges im Reifenlatsch wird durch die Radlast $F_{Z,W}$, den Fülldruck p_T , die Struktureigenschaften und die Profilstaltung bestimmt. Deutlich zu sehen ist der Einfluss der Reifenseitenwände auf das Druckgebirge.

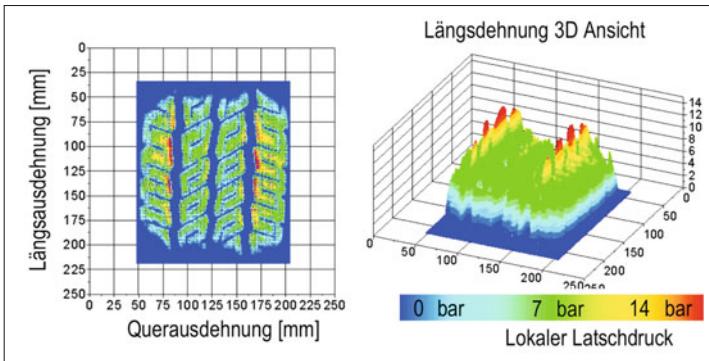


Bild 2-36:
Typische Druckverteilung in der
Reifenaufstandsfläche [19]

Je gleichmäßiger die Druckverteilung und je geringer das Druckniveau in der Aufstandsfläche sind, desto größer ist das Kraftübertragungspotenzial des Reifens (s. auch Bild 2-33).

Den Einfluss des Reifenfülldrucks p_T auf die vertikale Federkennlinie eines Pkw Reifens zeigen qualitativ die Bilder 2-37 und 2-38. Die Federkennlinien weisen im Arbeitsbereich einen linearen Verlauf auf. Aus der Änderung der Vertikallast $F_{Z,W}$ als Funktion der Einfederung s_T (Absenkung der Radachse) lässt sich die Federkonstante des Reifens c_T ermitteln:

$$c_T = \frac{d(F_{Z,W}(s_T))}{ds_T} \quad (2.77)$$

Im Arbeitsbereich des Reifens ist der Zusammenhang zwischen Vertikalkraft $F_{Z,W}$ und Reifeneinfederung s_T fast linear. Dort kann vereinfacht mit einer konstanten Reifenfedersteifigkeit c_T gerechnet werden.

Zusammen mit den ungefederten Radmassen $m_{U,R}$ (Felge, Radträger, Anteile der Lenker und des Reifens) ergibt sich aus der Reifenfedersteifigkeit c_T und der jeweiligen Aufbaufederrate c ein schwingfähiges Feder-Masse-Teilsystem. Seine Eigenfrequenz liegt im Allgemeinen bei 10 bis 15 Hz. Der Reifenfülldruck p_T beeinflusst diese Eigenfrequenz. Bei Fahrbahnanregungen im diesem Frequenzbereich kommt es zu Resonanzerscheinungen. Diese müssen vom Aufbau dämpft werden, um die resultierenden dynamischen Radlastschwankungen so gering wie möglich zu halten. Geschieht dies nicht, reduzieren sich der Fahrkomfort und das Kraftübertragungspotenzial des Reifens.

Typische Vertikalfedersteifigkeiten c_T von Pkw-Luftreifen liegen im Bereich von 200 bis 350 N/mm. Neben dem Reifenfülldruck p_T hat ebenfalls die aktuelle Rollgeschwindigkeit v_W einen Einfluss auf die vertikale Reifenfedersteifigkeit c_T . Mit steigender Radumdrehzahl ω nehmen die an der Masse des Reifengürtels angreifenden Beschleunigungskräfte zu. Diese führen zu einer „Versteifung“ des Reifens. Bild 2-38 zeigt den Einfluss von Fülldruck p_T und Rollgeschwindigkeit v_W auf die Vertikalfedersteifigkeit eines Pkw-Reifens.

Aufgrund des viskoelastischen Verhaltens des Gummiwerkstoffes und somit der Reifenstruktur verfügt der

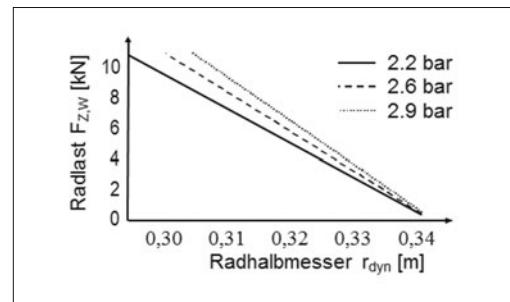


Bild 2-37: Einfluss verschiedener Fülldrücke p_T auf die vertikale Federkennlinie eines Pkw-Reifens

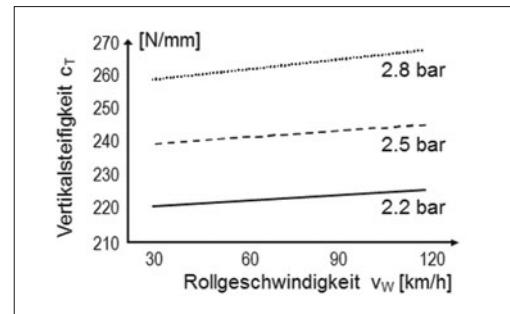


Bild 2-38: Einfluss verschiedener Fülldrücke p_T und verschiedener Rollgeschwindigkeiten v_W auf die vertikale Reifenfedersteifigkeit c_T eines Pkw-Reifens

Reifen neben den Federungs- auch über Dämpfungs-eigenschaften. Diese sind wiederum von verschiedenen Rand- und Betriebsbedingungen abhängig. Da diese Dämpfungsbeiwerte im Vergleich zum Aufbauschwingungsdämpfer des Fahrzeugs sehr klein ausfallen, können sie entweder durch eine Konstante $k_{D,T}$ angenähert oder für bestimmte Betrachtungen sogar vernachlässigt werden. Für $k_{D,T}$ kann im Bereich normaler Betriebsbedingungen näherungsweise ein Wert von 50 bis 100 Ns/m angenommen werden.

Relevanz hat die Reifendämpfung $k_{D,T}$ bei Betrachtung des Reifenrollwiderstands $F_{R,T}$ (s. Abschnitt 2.1.1.1)

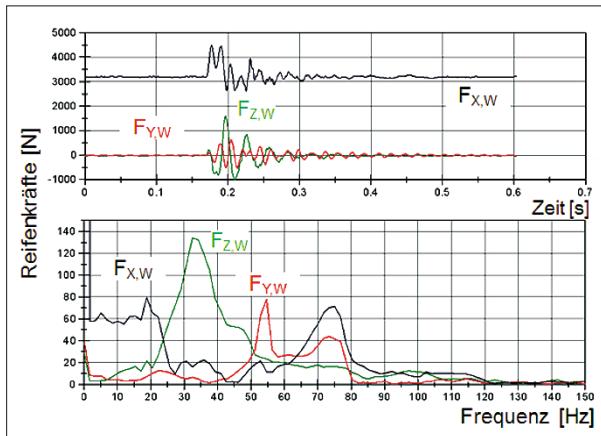


Bild 2-39:
Ergebnis einer Schlagleistenüberfahrt im Zeit- und Frequenzbereich

und bei der Zunahme der Reifenfedersteifigkeit c_T bei dynamischer Anregung.

Die bisherige Betrachtung der vertikalen Reifenkräfte bezog sich auf die Einfederung des gesamten Reifenlatsches, also auf Bodenebenheiten, die mindestens der Länge des Latsches entsprechen. Fahrbahnunebenheiten bzw. Fahrbahnhindernisse können allerdings auch sehr viel kleiner ausfallen. Aufgrund der Elastizität des Reifengürtels, des Profils und der Seitenwände ist der Reifen in der Lage, Unebenheiten, die im Vergleich zur Latschläge klein sind zu „schlucken“, ohne dass eine globale Rad- bzw. Achseinfederung erforderlich ist. Diese Eigenschaft verbessert den Abroll- und Fahrkomfort des Fahrwerks.

Relevant für den Fahrkomfort ist neben dem Schluckvermögen eines Reifens auch sein Eigenschwingverhalten. Der Reifengürtel ist massebehaftet und ergibt daher mit den entsprechenden Steifigkeiten der Reifenstruktur (Fülldruck, Seitenwände, Biegesteifigkeit des Gürtels selbst) ein schwingfähiges Feder-Masse-System. Die Eigenfrequenzen des Reifens müssen daher mit den Eigenfrequenzen des Fahrwerks abgestimmt werden, um komfortmindernde Resonanzen zu vermeiden. Die Eigenfrequenzen des Fahrwerks werden maßgeblich durch die Gummilager und die Massen der einzelnen Bauteile bestimmt.

Messtechnisch untersucht werden die Komforteigenschaften eines Reifens, also sein Schluckvermögen und das Eigenschwingverhalten durch Hindernisüberfahrten (Schlagleisten) und Modalanalysen. Durch impulsförmige bzw. breitbandige Anregungen wird die Reifenstruktur in Schwingungen versetzt. Diese werden in Form von Kraft- oder Beschleunigungsmessungen ausgewertet und auf die Anregungssignale bezogen. Schlagleistenüberfahrten werden im Allgemeinen auf Trommelprüfständen durchgeführt. Der vertikale Bewegungsfreiheitsgrad des Rades wird nach Einstellung der korrekten Radlast festgesetzt, sodass lediglich die Reifenstruktur elastisch verformt wird, ohne dass das gesamte Rad einfedert. Auf der Lauftrömme wird eine Metalleiste definierter Abmessungen senkrecht oder schräg zur Laufrichtung befestigt.

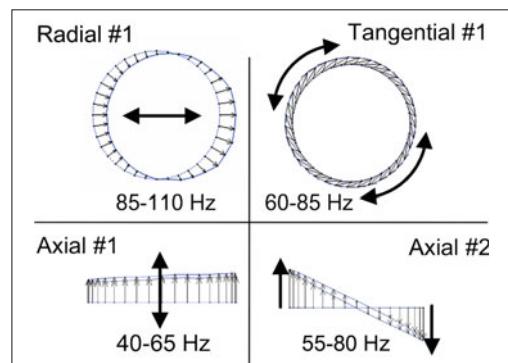


Bild 2-40: Typische Starrkörperschwingformen eines Pkw-Reifens

Bild 2-39 zeigt ein typisches Messergebnis einer Schlagleistenüberfahrt im Zeit- und Frequenzbereich für die drei Reifenkräfte $F_{X,W}$, $F_{Y,W}$ und $F_{Z,W}$. Auf der einen Seite kann hiermit das Schluckvermögen durch die Höhe des ersten Kraftpeaks beurteilt werden, andererseits erhält man Auskunft über das Eigenschwingverhalten der Struktur durch Betrachtung der abklingenden Vibration nach Verlassen des Fahrbahnhindernisses.

Im direkten Zusammenhang mit den Hindernisüberfahrten des Reifens stehen die Ergebnisse einer Reifenmodalanalyse. Aus dieser lassen sich direkt die Frequenzen und Dämpfungen der einzelnen charakteristischen Modalformen ablesen.

Dargestellt sind in **Bild 2-40** beispielhaft die ersten Eigenschwingformen eines unbeladenen Luftreifens. Es handelt sich um sogenannte „Starrkörpermoden“, da der Reifengürtel als starrer Körper relativ zur Felge schwingt und sich dabei nicht selbst verformt.

Sie sind auch direkt bei Auswertung der Schlagleistenüberfahrten zu erkennen und hauptverantwortlich für das Nachschwingen des Reifens nach Verlassen des Hindernisses. Die Frequenzen der Starrkörpermoden liegen je nach Reifengröße und Fülldruck bei 30

$v_x = \omega r$	$v_x > \omega r$		$v_x < \omega r$	
rollendes Rad	gebremstes Rad	blockiertes Rad	angetriebenes Rad	durchdrehendes Rad
kein Schlupf	Bremsschlupf		Antriebsschlupf	
$\kappa_A = \kappa_B = 0$	$\kappa_B = \frac{\omega \cdot r - v_x}{v_x}$	$\kappa_B = 1$	$\kappa_A = \frac{\omega \cdot r - v_x}{\omega_W \cdot r}$	$\kappa_A = 1$

Bild 2-41: Definition des Umfangsschlupfes am starren Rad [23].

v = Aufbau Geschwindigkeit, ω = Radwinkelgeschwindigkeit, A = Antrieb, B = Bremsen, M = Momentanpol
P = Kontaktpunkt

bis 100 Hz. Die höherfrequenten Eigenmoden eines Reifens beruhen auf elastischen Gürtelverformungen in axialer, radialer und tangentialer Richtung, spielen aber bei fahrdynamischen Betrachtungen keine Rolle. Sie betreffen vielmehr die akustischen Reifeneigenschaften, wie z. B. das Abrollgeräusch.

2.2.1.1 Bremsen und Antreiben

Die Übertragung einer horizontalen Kraft $F_{X,W}$ oder $F_{Y,W}$ in der Radaufstandsfläche A_T ist aufgrund der Reifenelastizitäten (Profil, Struktur) und des aktuellen Reibwertes zwischen Straße und Laufstreifen immer mit Schlupf verbunden.

Umfangsschlupf wird definiert als Differenz der Radwinkelgeschwindigkeiten mit und ohne Momenteneinwirkung dividiert durch die größere von beiden.

Wenn der Schlupf $\kappa = 0$ ist, ist das Rad weder gebremst noch angetrieben, die Räder rollen ohne Relativbewegung zur Fahrbahn (Bild 2-41).

Ist der Schlupf $\kappa = 1$, dann ist das Rad blockiert (beim Bremsen) oder dreht durch (beim Antreiben). In diesen Fällen herrscht am Reifenlatsch reine Gleitreibung.

Die höchste Kraftübertragung wird bei einem Schlupfwert von ca. $\kappa = 0,1 - 0,3$ erreicht und wird kritischer Schlupf genannt.

Der Schlupf setzt sich aus Formschlupf (Profilstollen-deformation bei haftendem Rad) und Gleitschlupf (Relativbewegung zwischen Reifen und Straße) zusammen. Bild 2-42 zeigt die Schubspannungsverteilung τ_{Brems} im Reifenlatsch infolge Profilstollendeformation unter Einwirkung einer Bremskraft $F_{X,W}$. Dargestellt ist ein Schlupfzustand, bei dem Teilgleiten auftritt. Wird die lokal durch den jeweiligen Haftreibwert μ_{Haft} und die lokale Flächenpressung p_{lokal} maximal übertragbare Schubspannung τ_{\max} überschritten, steht zur weiteren Kraftübertragung nur noch der Gleitreibwert μ_{Gleit} zur Verfügung, der jedoch geringer ist als der Haftreibwert μ_{Haft} .

Die gesamte übertragbare Bremskraft ist die Summe

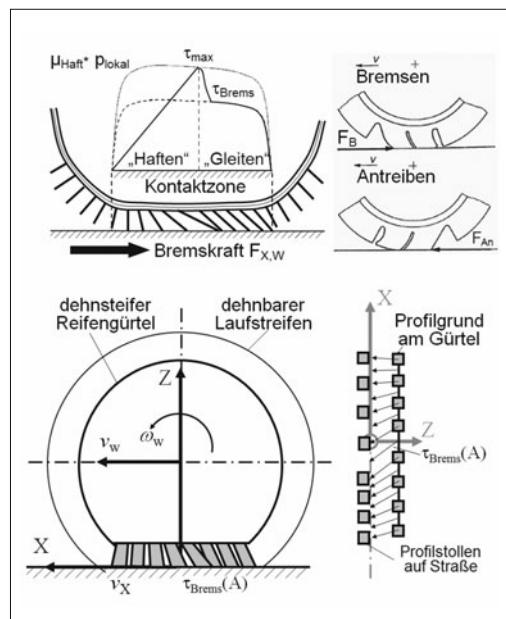


Bild 2-42: Profilstollendeformation und resultierende Schubspannungsverteilung τ_{Brems} im Reifenlatsch [17], [19]

aller Schubspannungen τ_{Brems} im Reifenlatsch. Je größer der gesamte Reifenschlupf κ , desto größer werden die Gleit- gegenüber den Deformationsschlupfanteilen. Den Zusammenhang zwischen Reifenschlupf κ und Kraftschlussbeiwert μ mit den jeweiligen Gleitschlupfanteilen und Deformationsschlupfanteilen zeigt Bild 2-43. In der Praxis bzw. bei fahrdynamischen Betrachtungen wird zwischen den beiden Schlupfarten nicht unterschieden. Es wird ein globaler Reifenschlupf jeweils für die Reifenlängs- und -querrichtung definiert.

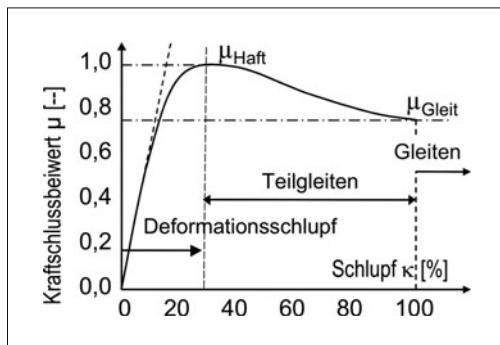


Bild 2-43: Teilgleiten und Gleiten bestimmen den Verlauf des Kraftschlussbeiwerts μ

Bei der Übertragung von Längskräften unterscheidet man noch zwischen Antriebsschlupf κ_A und Bremschlupf κ_B .

$$\kappa_A = \frac{\omega_W \cdot r_{\text{dyn}} - v_x}{\omega_W \cdot r_{\text{dyn}}} \quad (2.78)$$

$$\kappa_B = \frac{\omega_W \cdot r_{\text{dyn}} - v_x}{v_x} \quad (2.79)$$

Der Bremschlupf κ_B ist nach dieser Definition immer negativ, der Antriebsschlupf κ_A immer positiv. Unter Antriebsschlupf κ_A dreht das Rad immer schneller, als es der aktuellen Fahrgeschwindigkeit v_x entsprechen würde, bei Bremschlupf κ_B immer langsamer. Bei betragsmäßig kleinen Schlupfwerten κ überwiegt der Formschlupf- bzw. Haftreibungsanteil $\mu_{X,W}$, bei betragsmäßig großen Schlupfwerten κ der Gleitschlupf- bzw. Gleitreibungsanteil $\mu_{X,W,\text{lo}}$. Der maximale Kraftschlussbeiwert μ_{Haft} des Reifens wird im Schlupfbereich des Teilgleitens erreicht (ca. 10 bis 30 %).

Genau genommen gibt es nicht einen Haftreibungsbeiwert μ_{Haft} und einen Gleitreibungsbeiwert μ_{Gleit} , sondern eine Kraftschlusskurve, die den globalen Reifen-Längskraftschlussbeiwert μ in Abhängigkeit der Radlast $F_{Z,W}$, des Innendrucks p_T , der Fahrgeschwindigkeit v_x , des Schlupfes κ und des Fahrbahnbelagtes beschreibt. **Bild 2-44** zeigt den Streubereich des Reifen-Längskraftschlussbeiwerts μ bei verschiedenen Fahrbahnbelägen und -zuständen in Abhängigkeit des Bremschlupfs κ_B .

Darüber hinaus sind in der **Tabelle 2-5** die Kraftschlussbeiwerte verschiedener unbefestigter Fahrbahnen aufgelistet. Auf unbefestigten Fahrbahnen beeinflusst die Strukturfestigkeit des Untergrunds maßgeblich den Kraftschlussbeiwert μ .

Den Einfluss verschiedener Fahrgeschwindigkeiten v_x auf den Kraftschlussbeiwert μ zeigt das Diagramm in

Bild 2-45. Je höher die Fahrgeschwindigkeit v_x wird, desto größer wird die Relativgeschwindigkeit im Gleitbereich des Reifenlatsches. Infolge dessen sinkt dort der Gleitreibungsbeiwert μ_{Gleit} .

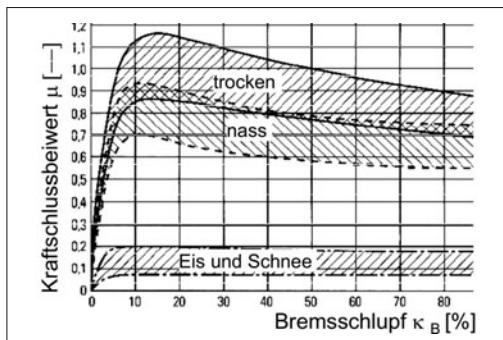


Bild 2-44: Zusammenhang zwischen Umfangsschlupf und Kraftschlussbeiwert [15]

Tabelle 2-5: Kraftschlussbeiwerte μ nicht befestigter Fahrbahnen [15]

Fahrbahn	Kraftschlussbeiwert μ
Grasnarbe feucht	0.55 – 0.25
Lehm trocken bis nass	0.45 – 0.50
Lehm/Ton trocken bis nass	0.55 – 0.30
Mutterboden trocken - nass	0.40 – 0.30
Kiesweg fest bis locker	0.35 – 0.30
Sandweg fest bis locker	0.30 – 0.35

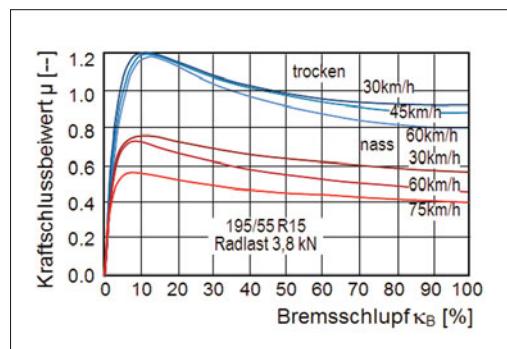


Bild 2-45: Zusammenhang zwischen Umfangsschlupf κ_B und Kraftschlussbeiwert μ für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten v_x (Streubereiche) bei konstanter Radlast $F_{Z,W}$ [15]

Der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit v_x macht sich daher im Bereich hoher Schlupfwerte (Teilgleiten und Gleiten, **Bild 2-43**) bemerkbar. Bei genauer Kenntnis der μ -Schlupf-Kurve lässt sich die für den jeweiligen Fahrzustand übertragbare Längskraft $F_{X,W}$ in Abhängigkeit vom Schlupf κ für den untersuchten Reifen berechnen:

$$F_{X,W}(\mu, F_{Z,W}, \kappa) = \mu(\kappa, F_{Z,W}) \cdot F_{Z,W} \quad (2.80)$$

Ein typisches Bremskraft $F_{X,W}$ Bremsschlupf κ_B Kennfeld bei unterschiedlichen Radlasten $F_{Z,W}$, auf-

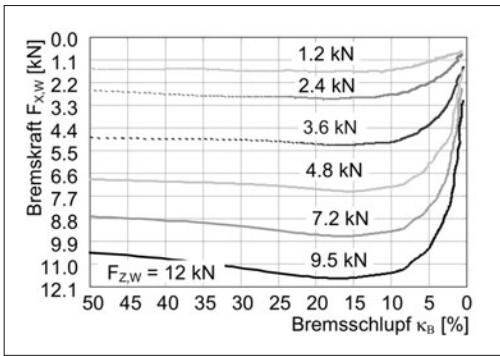


Bild 2-46: Bremskraft-Bremsschlupf-Kennfeld für verschiedene Pkw-Luftreifen bei verschiedenen Radlasten

genommen auf einem Reifenprüfstand mit Außenstrommellaufbahn zeigt **Bild 2-46**. In erster Näherung, besonders bei nicht laufrichtungsgebundenem Laufstreifenprofil, kann von Symmetrie zwischen den Charakteristiken der Bremskraft- und Antriebskraftübertragung eines Reifens ausgegangen werden.

2.2.1.2 Kurvenfahrt

Die Übertragung einer Seitenkraft $F_{Y,W}$ in der Radaufstandsfläche A_T erfolgt in ähnlicher Weise, wie die einer Kraft in Umfangsrichtung. Aufgrund der Profil- und Struktur-Elastizitäten in Reifenquerrichtung kann die Kraftübertragung nur bei gleichzeitiger elastischer Verformung des Reifens erfolgen. Diese macht sich in Form eines Querschlupfes S_α bemerkbar. Der Querschlupf S_α wird auch als Schräglauwinkel α bezeichnet, da das Rad bei Kurvenfahrt unter Seitenkraft $F_{Y,W}$ um den Winkel α abweichend schräg zur Fahrzeug-, bzw. Rad-Rollrichtung v_x bzw. v_W läuft. Die Skizze in **Bild 2-47** verdeutlicht diesen Zusammenhang.

Ähnlich Längs- und Umfangsschlupf kann auch ein

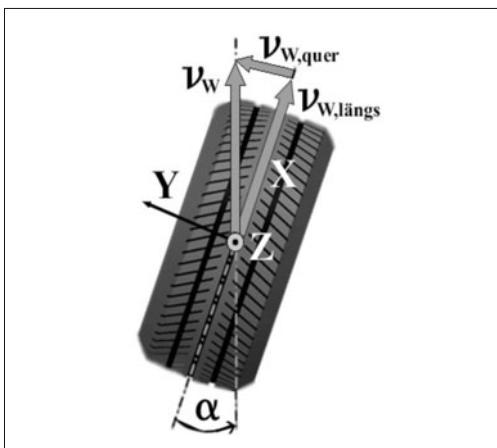


Bild 2-47: Definition des Schräglauwinkels α

Querschlupf S_α definiert werden: Die durch die Seitenkrafteinwirkung hervorgerufene Quergeschwindigkeitskomponente $v_{W,quer}$ wird zur kräftefreien Rollgeschwindigkeit $v_{W,längs}$ ins Verhältnis gesetzt:

$$S_\alpha = \frac{v_{W,quer}}{v_{W,längs}} = \frac{v_W \cdot \sin(\alpha)}{v_W \cdot \cos(\alpha)} = \tan(\alpha) \quad (2.81)$$

Ein unter $\alpha = 45^\circ$ Schräglau rollendes Rad hätte demnach den Querschlupf $S_\alpha = 100\%$. Diese Betrachtungsweise ermöglicht einen Vergleich der Kraftübertragungsmechanismen in Längs- und Querrichtung des Reifens. In der Praxis allerdings werden die Seitenkräfte $F_{Y,W}$ und die Rückstellmomente $M_{Z,W}$ über dem Schräglauwinkel α und nicht über dem Querschlupf S_α aufgetragen. Dies hat mehrere Gründe:

- ♦ Theoretisch sind Schräglauwinkel größer als $\alpha = 45^\circ$ denkbar (querrutschendes Rad).
- ♦ Die Messung von Reifencharakteristiken und Kraftschlussbeiwerten [2] bei großen Schräglauwinkeln ($|\alpha| > 20^\circ$) ist schwer reproduzierbar.
- ♦ Der im „normalen“ Fahrbetrieb auftretende Schräglauwinkel ist selten größer als $|\alpha| > 12^\circ$.

Wie erfolgt nun im Einzelnen die Kraftübertragung in Reifenquerrichtung bei einem mit Schräglau rollenden Reifen?

Entsprechend der Analogie zwischen Längs- und Querschlupf, kann auch die zum Aufbau der Reifenseitenkräfte $F_{Y,W}$ verantwortliche Profilstollenverformung mit resultierender Schubspannungsverteilung in der Reifenaufstandsfläche mit der zum Kraftaufbau der Radumfangskraft $F_{X,W}$ verglichen werden. **Bild 2-48** skizziert die Profilstollenverformung bei Einwirken einer Seitenkraft $F_{Y,W}$ am rollenden Rad:

Bei Einlauf des Profilstollens in den Reifenlatsch A_T haftet dieser zunächst bedingt durch den lokalen Bodendruck p_{lokal} und den Kraftschlussbeiwert μ_{Haft} auf der Fahrbahn und folgt dabei der Fahrtrichtung v_W kinematisch. Aufgrund des Schräglauwinkels α zwi-

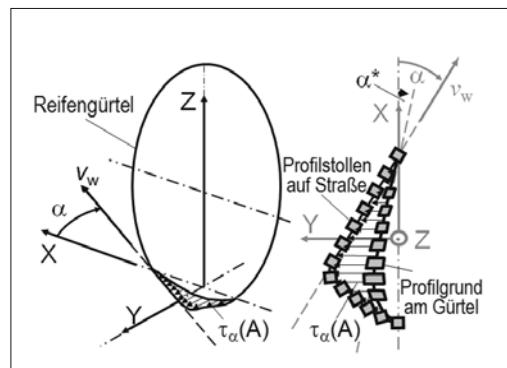


Bild 2-48: Profilverformung im Latsch bei Schräglau: Haft- und Gleitreibung [17]; Profilschräglauwinkel α^* weicht vom eigentlichen Schräglau α ab [1], [3], [19], [21]

schen Fahrtrichtung v_W und Reifenmittelebene wird der Profilstollen dabei relativ zur Reifenmittelebene und somit zum Reifengürtel, an dem er befestigt ist, ausgelenkt. Diese elastische Auslenkung ruft eine Schubspannung τ_α im Gummiewerkstoff des Stollens hervor. Der Profilstollen unterliegt Deformationsschlupf. Je weiter er den Latsch durchläuft, desto größer wird die kinematische Auslenkung und somit die wirkende Schubspannung τ_α . Diese Spannung τ wird einerseits durch die Befestigung des Stollens an der Reifenstruktur, andererseits durch den Kraftschluss μ zur Fahrbahn abgestützt. Der Kraftschluss zur Straße kann dabei nur eine maximale Schubspannung $\tau_{\alpha,\max}$ bis zum Haftlimit übertragen. Limitiert wird diese durch den maximalen Kraftschlussbeiwert μ_{Haft} und den lokalen Bodendruck p_{lokal} . Wird dieser „Abrisspunkt“ der maximal übertragbaren Schubspannung $\tau_{\alpha,\max}$ auf der „Haftlimit“-Kurve erreicht, wird der Haftbereich verlassen und die Stollenoberfläche geht ins vollständige Gleiten über („Gleitlimit“). Da der Gleitreibwert μ_{Gleit} kleiner als der Haftreibwert μ_{Haft} ausfällt, ist die entsprechende Schubspannung τ_α und somit die Profilstollenauslenkung kleiner als im Haftbereich. Summiert man die in der Reifenaufstandsfläche A_T bei einem unter Schräglauftyp α rollenden Rad wirkenden Schubspannungen $\tau_\alpha(A)$ über der Fläche A_T auf, so erhält man die Seitenkraft $F_{Y,W}$:

$$F_{Y,W} = \int \tau_\alpha(A) \cdot dA \quad (2.82)$$

Für sehr kleine Schräglauftypen ($\alpha < 3^\circ$) entspricht die Form der Schubspannungsverteilung τ_α einem Dreieck, da der Abrisspunkt auf der „Haftlimit“-Kurve noch nicht erreicht wird und reiner Deformationsschlupf vorliegt. Der Zusammenhang zwischen Seitenkraft $F_{Y,W}$ und Schräglauftyp α ist linear. Bei zunehmendem Schräglauftyp wird der Gleitanteil am Gesamtschlupf jedoch immer größer. Die Dreieckform der Schubspannungsverteilung im Haftbereich wird durch einen Teil ergänzt, der in seiner Form der Vertikaldruckverteilung im Gleitbereich entspricht. Der Verlauf der Seitenkraft $F_{Y,W}$ bei großen Schräglauftypen wird daher zunehmend degressiv, bis er schließlich auf ein konstantes Niveau bei reinem Gleiten abfällt. **Bild 2-49** zeigt ein typisches Kennlinienfeld für die Seitenkraft $F_{Y,W}$ und dem Schräglauftyp α für einen Pkw-Reifen.

Auf trockener Fahrbahn ist der Zusammenhang zwischen der Seitenkraft $F_{Y,W}$ und dem Schräglauftyp α im Bereich bis $|\alpha| < 3^\circ$ nahezu linear (dies entspricht in etwa einer Fahrzeugquerbeschleunigung von $a_y = 0,4 g$ [2]).

Die Berechnung der Seitenkraft $F_{Y,W}$ aus dem wirkenden Schräglauftyp α kann im linearen Bereich mit Hilfe der Schräglauftsteifigkeit c_α erfolgen:

$$c_\alpha = \frac{d(F_{Y,W})}{d\alpha} \Big|_{\alpha=0^\circ} \quad (2.83)$$

$$F_{Y,W} = c_\alpha \cdot \alpha \quad \text{mit} \quad |\alpha| < 3^\circ \quad (2.84)$$

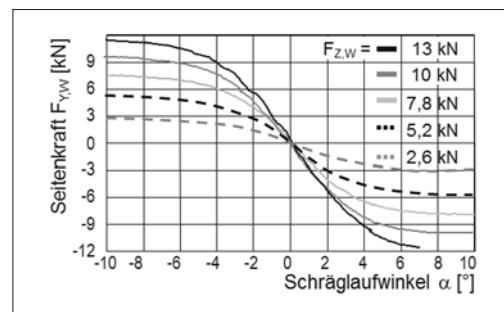


Bild 2-49: Seitenkraft-Schräglauftyp-Kennfeld für einen Pkw-Reifen bei verschiedenen Radlasten $F_{Z,W}$

Aufgrund der zur Reifenquer- bzw. Drehachse (Y -Achse) asymmetrischen Schubspannungsverteilung im Reifenlatsch ist die Erzeugung einer Seitenkraft $F_{Y,W}$ immer mit der Entstehung eines Rückstellmoments $M_{Z,W}$ um die Reifenhochachse Z verbunden. Die Seitenkraft $F_{Y,W}$ greift im Schwerpunkt der Fläche der Schubspannungsverteilung an. Dieser ist um den sogenannten Reifennachlauf n_T zur Reifenquerachse versetzt. Die Seitenkraft $F_{Y,W}$ greift dabei hinter der Reifen-Querachse Y im Latsch an. Dies führt zu dem Rückstellmoment $M_{Z,W}$, welches das Bestreben hat, den Schräglauftyp des Rades aufzuheben und es gerade in Fahrtrichtung zustellen.

Führt man einen Hebelarm $x_T(A)$ ein, an dem die lokale Schubspannung $\tau_\alpha(x_T, A)$ relativ zur Reifenhochachse Z angreift, so lässt sich das Rückstellmoment $M_{Z,W}$ berechnen:

$$M_{Z,W} = \int \tau_\alpha(x_T, A) \cdot x_T(A) \cdot dA \quad (2.85)$$

Dividiert man das Rückstellmoment $M_{Z,W}$ durch die Seitenkraft $F_{Y,W}$ erhält man den Reifennachlauf n_T für den aktuellen Betriebszustand.

$$n_T = \frac{M_{Z,W}}{F_{Y,W}} \quad (2.86)$$

Bild 2-50 zeigt das zum Seitenkraftkennfeld in **Bild 2-49** gehörende Kennfeld für das Rückstellmoment

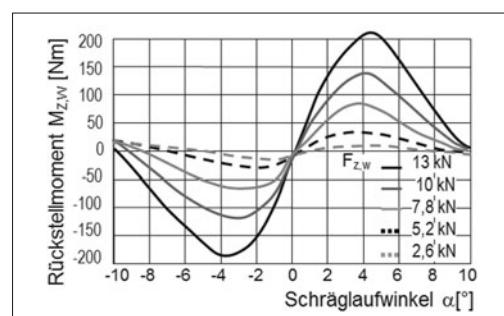


Bild 2-50: Rückstellmoment-Schräglauftyp-Kennfeld

$M_{Z,W}$ in Abhängigkeit vom Schräglauf α für einen Pkw-Reifen. Der Kurvenverlauf des Rückstellmoments $M_{Z,W}$ hat ein ausgeprägtes Maximum bei $\alpha = 3$ bis 6° . Schräglauwinkel. Die weitere Zunahme der Seitenkraft $F_{Y,W}$ reicht nicht aus, um die Verkürzung des Reifennachlaufs n_T zu kompensieren. Bei sehr großen Schräglauwinkeln α kann das Rückstellmoment das Vorzeichen wechseln und so zu einem Zustellmoment werden, welches das Bestreben hat, die Räder weiter einzuschlagen.

Einfluss eines Sturzwinkels

Seitenkräfte $F_{Y,W}$ in der Reifenaufstandsfläche können ebenfalls erzeugt werden, indem das rollende Rad in seiner Längsebene relativ zur Straße geneigt wird. Man spricht vom Stürzen des Rades. Der Sturzwinkel γ ist als Winkel zwischen Reifenlängsebene und der Fahrbahnnormalen definiert (Bild 2-51). Die Sturzseitenkraft wirkt dabei immer in Neigungsrichtung des Rades. Im „normalen“ Betrieb liegt bis ca. $\gamma = 10^\circ$ Sturzwinkel ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen der Seitenkraft $F_{Y,W}$ und dem Sturzwinkel γ vor. Ursache sind die relativ kleinen Profilverformungen und die damit verbundenen geringeren Schubspannungen τ_γ . Beim geradeaus rollenden, gestürzten Rad liegt fast ausschließlich Deformationschlupf und kein Gleiten vor. Die durch einen bestimmten Sturzwinkel γ erzeugbaren Seitenkräfte $F_{Y,W}$ sind für einen Pkw-Reifen ca. 5 bis 10-fach kleiner als bei Schräglauf α gleicher Größe. Sturzseitenkräfte entstehen folgendermaßen: Bei Einlauf in den Reifenlatsch haftet der Profilklotz auf der Fahrbahn und folgt kinematisch der Fahrzeuggbewegung.

Verantwortlich hierfür sind wiederum der lokale Bodendruck p_{lokal} und der Kraftschlussbeiwert μ_{Haft} , die dem Stollen auf der Fahrbahn haften lassen. Beim Durchlaufen des Reifenlatsches folgt der Profilstollen fortwährend der Bewegungsrichtung des Fahrzeugs. Durch die Neigung der Reifenstruktur (der Reifengürtel ist bei Seitenansicht kreisförmig) relativ zur

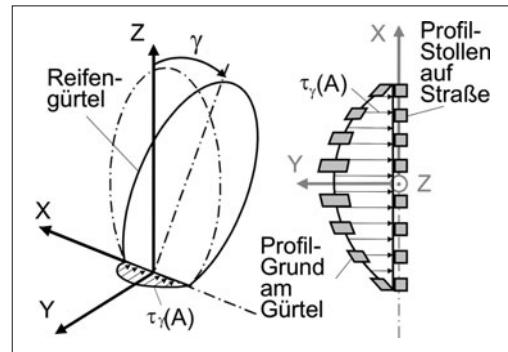


Bild 2-52: Profilstollenverformung $\tau_\gamma(A)$ im Reifenlatsch A bei Sturzwinkel γ

Straße verformt sich diese elastisch relativ zu den auf der Fahrbahn haftenden Profilkötzen. Es entsteht eine Schubspannungsverteilung $\tau_\gamma(A)$, die immer symmetrisch zur Reifenhochachse ausgebildet ist. Summiert man die Schubspannungsverteilung τ_γ im Reifenlatsch A_T auf, so erhält man die Sturzseitenkraft $F_{Y,W}$:

$$F_{Y,W} = \int \tau_\gamma(A) \cdot dA \quad (2.87)$$

Obwohl die Sturzseitenkraft $F_{Y,W}$ immer in Latschmitte auf Höhe der Radhochachse angreift, wirkt bei gestürztem Rad dennoch ein Moment $M_{Z,W}$ um die Hochachse Z (hier: Fahrbahnnormalen). Dies resultiert aus der Verdrehung der Stollen relativ zum Gürtel bei Durchlaufen des Reifenlatsches (Bild 2-52).

Wirken Schräglau- und Sturzwinkel gleichzeitig, so müssen die aus beiden Einzeleffekten resultierenden Schubspannungsverteilungen τ_α und τ_γ unter Berücksichtigung der maximal übertragbaren Schubspannung $\tau_{\max}(p_{\text{lokal}}, \mu_{\text{Haft}})$ superponiert werden. Die Bilder 2-53 und 2-54 zeigen den Einfluss der Radlast $F_{Z,W}$ auf ein Schräglau-Seitenkraft-Kennfeld bei einem konstanten Reifensturzwinkel.

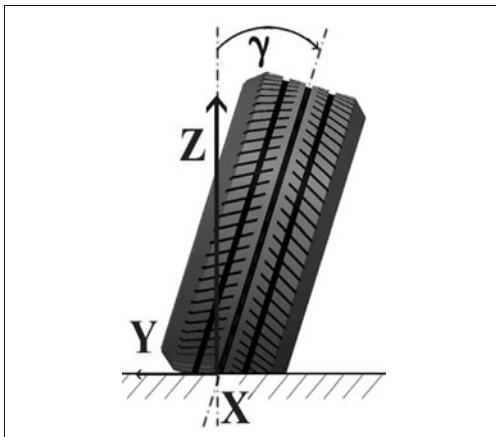


Bild 2-51: Definition des Sturzwinkels γ

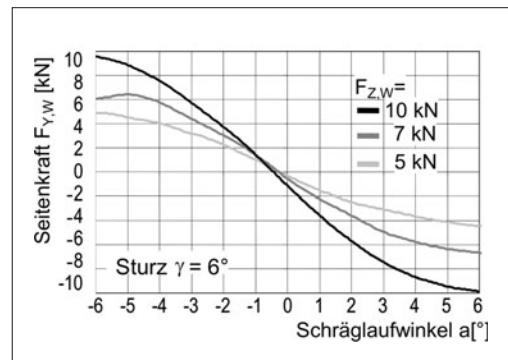


Bild 2-53: Seitenkraft-Schräglaufkennfeld für einen Pkw-Luftreifen bei verschiedenen Radlasten $F_{Z,W}$ und konstantem positivem Sturzwinkel γ

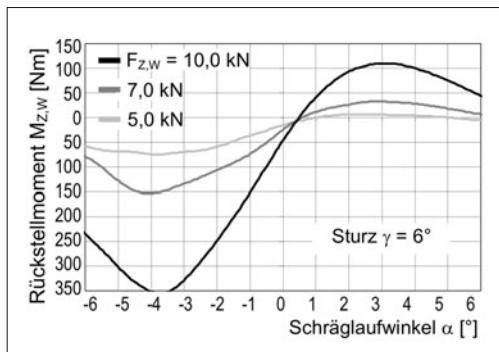


Bild 2-54: Rückstellmoment Schräglau-Kennfeld für einen Pkw-Luftreifen bei verschiedenen Radlasten $F_{Z,W}$ und konstantem positivem Sturzwinkel γ

Die Seitenkraftkurven $F_{Y,W}$ werden in erster Näherung (Schräglauwinkel im Bereich bis ca. $|\alpha| < 8^\circ$) durch Sturzeinfluss mit einem Kraftoffset versehen.

Gleiches gilt für das Rückstellmoment $M_{Z,W}$, hier jedoch für den gesamten Schräglauwinkelbereich.

Bei betragsmäßig großen Schräglauwinkeln kann mit einem entsprechenden überlagerten Sturzwinkel (positiv bei negativem Schräglau, negativ bei positivem Schräglau) die maximal übertragbare Seitenkraft $F_{Y,W}$ geringfügig erhöht werden. Dies gilt für trockene Straße, zum Teil für Nässe, nicht jedoch für vereiste Fahrbahn (Bild 2-54) [2].

Kombinierter Schlupf

„Kombinierter Schlupf“ bezeichnet den Betriebszustand des Reifens, in dem Längs- und Querkräfte gleichzeitig übertragen werden müssen. Denkbare Fahrzustände hierbei wären „beschleunigte Kurvenfahrt“ oder „Bremsen in der Kurve“.

Die dabei vom Reifen erzeugten Längs- und Querkräfte lassen sich wiederum durch Überlagerung der aus den Einzeleffekten resultierenden Schubspannungsverteilungen τ_α (Schräglauseitenkraft), τ_γ (Sturzeitenkraft) und τ_{Brems} bzw. τ_{Antrieb} (Umfangskräfte) unter Berücksichtigung der maximal übertragbaren Schubspannung $\tau_{\max}(p_{\text{lokal}}, \mu_{\text{Haft}})$ bestimmen.

Vereinfacht kann dieser Zustand dargestellt werden, wenn man davon ausgeht, dass in der Reifenaufstandsfläche in horizontaler Ebene eine maximale Kraft $F_{H,W}$ übertragen werden kann, die von der aktuellen Radlast $F_{Z,W}$ und dem maximalen Kraftschlussbeiwert μ_{Haft} abhängt und sich vektoriell aus Umfangskraft $F_{X,W}$ und Seitenkraft $F_{Y,W}$ zusammensetzt:

$$F_{H,W}(F_{Z,W}, \mu) = \sqrt{F_{X,W}^2 + F_{Y,W}^2} \quad (2.88)$$

Dieser Zusammenhang lässt sich grafisch im Bild 2-55 gezeigten Kamm'schen Kreis verdeutlichen.

Der Kamm'sche Kreis kann dabei als Einhüllende der Längskraft/Querkraft-Kennlinien bei kombiniertem Schlupfzustand verstanden werden. Diese Rei-

fenkennlinien werden u. a. bei Bremsversuchen mit konstantem Schräglauwinkel α ermittelt (Bild 2-56). Trägt man die Seitenkräfte $F_{Y,W}$ aus dem in Bild 2-56 über den Umfangskräften $F_{X,W}$ auf, ergibt sich das Diagramm nach Krempel (Bild 2-57). Zeichnet man

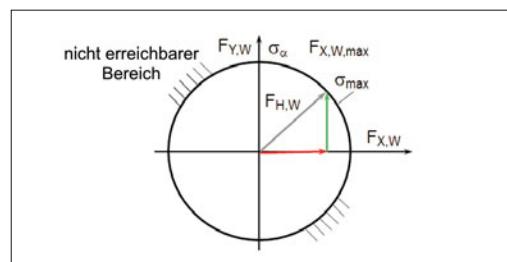


Bild 2-55: Grenze der Kraftübertragung bei kombiniertem Längs- und Querschlupf (Kamm'scher Kreis) [3], [19]

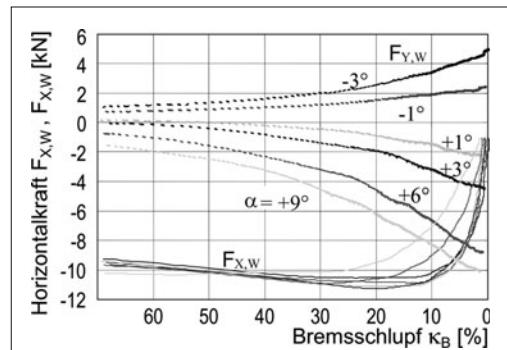


Bild 2-56: Kombinierter Längs- und Querschlupf: Umfangskräfte $F_{X,W}$ und Seitenkräfte $F_{Y,W}$ bei verschiedenen konstanten Schräglauwinkeln α in Abhängigkeit des Längsschlups κ bei konstanter Radlast $F_{Z,W}$

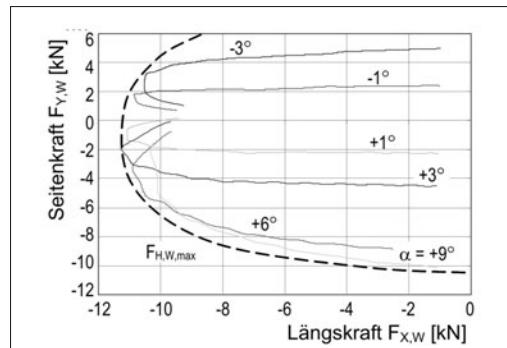


Bild 2-57: Kombinierte Längskräfte $F_{X,W}$ und Querkräfte $F_{Y,W}$ mit Einhüllender zur Darstellung der maximal übertragbaren horizontalen Kraft $F_{H,W,max}$ in der Reifenaufstandsfläche

eine Einhüllende um die Kraftkennlinien ein, ergibt sich der Kamm'sche Kreis $F_{H,W,\max}$ aus Bild 2-55.

Transientes Reifenverhalten

Die zuvor angestellten Betrachtungen zum Reifenkraft-Übertragungsverhalten gelten genau genommen nur für stationäre bzw. quasistationäre Fälle, in denen die Größen Schräglauftwinkel, Sturz, Umfangsschlupf sowie Reifenkräfte und Momente zeitlich konstant bleiben bzw. sich nur mit geringer Geschwindigkeit ändern. Bei Untersuchung dynamischer Vorgänge im Reifendlatsch (z. B. Lenkwinkel- bzw. Schräglauftwinkel-Sprung, ABS-Bremung), bei denen sich der Schräglauftwinkel $\alpha(t)$ und der Umfangsschlupf $\kappa(t)$ als Funktion der Zeit schnell ändern, muss der zeitlich verzögerte Aufbau der entsprechenden Radkräfte $F_{X,W}$ und $F_{Y,W}$ und Momente $M_{X,W}$ und $M_{Z,W}$ Berücksichtigung finden. Dies kann durch einen Verzögerungsansatz erster Ordnung geschehen. Aus Regelungstechnischer Sicht verhält sich ein Reifen damit wie PT₁-Glied. Die entsprechenden Differenzialgleichungen, die den zeitlichen Aufbau der Kräfte beschreiben zeigen für $F_{Y,W}$ die Gl. (2.89) und für $F_{X,W}$ die Gl. (2.90).

$$\frac{c_\alpha}{c_y \cdot v_x} \cdot \frac{dF_{Y,W}}{dt} + F_{Y,W} = F_{Y,W,\text{stat.}} \quad (2.89)$$

$$\frac{c_\kappa}{c_x \cdot v_x} \cdot \frac{dF_{X,W}}{dt} + F_{X,W} = F_{X,W,\text{stat.}} \quad (2.90)$$

Die dabei verwendeten Variablen beschreiben folgende Reifenparameter und Betriebsgrößen:

♦ Schräglauftwinkelsteifigkeit c_α mit

$$c_\alpha = \left. \frac{d(F_{Y,W})}{d\alpha} \right|_{\alpha=0^\circ}$$

- ♦ statische Reifenseitensteifigkeit c_y
- ♦ stationäre Seitenkraft $F_{Y,W}$ bei α
- ♦ Längsschlupfsteifigkeit c_κ mit

$$c_\kappa = \left. \frac{d(F_{X,W})}{d\kappa} \right|_{\kappa=0\%}$$

- ♦ statische Reifenlängssteifigkeit c_x
- ♦ stationäre Längskraft $F_{X,W}$ bei κ
- ♦ Fahrgeschwindigkeit v_x

Der verzögerte Aufbau der Kräfte ist wegabhängig. Dieser Umstand wird durch die jeweiligen Einlaufängen σ_α für die Seitenkraft $F_{Y,W}$ und σ_κ für die Umfangskraft $F_{X,W}$ charakterisiert:

$$\sigma_\alpha = \frac{c_\alpha}{c_y} \quad \text{und} \quad \sigma_\kappa = \frac{c_\kappa}{c_x} \quad (2.91)$$

Die Einlaufängen σ beschreiben den Weg, den der Reifen zurücklegen muss, um ca. 2/3 der stationären Reifenkraft aufzubauen.

Bei Vorgabe eines Schräglauftwinkel-Sprungs $\alpha_0(t)$ gemäß Bild 2-58 für die Differenzialgleichung in Gl. (2.87) antwortet ein Reifen mit der Schräglauftwinkel-

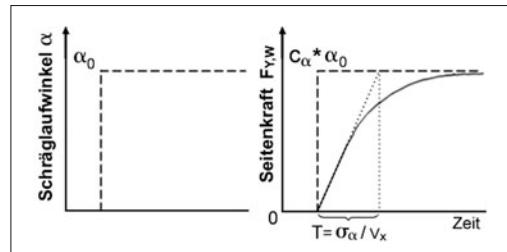


Bild 2-58: Zeitverlauf der Seitenkraft $F_{Y,W}$ bei Schräglauftwinkel-Sprungvorgabe α

figkeit c_α und der Einlaufstrecke σ_α bei einer Fahrgeschwindigkeit v_x mit einem Kraftaufbau $F_{Y,W}(t)$, der sich durch eine exp-Funktion beschreiben lässt:

$$F_{Y,W}(t) = c_\alpha \cdot \alpha_0 \cdot \left(1 - e^{-(v_x \cdot t / \sigma_\alpha)}\right) \quad (2.92)$$

2.2.2 Reifenkräfte im Detail

Nachdem im vorangegangenen Abschnitt die grundlegenden Zusammenhänge der Entstehung der Kräfte in der Reifenaufstandsfläche sowie deren wesentliche Einflussparameter erläutert wurden, soll nun eine detaillierte Berechnung der Kräfte und Momente ermöglicht werden.

Aufgrund der Vielzahl von Wirkparametern, angefangen bei den Basisgrößen wie Radlast $F_{Z,W}$, Schräglauftwinkel α , Sturzwinkel γ , Umfangsschlupf κ und Fülldruck p_T bis hin zu Einflüssen wie Reifentemperatur θ_T , Profiltiefe und -gestaltung, Fahrbahnbeschaffenheit und Reibwert μ sowie Rollgeschwindigkeit v_W ist die detaillierte Abbildung der Reifeneigenschaften nur mit komplexen Rechenmodellen möglich. Hinzu kommt das ausgeprägt nichtlineare Verhalten der Kraftübertragungseigenschaften von Fahrzeugreifen. Mit Hilfe einfacher linearer Gleichungen kann lediglich das Reifenverhalten bei kleinen Schräglauftwinkel-, Sturzwinkeln, Umfangsschlupfwerten sowie Radlastvariationen in der Nähe des eigentlichen Betriebspunktes des Reifens abgebildet werden. Die Reifenkräfte und Momente werden in diesem Fall basierend auf linearisierten „Steifigkeiten“ bzw. Beiwerten berechnet:

$$F_{Z,W} = c_T \cdot s_T \quad (2.93)$$

$$F_{Y,W} = c_\alpha \cdot \alpha + c_\gamma \cdot \gamma \quad (2.94)$$

$$F_{X,W} = c_\kappa \cdot \kappa + k_R \cdot F_{Z,W} \quad (2.95)$$

$$M_{Z,W} = c_{M,\alpha} \cdot \alpha + c_{M,\gamma} \cdot \gamma \quad (2.96)$$

Für rechentechnische Grundsatzuntersuchungen der Fahrzeug-Querdynamik mit dem linearisierten Einspurmodell ist diese Beschreibung des Reifenverhaltens zunächst ausreichend. Die entsprechenden „Steifigkeiten“ und Beiwerte müssen messtechnisch ermittelt oder können aus Datenbanken basierend auf Erfahrungswerten verwendet werden.

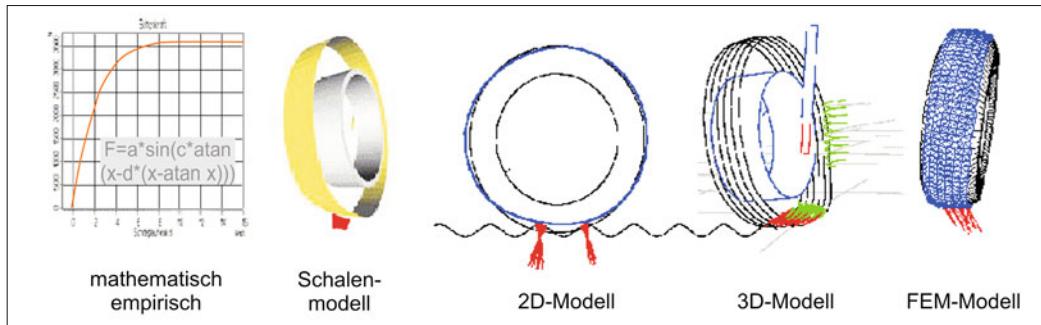


Bild 2-59: Modellierungsansätze zur simulationstechnischen Abbildung des Reifenverhaltens [24]

Sollen Berechnungen den Grenzbereich der Fahrdynamik eines Fahrzeugs untersuchen, kommt man nicht umhin, die nichtlinearen Reifeneigenschaften mit hoher Genauigkeit abzubilden. Dies ist theoretisch mit der Hinterlegung von gemessenen Reifen-Kennfeldern möglich.

Will man allerdings echtzeitfähige Berechnungen, beispielsweise im Rahmen einer Fahrdynamikregelung durchführen, ist dieses Verfahren weniger gut geeignet. Außerdem lassen kennfeldbasierte Rechnungen keine Extrapolation über die gemessenen Größen hinaus zu. Hohe Genauigkeiten erfordern einen hohen Messaufwand. Darüber hinaus ist es praktisch unmöglich, die Reifenkennfelder für alle denkbaren Fahrbahntypen, Reibwertzustände und bei allen möglichen Reifenfülldrücken messtechnisch zu erfassen und in Kennfeldern abzulegen. Aus diesem Grunde bedient man sich bei simulationstechnischen Fahrdynamikuntersuchungen sogenannter Reifenmodelle (**Bild 2-59**), die sich je nach Anwendungsfall (z. B. Berechnung des Eigenlenkerhaltens oder Bestimmung von Betriebslasten) in verschiedenen Detaillierungsgraden und Komplexitäten voneinander unterscheiden.

Modellierung des Reifenverhaltens

Zur rechnerischen Untersuchung des fahrdynamischen Verhaltens von Gesamtfahrzeugen ist die modelltechnische Abbildung der Kraftübertragungseigenschaften der verwendeten Reifen von großer Bedeutung. Aufgrund vieler Einflussparameter und der starken Nichtlinearität des Reifenverhaltens ist eine sehr komplexe simulationstechnische Abbildung erforderlich. Für diesen Fall kann der Reifen als „Black-Box“ betrachtet werden, die in Abhängigkeit bestimmter Eingangsgrößen wie Radlast $F_{Z,w}$, Schlupf κ , Schräglauft α und Sturz γ die entsprechenden Reifenkräfte und Momente realistisch berechnen kann (**Bild 2-60**).

Mit zunehmendem Detaillierungsgrad können die Reifenmodelle die Reifenkräfte nicht nur im quasistationären Bereich sondern auch bei höherfrequenten Anregungen auf Basis der modalen Schwingungsformen der Reifenstruktur berechnen (Abschnitt 2.2). Dadurch werden Komfort-, Schlechtweg- und Betriebslastensimulationen möglich.

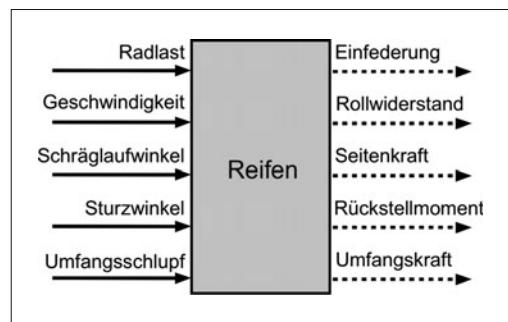


Bild 2-60: Modellierung des Reifenverhaltens: Eingangs- und Ausgangsgrößen

Die „einfachsten“ Reifenmodelle berechnen die Reifenkräfte auf Basis von linearen „Steifigkeiten“ und Beiwerten. Die Gl. (2.93) bis (2.96) stellen daher bereits ein einfaches Reifenmodell dar, das sich für Fahrdynamikuntersuchungen mit dem linearen Einspurmodell eignet.

Die nächste Stufe zunehmender Detaillierung stellen mathematische bzw. empirische Reifenmodelle dar. Diese können vielfach sämtliche Kräfte und Momente berechnen und dabei bereits Nichtlinearitäten im Kraftverlauf berücksichtigen. Kombinierter Schlupf und der Einfluss von Sturzwinkeln wird ebenfalls erfasst. Auch das transiente Reifenverhalten ist vielfach enthalten. Diese Modelle sind mit freien Parametern ausgestattet, die an zuvor durchgeführte Reifenmessungen angepasst werden müssen. Die Parameter stehen dabei im Allgemeinen nicht für die physikalischen Reifeneigenschaften sondern sind eher abstrakter Natur. Je größer der durchgeführte Messumfang, desto höher die Genauigkeit des Reifenmodells, da auch hier die Extrapolationseigenschaften begrenzt sind. Der Rechenaufwand dieser Modelle ist eher gering. Sie sind vielfach echtzeitfähig. Ausführungsbeispiele für Reifenmodelle dieser Art sind „Magic Formula“, „HSRI“, „TMeasy“ und „UA-Tire“. Um Schwingungseigenschaften von Fahrzeugreifen berechnen zu können, ist ein erhöhter Detaillierungsgrad erforderlich. Reifenmodelle dieser Art werden

auch als physikalische Modelle bezeichnet, da ihr Modellierungsansatz die Feder-Masse-Dämpfungseigenschaften der Reifenstruktur abbildet. Diese Modelle sind derart aufgebaut, dass sie den Reifengürtel als starren oder flexiblen, massebehafteten Körper über Feder-Dämpfer-Elemente an die ebenfalls starre Felge anbinden. Hierdurch wird beispielsweise die Berechnung der Starrkörpermodeln möglich. Physikalische Reifenmodelle können dabei beispielsweise die Überfahrt von Fahrbahnhindernissen mit anschließendem Nachschwingen der Reifenstruktur simulieren. Rollwiderstandsberechnungen werden ebenfalls möglich. Der Rechenaufwand dieser Modelle ist deutlich größer, als bei mathematischen bzw. empirischen Modellen. Echtzeitfähigkeit ist im Allgemeinen nicht mehr möglich. Ausführungsbeispiele sind FTire, RMOD-K, SWIFT und CDTire.

Abschließend sollen an dieser Stelle noch FEM-Reifenmodelle erwähnt werden. Diese spielen allerdings für fahrdynamische Untersuchungen keine Rolle. Sie werden im Entwicklungsprozess der Reifen eingesetzt. Einen Überblick verschiedener Reifenmodelle gibt eine Tabelle von Bösch, die in [24] zu finden ist. Bösch hat hier einen Vergleich charakteristischer Reifenmodell-Eigenschaften angestellt. Dieser beinhaltet in erster Linie Einsatzbereiche, Genauigkeiten, Rechenzeitbedarf sowie Echtzeitfähigkeit.

Koordinatensysteme zur Beschreibung des Reifenverhaltens

Um die verschiedenen Reifenmodelle in verschiedenen Simulationsumgebungen verwenden zu können und um Messungen der Reifeneigenschaften miteinander vergleichen zu können, ist ein Datenaustauschstandard entwickelt worden. Dieses „*Tyre Data Exchange Format*“ wird durch das Akronym „TYDEX“ bezeichnet. Im Rahmen von TYDEX sind beispielsweise die Einheiten der Messgrößen genormt. Weiterhin gibt es standardisierte Messkoordinatensysteme, die eine Vergleichbarkeit der Simulations- und Messergebnisse untereinander gewährleisten sollen. Es wurden drei verschiedene Reifen-Koordinatensysteme definiert, die sich durch die Lage des Ursprungs und der Bewegung des Koordinatensystems bei Reifenbewegungen voneinander unterscheiden:

- ♦ **TYDEX-W:** Ursprung in der Mitte des Reifenlatzes auf der Fahrbahn, schwenkt bei Schräglauf mit, bleibt bei Sturz senkrecht zur Fahrbahn;
- ♦ **TYDEX-H:** Ursprung in Radmitte, schwenkt bei Schräglauf mit, bleibt bei Sturz senkrecht zur Fahrbahn;
- ♦ **TYDEX-C:** Ursprung in Radmitte, schwenkt bei Sturz und Schräglauf mit.

2.2.3 Wirkung der Reifenkräfte auf die Fahrstabilität

Die Stabilität des gesamten Fahrzustands eines Fahrzeugs wird ganz entscheidend durch die verwendeten

Reifen bestimmt. Die Fahrstabilität bezieht sich in diesem Zusammenhang hauptsächlich auf die folgenden Fahreigenschaften bzw. -zustände:

- ◆ Geradeauslaufverhalten und Spurillenempfindlichkeit
- ◆ Anlenkverhalten bzw. Ansprechverhalten der querdynamischen Fahrzeugbewegung mit sicherer Lenkungsrückstellung zum Geradeauslauf
- ◆ Vorhersagbarer und dabei möglichst linearer Zusammenhang zwischen der Lenkvorgabe und der Fahrzeugreaktion
- ◆ Sichere Ankündigung des querdynamischen Grenzbereichs
- ◆ Ausreichende Kraftschlussreserve im Antriebs- und Bremsfall bzw. bei Kurvenfahrt auf trockener und nasser Fahrbahn
- ◆ Geringer Einfluss dynamischer Radlastschwankungen auf die Kraftschlussreserve
- ◆ Sichere Beherrschbarkeit des Fahrzeugs im Falle von Reifenversagen.

Das Geradeauslaufverhalten eines Fahrzeugs wird wesentlich durch Reifeneigenschaften beeinflusst, die sich durch Ungleichförmigkeiten (Non-Uniformities) sowie Ply-Steer-Kräfte und -momente ergeben.

Ferner bestimmt der Reifennachlauf n_T durch seine die Lenkung zurückstellende Wirkung den Geradeauslauf des Fahrzeugs. Hohe Profilsteifigkeiten und vor allem breite Reifen mit vornehmlich Längsrillen-Profilgestaltung folgen gerne Fahrbahn längsrillen. Insbesondere Reifen mit einer hohen Sturz-Seitenkraftsteifigkeit c_y , zeigen dabei große Spurillenempfindlichkeiten [25], [26].

Reifen mit großen Schräglaufsteifigkeiten c_α (Gleichung 2.94) bei gleichzeitig kurzer Relaxations- bzw. Einlauflänge σ_α (siehe hierzu Gleichung 2.91 und 2.92) führen im Hinblick auf das Gesamtfahrzeug zu einem besseren Ansprech- und Anlenkverhalten der querdynamischen Fahrzeugbewegung. Erreicht wird diese Eigenschaft u. a. durch eine hohe statische Reifenquerfedersteifigkeit c_y (z. B. durch Verwendung von Niederquerschnittsreifen oder auch von Run-Flat-Reifen mit verstärkten Seitenwänden; siehe hierzu Bild 3-534). Werden diese Reifeneigenschaften zu extrem ausgelegt, so führt dies zu einem nervösen Geradeauslauf, da das Fahrzeug zu empfindlich auf Lenkbewegungen reagiert.

Die Schräglaufsteifigkeiten σ_α der verwendeten Reifen beeinflussen maßgeblich sowohl das quasistationäre Eigenlenkverhalten eines Fahrzeugs in Form des Schwimmwinkelbaus und des Eigenlenkgradienten (siehe hierzu Abschnitt 2.5.3.2 sowie die Gleichung 2.278) als auch dessen dynamische Eigenschaften wie die Giereigenfrequenz (siehe Gleichung 2.269) und Gierbedämpfung (siehe Gleichung 2.270).

Ein in weiten Bereichen „lineares“ Fahrverhalten lässt sich durch die Verwendung von Reifen realisieren, die bis in hohe Schräglauf-, Schlupf- und Sturzbereiche hinein einen proportionalen Zusammenhang zwischen

der jeweiligen Schlupf- und der entsprechenden Reifenkraftgröße aufweisen.

Aus Sicht einer rechtzeitigen Ankündigung des querdynamischen Grenzbereichs (Kraftschlussgrenze bzw. maximal erzielbare Fahrzeugquerbeschleunigung a_Y) an den Fahrer ist es jedoch ebenso wünschenswert, dass die Reifenkennlinien relativ früh einen degressiven Verlauf aufweisen und in die Kraftsättigung übergehen. Diese Charakteristiken künden dem Fahrer durch den weniger stark ansteigenden Lenkmomentbedarf bzw. sogar durch eine Abnahme des Lenkmoments den Grenzbereich des Fahrzeugs sicher an.

Vor allem im Hinblick auf kurze Anhaltewege eines Fahrzeugs ist ein hohes Kraftschlusspotenzial μ_{\max} der Reifen sowohl auf trockener als auch auf nasser anzustreben. Ferner sollten die längsdynamischen Relaxationslängen bzw. Einlaufstrecken σ_k (siehe hierzu Gleichung 2.91) kurz ausfallen, um in Falle der hochdynamischen ABS-Bremspulsation einen schnellen Reifen-Bremskraftaufbau $F_{X,W}$ zu gewährleisten. Dies wird durch Reifen mit großer statischer Umfangsstefigkeits c_x erreicht. Mit aus diesem Grund haben sich Stahlgürtelreifen durchgesetzt. Damit das ABS seine volle Wirkung entfalten kann, ist es außerdem sehr wichtig, dass die Reifen im ABS-Schlupfregelbereich noch gegügend große Seitenkräfte aufbauen können (s. Bild 2-53).

Im Bezug auf die Fahrstabilität kommt dem direkten Reifen-Fahrerbahn-Kontakt in Form der wirkenden Radaufstandschaft $F_{Z,W}$ eine wichtige Rolle zu. Reifen können die erforderlichen horizontalen Längs- $F_{X,W}$ und Querkräfte $F_{Y,W}$ nur dann aufbauen, wenn eine vertikale Radlast $F_{Z,W}$ vorliegt. Aufgrund der lediglich degressiven Zunahme der horizontalen Reifenkräfte mit steigender Radlast (s. Bild 2-139 und Bild 2-140) sowie wegen ihres transient verzögerten Aufbaus (PT₁-Verhalten) bedingt durch die Einlaufstrecken σ_k und σ_a , sind dynamische Radlaständerungen insgesamt so gering wie möglich zu halten. Hierzu tragen neben den Federungs- und Dämpfungseigenschaften des gesamten Fahrwerks auch die radialem Reifenfedersteifigkeiten c_T sowie die ungefederten Rad- bzw. Reifenmassen m_T bei (siehe hierzu die Diagramme mit den PSD der dynamischen Radlastschwankungen in Bild 2-93 und Bild 2-94 sowie den Abschnitt 2.6.1). Im Sinne einer hohen Fahrstabilität sind dabei möglichst geringe dynamische Radlastschwankungen anzustreben. Aus Sicht des Reifens wird diese Anforderung durch geringes Gewicht m_T sowie durch relativ niedrige radiale Steifigkeiten c_T erzielt. Diese werden vor allem durch den Reifenfülldruck p_T beeinflusst. Allerdings kann der Fülldruck p_T nicht beliebig weit reduziert werden. Grenzen werden hier durch den Rollwiderstand, den Verschleiß und die Hochgeschwindigkeitsfestigkeit gesetzt.

Auch im Falle des vollständigen Fülldruckverlustes in einem Reifens ist es möglich, die Fahrstabilität aufrechtzuerhalten. Dies wird durch Reifen mit Notlaufegenschaften gewährleistet. Die größte Verbreitung im Markt haben dabei „Run-Flat“-Reifen mit verstärkten



Bild 2-61: Selbst bei vollständigem Fülldruckverlust behält ein seitwandverstärkter Run-Flat-Reifen mit Notlaufegenschaften (oben) die gewünschte Formstabilität [27]. Mit dem „Standardreifen“ ist die Übertragung von Reifenkräften nicht mehr möglich (unten).

Seitenwänden gefunden. Das Konstruktionsprinzip eines solchen Reifens ist in Bild 3-534 gezeigt. Die Seitenwände des Reifens sind dabei durch einen zusätzlichen Gummikeil dahingehend verstärkt, dass der Reifen auch ohne die Pressluft in seinem Inneren für zumindest eine bestimmte Wegstrecke seine Formstabilität behält und die erforderlichen Reifenkräfte übertragen kann [27]. Dadurch werden kritische Fahrersituationen vermieden und die nächste Werkstatt kann sicher erreicht werden (**Bild 2-61**).

2.3 Längsdynamik

Bei Untersuchung der Bewegungsvorgänge in Fahrzeuglängsrichtung, also Antrieben und Bremsen, spricht man von der **Längsdynamik** des Fahrzeugs. Hier sind die Fahrwiderstände, Leistungs- und Energiebedarf des Antriebs sowie die Brems- und Traktions-eigenschaften auf verschiedenen Fahrbahnbelägen und -zuständen Gegenstand der Untersuchungen.

Die Längsdynamik bildet für die Antriebsentwickler das Hauptaugenmerkmal. Für die Fahrwerksentwickler ist die Übertragung der Brems- und Antriebskräften auf die Fahrbahn im Vordergrund, nicht so sehr die Leistungsbedarf, Wirkungsgrad, Höchstgeschwindigkeit, Elastizität oder Steigungsvermögen.

2.3.1 Anfahren und Bremsen

Beim Anfahren und Bremsen wirken äußere Kräfte auf ein Kraftfahrzeug. Antriebs- oder Bremskräfte wirken als Radumfangskräfte, während das Gesamtfahrzeug der Trägheit unterliegt und daher die Trägheitskraft im Gesamtschwerpunkt angreift.

Bei modernen Fahrzeugen wird die Gesamtbremsekraft auf Vorder- und Hinterachse gemäß einer Bremsekraftverteilung (s. Abschnitt 3.3.4.1) aufgeteilt, sodass die Umfangskräfte an allen Rädern angreifen. Beim Anstreben ist nur die angetriebene Achse zu betrachten. Handelt es sich um ein allradgetriebenes Fahrzeug, so wird die Gesamtantriebskraft gemäß der Antriebskraftverteilung aufgeteilt.

Zusammen mit dem Abstand des Fahrzeugschwerpunktes zur Fahrbahn ergibt sich beim Anfahren und Bremsen ein Nickmoment, welches durch Radlastverschiebungen kompensiert wird.

Somit stehen Trägheitskraft, Reifenumfangskräfte sowie die resultierenden Radlastdifferenzen im statischen Gleichgewicht. Beim Bremsen findet eine Radlastverschiebung nach vorn statt, während beim Beschleunigen die hinteren Radlasten ansteigen.

Eine steigende Radlast bringt zunächst eine verbesserte Kraftübertragung mit sich, wenn man den Coulomb'schen Reibungskoeffizienten und somit den linearen Zusammenhang zwischen der Vertikalkraft und der Horizontalkraft betrachtet. Da die Reifeneigenschaften einen degressiven Verlauf über steigender Radlast bis hin zu einer Sättigung der übertragbaren Kraft zeigen, führt eine Radlasterhöhung im Grenzbereich des Reifens nicht notwendigerweise zu einer erhöhten übertragbaren Umfangskraft (s. Abschnitt 2.3.1.1).

Die entstehenden Radlastdifferenzen beim Anstreben und Bremsen führen im Allgemeinen zu einer Nickbewegung des Aufbaus, die allerdings durch geeignete Maßnahmen im Bereich der Fahrwerkkinematik durch die Abstützung in der Radaufhängung abgeschwächt bzw. gar kompensiert werden kann (Bild 2-62). Diese Maßnahmen werden als Anfahr- bzw. Bremsnickausgleich bezeichnet (s. Abschnitt 1.3.3.3).

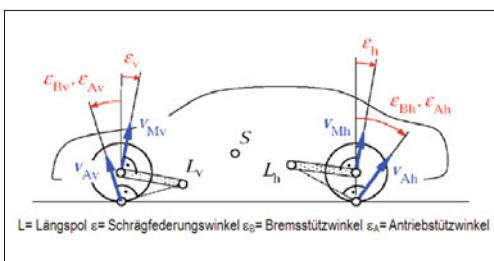


Bild 2-62: Stützwinkel beim Bremsen und Antreiben

2.3.1.1 Bremsnickausgleich

Beim Bremsen greift die Trägheitskraft im Gesamtschwerpunkt an und zeigt in Fahrtrichtung nach vorn.

$$F_{\text{Träg}} = m \cdot a_x \quad (2.97)$$

Diese Trägheitskraft resultiert aus der Summe der wirksamen Bremsekräfte in Umfangsrichtung am Reifenlatsch.

$$F_{\text{Träg}} = F_{\text{Brems,ges}} = F_{\text{Brems,v}} + F_{\text{Brems,h}} \quad (2.98)$$

Die Bremsekräfte stehen im Verhältnis der Bremsekraftverteilung zueinander, die bei älteren Fahrzeugen starr durch die Querschnittsverhältnisse im Bremsekraftverteiler vorgegeben ist und bei modernen Fahrzeugen mittlerweile elektronisch beeinflusst wird.

$$k_{\text{Brems}} = \frac{F_{\text{Brems,v}}}{F_{\text{Brems,h}}} \quad (2.99)$$

Aus der Trägheitskraft und den Bremsekräften in Radumfangsrichtung resultiert die Radlastverschiebung ΔG , die jeweils in die dargestellte Richtung zeigt.

Das System Fahrzeug ist damit statisch bestimmt. Um sich interne Vorgänge im Fahrwerk beim Bremsvorgang anzuschauen, wird eine Bilanz um den Radmittelpunkt formuliert (Bild 2-63).

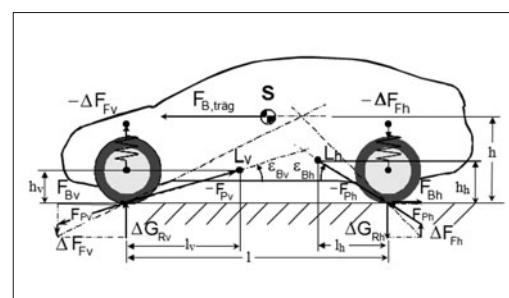


Bild 2-63: Kräfteplan beim Bremsen

Die Resultierende aus Bremsekraft sowie Radlastdifferenz greift im Reifenaufstandspunkt (Latsch) an. Die Wirkungslinie dieser Resultierenden zeigt den optimalen Bremsabstützwinkel ϵ_{Brems} zur Horizontalen an. Liegt der tatsächliche Nickpol einer Achse außerhalb dieser Wirkungslinie, so verursacht die Resultierende im Reifenlatsch ein Moment, welches über eine Federkraftänderung ΔF kompensiert werden muss.

Die resultierende Reifekraft teilt sich also auf in einen Anteil, der direkt von der Radaufhängung gestützt wird, sowie eine Kraftkomponente, die in Richtung der Aufbaufeder wirkt und daher für eine Federbewegung verantwortlich ist.

Der optimale Bremsabstützwinkel wird geometrisch sowie über ein Momentengleichgewicht beschrieben:

$$\tan(\epsilon_{\text{opt,v}}) = \frac{h}{l} \cdot \left(1 + \frac{1}{F_{\text{Bv}} / F_{\text{Bh}}} \right) \quad (2.100)$$

$$\tan(\epsilon_{\text{opt,h}}) = \frac{h}{l} \cdot \left(1 + F_{\text{Bv}} / F_{\text{Bh}} \right) \quad (2.101)$$

Eine Momentenbilanz um den tatsächlichen Längspol L einer Achse, der sich aus der Konstruktion und der kinematischen Lage ergibt, zeigt den Grad des Bremsnickausgleichs X an. [18]

$$X_v \cdot \Delta G_v \cdot l_v = F_{Bv} \cdot h \quad (2.102)$$

$$X_v = \frac{F_{Bv}}{\Delta G_v} \cdot \frac{h}{l_v} = \frac{\tan(\varepsilon_{\text{ tats}})}{\tan(\varepsilon_{\text{ opt}})} \cdot 100\% \quad (2.103)$$

Eine analoge Berechnung gilt für die Hinterachse. Für den Bremsnickausgleich X werden also der tatsächliche sowie der optimale Bremsabstützwinkel in Relation gesetzt. Der optimale Bremsabstützwinkel ist dabei eine Größe, die über Fahrzeugparameter charakterisiert wird, während der tatsächliche Bremsabstützwinkel einen kinematischen Kennwert einer Achse darstellt.

2.3.1.2 Anfahrnickausgleich

Für das Anfahren gelten prinzipiell die gleichen Beobachtungen wie beim Bremsen. Allerdings wird das Antriebsmoment in der Regel über eine Antriebswelle zum Rad übertragen und somit direkt über den Antriebstrang an der Karosserie abgestützt. Im Gegensatz zum Bremsvorgang wird also beim Antreiben kein Moment in den Radträger eingeleitet.

Bei der Kräftebilanz Bild 2-64 wird dem Rechnung getragen, indem das Kräftepaar in den Radaufstandspunkt verschoben wird. Das am Reifenlatsch entstehende Antriebsmoment wird nicht am Radträger abgestützt, sodass die Fahrwerkkomponenten nur die horizontalen Kraftanteile abzustützen haben [18].

Somit wird zunächst über die globale Kräftebilanz des Fahrzeugs die Wirkungslinie der resultierenden Kraft aus Antriebskraft und Radlastdifferenz berech-

net. Diese Wirkungslinie wird in den Radmittelpunkt verschoben. Von dort aus finden die gleichen Beobachtungen wie beim Bremsvorgang statt. Der Winkel zwischen der Wirkungslinie der Resultierenden und der Fahrbahn wird als optimaler Anfahrrabstüzwinkel bezeichnet und kann über die Fahrzeugdaten berechnet werden, wobei analog zur Bremskraftverteilung die Verteilung des Anfahrmomentes auf Vorder- und Hinterachse bekannt sein muss.

$$\tan(\varepsilon_{\text{An,opt,v}}) = \frac{h}{l} \cdot \left(1 + \frac{1}{M_{\text{An,v}} / M_{\text{An,h}}} \right) \quad (2.104)$$

$$\tan(\varepsilon_{\text{An,opt,h}}) = \frac{h}{l} \cdot \left(1 + M_{\text{An,v}} / M_{\text{An,h}} \right) \quad (2.105)$$

Auch beim Anfahrvorgang kann ein Momentengleichgewicht um den tatsächlichen Längspol aufgestellt werden, womit sich der Anteil des Anfahrnickausgleichs berechnen lässt. Die Komponente der resultierenden Kraft im Reifenlatsch, welche nicht direkt über den Längspol und damit über das Fahrwerk abgestützt wird, verursacht eine resultierende Federkraftänderung und damit einen Federweg, der das Fahrzeug nicken lässt.

$$X_v = \frac{\tan(\varepsilon_{\text{An,tats,v}})}{\tan(\varepsilon_{\text{An,opt,v}})} \cdot 100\% \quad (2.106)$$

Durch einen hohen Nickausgleich beim Anfahren oder Bremsen kann gewährleistet werden, dass auch auf schlechten Fahrbahnen hohe Umfangskräfte übertragen werden können, ohne dass die Federung durchschlägt. Damit kann die Feder weiterhin gemäß den Auslegungszielen weich dargestellt werden. Weiterhin führt eine reduzierte Nickneigung des Aufbaus zu einer erhöhten Fahrsicherheit und Erhöhung des Komforts bei längsdynamischen Vorgängen [28]. Die dynamischen Achslastverschiebungen bleiben durch Maßnahmen zum Nickausgleich allerdings unberührt.

2.3.1.3 Lastwechsel bei Geradeausfahrt

Ähnliche Aspekte wie bei einer Bremsung des Fahrzeugs sind auch bei einem Lastwechsel bei Geradeausfahrt zu sehen. Als Lastwechsel wird der Moment bezeichnet, in dem der Fahrer das Fahrpedal zurücknimmt bzw. dieses ruckartig freigibt. Wenn dabei der Triebstrang noch mit den Antriebsrädern verbunden ist (eingekuppelt), wirkt das Schlepp- und Reibmoment des Motors als Bremsmoment auf die angetriebenen Räder. Dieses Bremsmoment sorgt für eine Verzögerung, dadurch kommt es wie bei einem Bremsvorgang durch die Bremsanlage zu dynamischen Radlastverschiebungen nach vorn sowie zu einer Nickbewegung des Aufbaus. Jedoch stützt sich auch hier das Verzögerungsmoment nicht am Radträger ab. Besondere Bedeutung kommt diesem Lastwechsel bei Kurvenfahrt zu, was in Abschnitt 2.6.2.3 erläutert wird.

Wie beschrieben, verursacht ein Brems- oder Beschleunigungsvorgang Federbewegungen an der Vor-

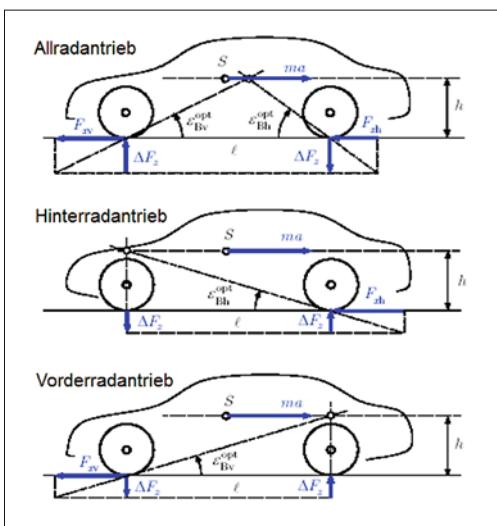


Bild 2-64: Kräfteplan beim Anfahren

der- und Hinterachse. Dabei kann es zu kinematischen Einflüssen der Radaufhängung kommen, vor allem, wenn z. B. durch Beschleunigen in der Kurve die kinematischen Bewegungen auf der Innen- und Außenseite nicht identisch sind. So kann ein unterschiedlicher Sturzwinkel für zusätzliche und asymmetrische Seitenkräfte sorgen. Ein unterschiedlicher Nachlauf an einer angetriebenen Vorderachse kann zu mitunter störenden zusätzlichen Lenkmomenten führen.

2.4 Vertikaldynamik

Durch Fahrbahnunebenheiten, durch dynamische Wank- und Nickvorgänge des Fahrzeugs bei Quer- und längsdynamischen Manövern oder aber durch interne Anregungen (Antriebstrang, Rad-Reifen) werden vertikale Kräfte erzeugt, die zwischen Fahrwerk und Aufbau wirken. Vor allem die resultierenden Kräfte aus Fahrbahnunebenheiten erzeugen vertikale Störgrößeneinträge in das Fahrzeugschwingsystem. Ziele einer gelungenen Vertikaldynamik sind unter anderem geringe Aufbaubeschleunigungen, geringe Wank- und Nickbewegungen, geringe dynamische Radlastschwankungen sowie ein beladungsunabhängiges Fahrzeugschwingsverhalten [4]. **Bild 2-65** fasst die Ziele, Komponenten und Parameter der Vertikaldynamik zusammen.

Die Vertikalkräfte bestehen im Wesentlichen aus Feder- und Dämpferkräften, die dafür sorgen, dass der Aufbau relativ zum Fahrwerk abgestützt wird sowie die Bewegungen des Fahrzeugs relativ zur Fahrbahn in Grenzen gehalten werden.

Zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Kraftfahrzeugen werden geeignete Ersatzmodelle erstellt, auf die die allgemeinen Methoden der Schwin-

gungslehre anwendbar sind. In diesem Kapitel sollen Schritt für Schritt gängige Ersatzmodelle vorgestellt werden, mit denen sich die unterschiedlichen Anwendungsfälle berechnen lassen.

Die untersuchten Modelle bestehen aus verschiedenen Massen, die ggf. trügheitsbehaftet sind, und enthalten jeweils Feder- und Dämpferelemente. Aus den Modellen lassen sich so Schwingungsgleichungen, Eigenfrequenzen und Dämpfungsmaße ableiten.

Zunächst werden jedoch die Komponenten der Schwingungsmodelle beschrieben.

2.4.1 Aufbaufedern

Unter Aufbaufedern werden hier die Teile der Radaufhängungen von Kraftfahrzeugen behandelt, die bei einer elastischen Verformung Rückstellkräfte liefern. Neben den konventionellen Schrauben-, Blatt- und Torsionsstabfedern können dies auch Gasfedern sein. Die verschiedenen Bauteile werden in Abschnitt 3.5 dargestellt. Allen Aufbaufedern ist gemeinsam, dass sich abhängig von der Einfederung Δz eine rückstellende Federkraft F_{Feder} ergibt [18] (**Bild 2-66**).

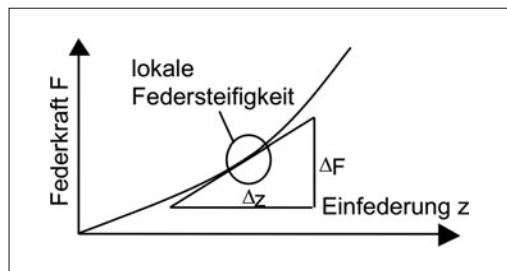


Bild 2-66: Definition der Federsteifigkeit c_{Feder} (Gl. 2.107)

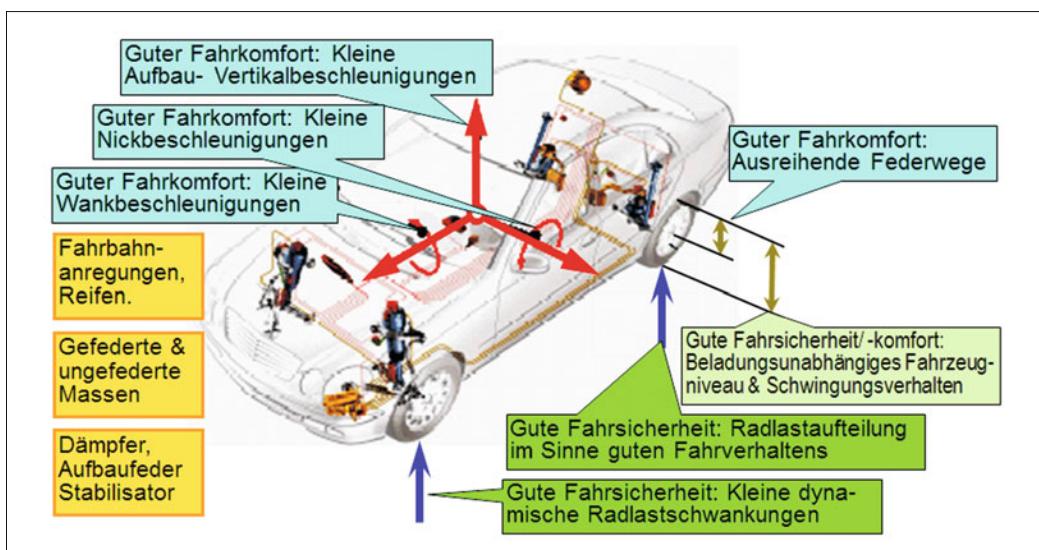


Bild 2-65: Vertikaldynamik, Ziele, Komponenten und Parameter

Aus dieser Darstellung lässt sich die Federkonstante ableiten. Ist der Federkraftverlauf nicht linear, gilt die Federkonstante nur für den jeweiligen Arbeitspunkt und ergibt sich aus dem Gradienten:

$$c_{\text{Feder}} = \frac{dF}{dz} \quad (2.107)$$

Schraubenfedern weisen generell einen linearen Verlauf auf, es sei denn, es werden besondere konstruktive Merkmale wie veränderliche Schraubensteigung, veränderlicher Windungsdurchmesser oder Ähnliches eingestellt. Dann sind auch mit Schraubenfedern nicht-lineare Federkennungen erreichbar.

Für die Gleichungen der Schwingungslehre wird für Fahrzeuge mit Schraubenfedern oftmals vereinfachend eine konstante Federsteifigkeit verwendet.

Damit gilt mit dem Einfederweg Δf :

$$F_{\text{Feder}} = c_{\text{Feder}} \cdot \Delta f_{\text{Feder}} \quad (2.108)$$

2.4.1.1 Federübersetzung

Generell sind die Aufbaufedern in die Radaufhängung integriert. Im Normalfall stützt sich die Feder einerseits gegen den Aufbau und andererseits gegen den Lenker oder direkt am Radträger ab, an dessen achsseitigem Ende die Radlast als äußere Kraft angreift. In Abhängigkeit von der Kinematik der Radaufhängung und der Federanordnung besteht zwischen einer Einfederbewegung des Radaufstandspunktes Δz_R und der entsprechenden Längenänderung der Aufbaufeder Δf bei Einzelradaufhängungen ein Übersetzungsverhältnis i (**Bild 2-67**):

$$i = \frac{\Delta f}{\Delta z_R} \quad (2.109)$$

Das Federübersetzungsverhältnis i ist in der Regel kleiner als 1 und nicht konstant, sondern von der momentanen Lage der als Getriebeglieder aufzufassenden Radaufhängungsbauteile, also vom momentanen Einfederungszustand abhängig. In der Literatur ist die Definition nicht einheitlich. Daher sind Übersetzungswerte

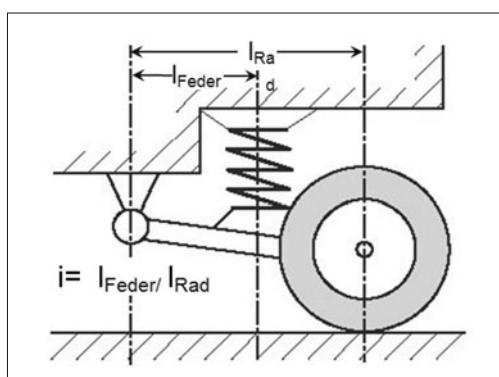


Bild 2-67: Radbezogene Federsteifigkeit $c_{\text{Radbezogen}}$

verhältnisse größer als 1 anzutreffen, wenn Gl. (2.109) reziprok verwendet wird. Es ist aus dem Kontext zu entscheiden, wie das Übersetzungsverhältnis definiert ist. Das Übersetzungsverhältnis kann sowohl analytisch für einen Punkt, oder aber aus einem Kinematikberechnungsprogramm rechnergestützt ermittelt werden.

Zwischen der Radlast F_R und der Federkraft F_F besteht mit dieser Hebelübersetzung i folgendes Gleichgewicht:

$$F_F = \frac{F_R}{i} \quad (2.110)$$

Ähnlich wie bei der Bestimmung der Federsteifigkeit kann nun also über das Übersetzungsverhältnis auch die radbezogene Federsteifigkeit als lokale Steigung der resultierenden Federkraft über dem Federweg berechnet werden, denn (nur) diese fließt in die schwingungstechnischen Gleichungen ein. Bei gegebenem Übersetzungsverhältnis gilt für einen bestimmten Einfederungszustand z_R [18]:

$$\begin{aligned} c_{\text{radbezogen}} &= \frac{dF_R}{dz_R} = \frac{d(F_F \cdot i)}{dz_R} \\ &= \frac{dF_F}{dz_R} \cdot i + \frac{di}{dz_R} \cdot F_F \\ &= \frac{dF_F}{df} \cdot \frac{df}{dz_R} \cdot i + \frac{di}{dz_R} \cdot F_F \\ &= c \cdot i^2 + \frac{di}{dz_R} \cdot F_F \end{aligned} \quad (2.111)$$

Eine progressive Kennlinie der Federung kann also unter Umständen auch durch entsprechende kinematische Auslegung der Radaufhängung erzielt werden.

2.4.1.2 Eigenfrequenzen

Interessante Erkenntnisse zeigt der Vergleich der prinzipbedingten Eigenfrequenzen der verschiedenen Federarten vor allem unter veränderlicher Beladung.

Mit Hilfe der allgemeinen Berechnung der Eigenfrequenz können die einzelnen Federn näher charakterisiert werden.

$$\omega = \sqrt{c/m} \quad (2.112)$$

Im allgemeinen Fall weisen Stahlfederbauarten eine konstante Federsteifigkeit auf. Eine steigende Beladung geht über die anteilig zu berücksichtigende Masse m linear in die Berechnung ein, sodass effektiv die Eigenfrequenz bei steigender Beladung mit der Quadratwurzel der Beladung sinkt.

Bei der Luftfeder kann diese Varianz der Eigenfrequenz prinzipbedingt nahezu verhindert werden. Dazu wird die Federsteifigkeit der Luftfeder ermittelt sowie die Beladung durch den Luftfederinnendruck ausgedrückt [18].

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{c \cdot g}{(p - p_a) \cdot A}} \quad (2.113)$$

Mit der Federsteifigkeit, der theoretischen Federhöhe

$$c(f) = A \cdot n \cdot p(f) \cdot \frac{l}{h_{th}} \quad (2.114)$$

$$h_{th} = \frac{V(f)}{A} \quad (2.115)$$

ergibt sich:

$$\omega_e = \sqrt{\frac{g \cdot n \cdot p}{h_{th} \cdot (p - p_a)}} \quad (2.116)$$

Bei verhältnismäßig kleinen Federdurchmessern wird $p \gg p_a$, sodass die Eigenfrequenz nur durch konstante Ausdrücke beschrieben wird:

$$\omega_e \approx \sqrt{\frac{g \cdot n}{h_{th}}} \quad (2.117)$$

Dadurch ist die Eigenfrequenz der Luftfeder (nahezu) konstant. Dieses gilt nicht für eine Gasfeder mit konstantem Gasgewicht (z. B. hydropneumatische Feder), da sich die Federsteifigkeit unterschiedlich darstellt. Den prinzipiellen Vergleich zeigt Bild 2-68. Der Abschnitt 3.5 enthält eine detaillierte Beschreibung der Feder.

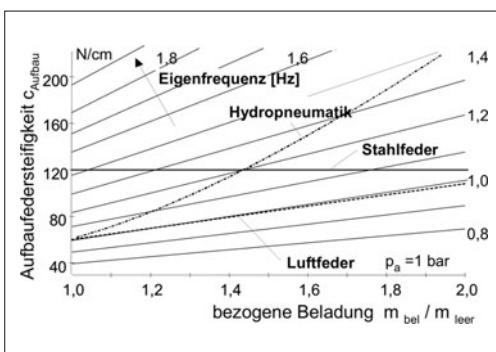


Bild 2-68: Eigenfrequenzen verschiedener Federn [18]

2.4.2 Schwingungsdämpfer

Ein weiteres, wichtiges Element der schwingungstechnischen Ersatzmodelle ist der Schwingungsdämpfer. Er dient sowohl dazu, die Fahrsicherheit eines Fahrzeugs zu gewährleisten, als auch dazu, den Fahrkomfort zu optimieren.

Die Fahrsicherheit wird stark durch die Bodenhaftung der Räder beeinflusst. Die Radmassen zusammen mit den anteiligen Massen der Radaufhängung werden als ungefederete Massen bezeichnet, da sie nur über die Reifenfeder und nicht über die Aufbaufedern ($c_R \gg c_A$) abgedämpft sind. Die Schwingungen der nicht gefederten Massen sind daher nach Möglichkeit zu minimieren, d. h. stark zu bedämpfen (Bild 2-69).

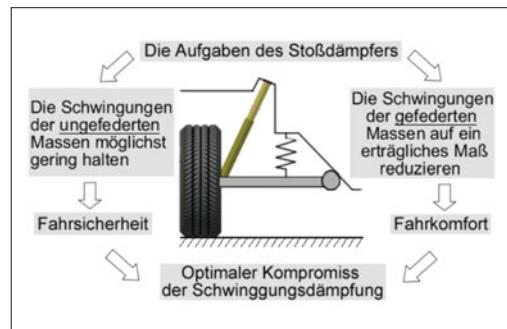


Bild 2-69: Aufgaben des Stoßdämpfers [18]

Ein zufrieden stellender Fahrkomfort erfordert zwar einerseits kleine Aufbauschwingungsamplituden, andererseits aber auch geringe Aufbaubeschleunigungen, die auch von den Dämpferkräften verursacht werden, was eher eine schwache Dämpfung bedingt.

Bei der Dämpferauslegung ist daher ein optimaler Kompromiss zwischen harter Sicherheitsdämpfung und weicher Komfortdämpfung anzustreben.

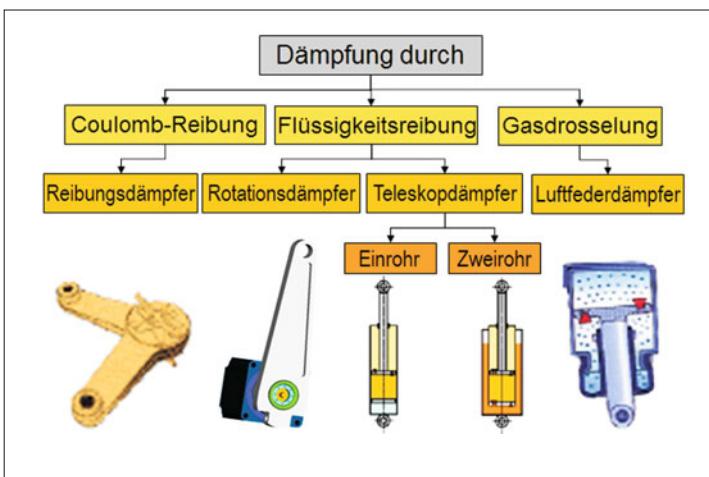


Bild 2-70:
Verschiedene physikalische
Dämpfungsmöglichkeiten [18]

Schwingungs- oder auch Stoßdämpfer unterscheiden sich grundsätzlich durch die Art, wie die Dämpferkraft erzeugt wird, welche die Umwandlung von Schwingungsenergie in Wärme bewirkt (**Bild 2-70**). Die unterschiedlichen Dämpferkonzepte und -bauarten werden im Abschnitt 3.6 detailliert erläutert.

Dämpferkonstante:

Wie die Federelemente aus Abschnitt 2.4.1 werden Dämpfer in die Radführung integriert und stützen sich zumeist zwischen einem Fahrwerklenker und dem Aufbau ab. Dadurch ist auch hier die Umrechnung der Dämpferkonstanten vom reinen Komponentenkennwert auf einen für die Schwingungslehre nutzbaren Kennwert notwendig. Dazu muss der Kennwert wie eine Federkonstante auf das Rad bezogen werden, man spricht auch hier von einer radbezogenen Dämpferkonstante. Diese Umrechnung unterliegt den gleichen Bedingungen wie die im Abschnitt 2.4.1 für die Aufbaufedern beschriebenen.

Im Abschnitt 3.6 über Dämpfer wird sichtbar, dass analog zu den verschiedenen Federbauarten der Schwingungsdämpfer im Regelfall eine nicht konstante bzw. nicht lineare Charakteristik aufweist. Dennoch wird für allgemeine Schwingungsuntersuchungen ein konstanter Wert für die Dämpfungseigenschaft angenommen. Im Gegensatz zur Aufbaufederung ist die entstehende Dämpferkraft nicht proportional vom Verfahrweg (Radhub) abhängig sondern folgt der vereinfachten Gleichung:

$$F_{\text{Dämpfer}} = k_{\text{Dämpfer}} \cdot \dot{\Delta f}_{\text{Dämpfer}} \quad (2.118)$$

Somit ist die Dämpferkraft geschwindigkeits- bzw. frequenzabhängig, während die Aufbaufederkraft stets wegabhängig ist.

2.4.3 Fahrbahn als Anregung

Die Fahrbahnunebenheiten stellen im Frequenzbereich bis etwa 30 Hz die intensivste Erregerquelle für das Schwingungssystem Kraftfahrzeug dar. Die Fahrbahn regt einerseits durch Unebenheiten Vertikalbewegungen an und wird andererseits als deren Wirkung durch Radlastschwankungen beansprucht [18].

Im Allgemeinen treten Fahrbahnunebenheiten als Anregung mit unterschiedlicher Amplitude und Wellenlänge in unregelmäßigen Abständen auf. Man spricht von einer stochastischen Fahrzeuganregung. Um die Wirkung der Fahrbahnunebenheiten auf das Schwingungssystem Kraftfahrzeug untersuchen zu können, müssen diese zunächst mathematisch beschrieben werden [18].

Da die Beschreibung stochastischer Unebenheitsanregungen bis hin zur spektralen Leistungsdichte leider nur wenig anschaulich ist, wird zunächst die generelle Vorgehensweise dargestellt (**Bild 2-71**).

2.4.3.1 Harmonische Anregungen

Geht man im einfachsten Fall von einem harmonischen (sinusförmigen) Unebenheitsverlauf aus, bei dem die

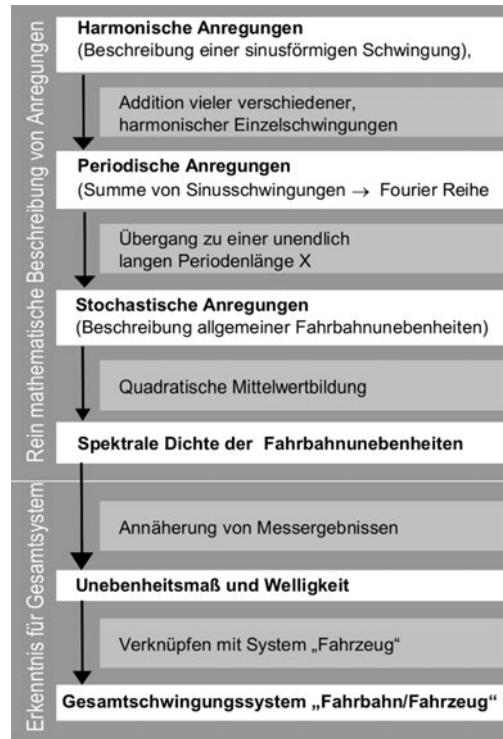


Bild 2-71: Schrittweise Herleitung der Beschreibung von Fahrbahnunebenheiten [18]

Fahrbahnunebenheiten mit der Amplitude \hat{h} in gleichen Abständen L aufeinander folgen, so ergibt sich ein Unebenheitsverlauf gemäß **Bild 2-72**.

Diese Unebenheitshöhe lässt sich beschreiben:

$$h(x) = \hat{h} \cdot \sin(\Omega x) \quad (2.119)$$

mit $\Omega = \pi / L$ als Wegkreisfrequenz und der Wellenlänge L . Der Zusammenhang zwischen dem Weg x und der Zeit t wird durch $x = vt$ beschrieben.

Für weiterführende Betrachtungen wird die komplexe Schreibweise eingeführt

$$h(x) = \hat{h} \cdot \sin(\Omega x) = \underline{\hat{h}} \cdot e^{j\Omega x} \quad (2.120)$$

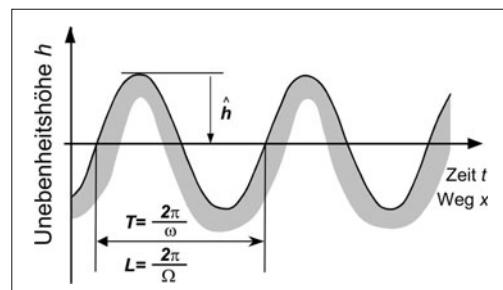


Bild 2-72: Sinusförmiger Unebenheitsverlauf [18]

Beim Befahren dieser Fahrbahn mit konstanter Geschwindigkeit v lässt sich der wegabhängige Unebenheitsverlauf in einen zeitabhängigen umformulieren:

$$h(t) = \hat{h} \cdot \sin(\omega t) \quad (2.121)$$

mit ω als Zeitkreisfrequenz. In komplexer Schreibweise ergibt sich:

$$h(t) = \hat{h} \cdot \sin(\omega t) = \underline{\hat{h}} \cdot e^{j\omega t} \quad (2.122)$$

Da die gleiche Unebenheit beschrieben wird, gilt die Gleichheit von $h(x)$ und $h(t)$. Es ergibt sich nach Gleichsetzen von Gl. (2.120) und Gl. (2.122):

$$\omega t = \Omega x \quad (2.123)$$

und mit der Beziehung

$$x = vt \quad (2.124)$$

folgt die Zeitkreisfrequenz zu:

$$\omega = v \cdot \Omega = 2\pi \frac{v}{L} \quad (2.125)$$

2.4.3.2 Periodische Unebenheiten

Der nächste Schritt bei der Beschreibung der Fahrbahnunebenheiten ist der Übergang zu einem nicht mehr rein sinusförmigen, aber dennoch periodischen Unebenheitsverlauf, Bild 2-73 [18].

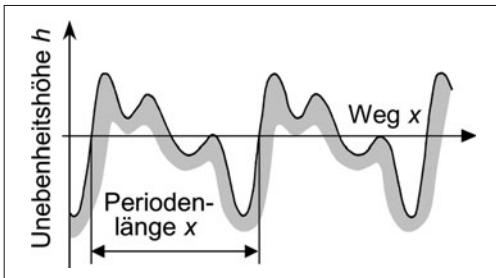


Bild 2-73: Periodischer Unebenheitsverlauf [18]

Solche periodische Anregungsfunktionen lassen sich als Summe einzelner Sinusschwingungen beschreiben. Diese wird als Fourier-Reihe bezeichnet. Die wegabhängige Unebenheitsfunktion lautet nach [2].

$$h(x) = h_0 + \hat{h}_1 \cdot \sin(\Omega x + \varepsilon_1) + \hat{h}_2 \cdot \sin(2\Omega x + \varepsilon_2) + \dots + \hat{h}_k \cdot \sin(k\Omega x + \varepsilon_k) + \dots \quad (2.126)$$

Zusammengefasst ergibt sich:

$$h(x) = h_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \hat{h}_k \cdot \sin(k\Omega x + \varepsilon_k) \quad (2.127)$$

Aus der wegabhängigen ergibt sich wieder die zeitabhängige Unebenheitsfunktion für periodische Anregungen

$$\begin{aligned} h(t) &= h_0 + \hat{h}_1 \cdot \sin(\omega t + \varepsilon_1) \\ &\quad + \hat{h}_2 \cdot \sin(2\omega t + \varepsilon_2) + \dots \\ &\quad + \hat{h}_k \cdot \sin(k\omega t + \varepsilon_k) + \dots \end{aligned} \quad (2.128)$$

$$h(t) = h_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \hat{h}_k \cdot \sin(\omega t + \varepsilon_k) \quad (2.129)$$

mit:

\hat{h}_k Amplitude, $\Omega = \Pi / X$, $\omega = v \cdot \Omega$

ε_k Phasenverschiebung

X Periodenlänge.

Die Erregungen durch periodische Fahrbahnunebenheiten können auch in komplexer Schreibweise formuliert werden [15].

$$h(x) = \sum_{k=1}^{\infty} \hat{h}_k \cdot e^{jk\Omega x} \quad (2.130)$$

bzw. im Zeitbereich

$$h(t) = \sum_{k=1}^{\infty} \hat{h}_k \cdot e^{jk\omega t} \quad (2.131)$$

Trägt man die einzelnen Amplituden \hat{h}_k der Fourier-Reihe über der Frequenz auf, ergibt sich das zu dem periodischen Unebenheitsverlauf gehörende diskrete Amplitudenspektrum (Linienspektrum) Bild 2-74.

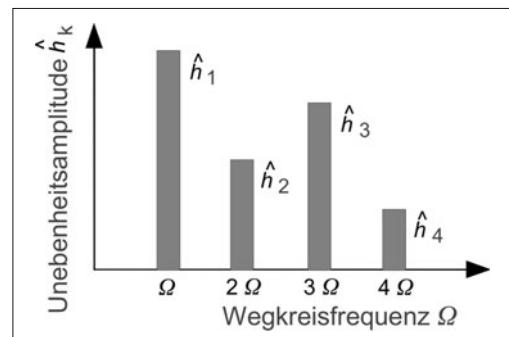


Bild 2-74: Amplitudenspektrum eines periodischen Unebenheitsverlaufs [18]

2.4.3.3 Stochastische Unebenheiten

Auf realen Fahrbahnen gibt es im Allgemeinen keinen periodischen Unebenheitsverlauf. Um dennoch die soeben beschriebenen Funktionen der periodischen Anregungen zu verwenden, muss man die Periodenlänge X stark anwachsen lassen. Im Grenzfall wird die Periodenlänge unendlich groß, dadurch wird der Schritt von der regelmäßigen, periodischen Unebenheitsfunktion zur völlig unregelmäßigen, stochastischen Unebenheitsfunktion vollzogen [2].

Im Grenzfall der unendlich großen Periodenlänge X wird aus der Summenformel ein Integral [29].

$$h(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} \hat{h}(\Omega) \cdot e^{j\Omega x} d\Omega \quad (2.132)$$

Daraus ergibt sich das kontinuierliche Amplitudenspektrum

$$\hat{h}(\Omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} h(x) \cdot e^{-j\Omega x} dx \quad (2.133)$$

Die zeitabhängige Unebenheitsfunktion erhält man wieder durch Einsetzen der Verknüpfungen aus Gl. (2.124) und Gl. (2.125) [15].

$$\begin{aligned} h(t) &= \int_{-\infty}^{+\infty} \hat{h}(\Omega) \cdot e^{j\omega t} d\Omega \\ &= \int_{-\infty}^{+\infty} \hat{h}(\Omega) \cdot e^{j\omega t} \cdot \frac{1}{v} d\omega \\ &= \int_{-\infty}^{+\infty} \underline{h}(\omega) \cdot e^{j\omega t} d\omega \end{aligned} \quad (2.134)$$

Daraus sind folgende Zusammenhänge ersichtlich:

$$\underline{h}(\Omega) d\Omega = \underline{h}(\omega) d\omega \quad (2.135)$$

$$\underline{h}(\omega) = \frac{1}{v} \cdot \hat{h}(\Omega) \quad (2.136)$$

Es ist also wichtig zu sehen, dass zwischen dem wegkreisfrequenzabhängigen Spektrum und dem zeiftfrequenzabhängigen Spektrum ein Unterschied besteht.

2.4.3.4 Spektrale Dichte der Fahrbahnunebenheiten

Für theoretische Untersuchungen der durch Fahrbahnunebenheiten verursachten Fahrzeugschwingungen ist die Kenntnis des Unebenheitsverlaufs als Funktion der Zeit oder des zurückgelegten Weges in der Regel weniger wichtig. Es interessiert vielmehr, welche Anregungen beim Befahren einer unebenen Fahrbahn im statistischen Mittel bei bestimmten Fahrbahnen auftreten, d. h. welche Amplituden und welche Häufigkeit Fahrbahnunebenheiten haben, die in bestimmten festen Abständen aufeinander folgen. Man bildet dazu den quadratischen Mittelwert, der im Allgemeinen wie folgt definiert ist:

$$\bar{g}^2 = \frac{1}{T} \int_0^T g^2(t) dt \quad (2.137)$$

Setzt man nun Gl. (2.134) in diese Gleichung ein und führt einige Umformungen durch [2], so ergibt sich der quadratische Mittelwert der Fahrbahnunebenheiten.

$$\bar{h}^2 = \int_0^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} (\hat{h}(\Omega))^2 d\omega \quad (2.138)$$

Die hier auftretenden Grenzwerte besagen, dass diese einfachen Ausdrücke nur für sehr große Zeitspannen T bzw. Weglängen X gelten. Die Integrandenfunktion

$$\Phi_h(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} (\hat{h}(\omega))^2 \quad (2.139)$$

wird als Leistungsdichtespektrum für Unebenheiten

bezeichnet. Um eine Aussage über die Unebenheitscharakteristik zu erhalten, ist die bisher hergeleitete spektrale Dichte wegkreisfrequenzabhängig zu definieren, da ansonsten Aussagen über die Fahrgeschwindigkeit enthalten sind. Es gilt analog [2]:

$$\Phi_h(\Omega) = \lim_{X \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{X} (\hat{h}(\Omega))^2 \quad (2.140)$$

$$\hat{h}(\omega) = \frac{1}{v} \cdot \hat{h}(\Omega) \quad (2.141)$$

$$X = v \cdot T \quad (2.142)$$

Eingesetzt in Gl. (2.140) ist ersichtlich, dass zwischen der wegkreisfrequenzabhängigen sowie der zeitabhängigen spektralen Leistungsdichte der folgende Zusammenhang gilt (**Bild 2-75**):

$$\Phi_h(\Omega) = v \cdot \Phi_h(\omega) \quad (2.143)$$

Die wegkreisfrequenzabhängige spektrale Dichte (a) kann anhand verschiedener Fahrgeschwindigkeiten (b) in die zeitkreisfrequenzabhängige spektrale Dichte (c) überführt werden. Diese ist dann abhängig von der Erregerkreisfrequenz sowie der Fahrgeschwindigkeit.

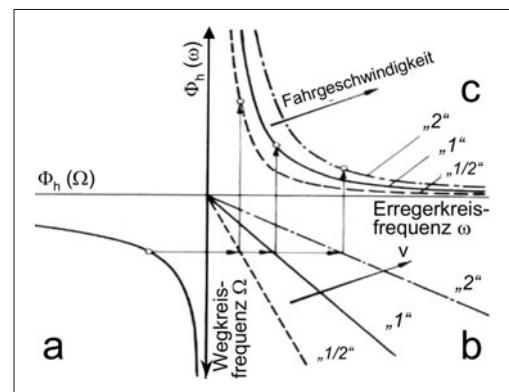


Bild 2-75: Zusammenhang zwischen weg- und zeitabhängiger spektraler Leistungsdichte [2]

2.4.3.5 Gemessene, reale Fahrbahnunebenheiten

Misst man die Leistungsdichtespektren $\Phi_h(\Omega)$ verschiedener Straßen und trägt diese in doppeltlogarithmischem Maßstab auf, so ergeben sich für alle Fahrbahnen ähnliche Verläufe (**Bild 2-76**).

Generell sinkt die Unebenheitsdichte mit steigender Wegkreisfrequenz bzw. mit sinkender Unebenheitswellenlänge. Das bedeutet, dass generell die spektrale Dichte langwelliger Unebenheiten höher ist.

In dieser Darstellung lassen sich die Leistungsdichtespektren durch Geraden annähern, die dann durch folgende Gleichung beschrieben werden können:

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} \quad (2.144)$$

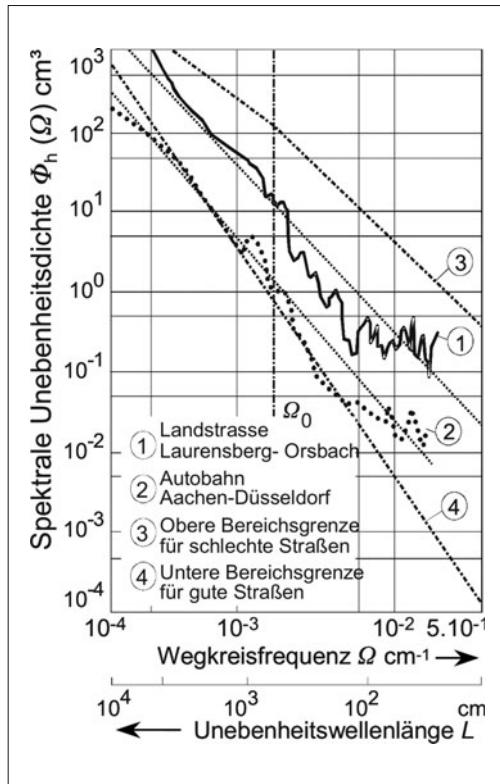


Bild 2-76: Spektrale Leistungsdichte der Unebenheiten in Abhängigkeit von der Wegkreisfrequenz für eine Landstraße und eine Autobahn [18]

Hierin ist $\Phi_h(\Omega_0)$ die spektrale Leistungsdichte bei einer Bezugswegkreisfrequenz Ω_0 , die i. d. R. zu $\Omega_0 = 10^{-2} \text{ cm}^{-1} = 1 \text{ m}^{-1}$ gewählt wird [18]. Es entspricht einer Bezugswellenlänge von

$$L_0 = \frac{2\pi}{\Omega_0} = 6,28 \text{ m}.$$

$\Phi_h(\Omega_0)$ wird auch als „Unebenheitsgrad der Fahrbahn“ bezeichnet. Eine synonome Bezeichnung ist der AUN (Allgemeiner Unebenheitsindex). „w“ bezeichnet die Steigung der Geraden und wird auch als Welligkeit bezeichnet. Die Welligkeit der Fahrbahn schwankt in Abhängigkeit der Fahrbahnbauart zwischen 1,7 und 3,3. Im Mittel über verschiedene Fahrbahnen beträgt die Welligkeit $w = 2$. Dieser Wert wird für die „Normstraße“ angesetzt [30].

Unebenheitsgrad und Welligkeit gelten als Beurteilungskriterien für die Beschaffenheit einer Fahrbahn. Eine Zunahme von $\Phi_h(\Omega_0)$ entspricht einer größeren Unebenheit der Fahrbahn, während eine Zunahme von w einem höheren Anteil langer Wellen im Spektrum entspricht.

Bild 2-77 zeigt den Zusammenhang für den Verlauf der spektralen Dichte bei einer Zunahme des Unebenheitsgrades $\Phi_h(\Omega_0)$ bzw. der Welligkeit w .

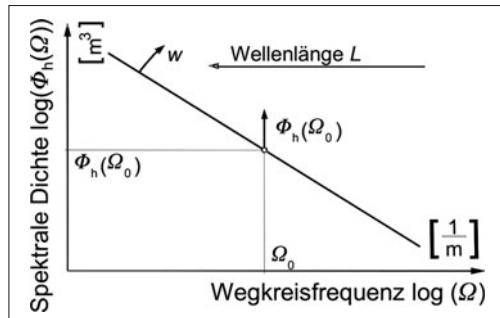


Bild 2-77: Vereinfachte Darstellung der spektralen Leistungsdichte in Abhängigkeit von der Wegkreisfrequenz

Für bundesdeutsche Fernstraßen sind Kenngrößen für die Unebenheit und Welligkeit festgelegt. Der AUN-Zielwert für Fernstraßen beträgt 1 cm^3 . Der Zielwert ist der Abnahmewert für Neubaustrecken. Der Warnwert beträgt 3 cm^3 . Beim Erreichen des Warnwertes werden eine intensive Beobachtung sowie eine Analyse des Fahrbahnzustandes veranlasst. Der Schwellwert ist mit 9 cm^3 definiert. Beim Erreichen des Schwellwertes wird die Prüfung baulicher oder verkehrsmindernder Maßnahmen angeordnet [31].

2.4.4 Zweimassen Feder-Dämpfersystem mit dem Reifen als Federelement

Es wird mit einfachen Gleichungen und Schwingungsdiagrammen erläutert, warum ein Zweimassen Feder-Dämpfersystem mit Aufbaufeder und Raddämpfer sowie mit dem Reifen ebenfalls als Feder-Dämpferelement für die Fahrzeugaufhängung das komfortableste und sicherste System ist.

Es werden vier mögliche Aufhängungssysteme untereinander verglichen. Diese sind:

- ungefedertes Fahrzeug (z. B. Prunkwagen der Surrener im Bild 1-4 mit Holzrädern),
- gefedertes Fahrzeug ohne Reifenfeder (z. B. Pferdekutsche im Bild 1-5 mit Holzrädern),
- nur auf Reifen schwingendes Fahrzeug (z. B. Fahrrad),
- doppelt abgedefertes Fahrzeug.

Bild 2-78 zeigt diese einfachen Vertikalschwingungssysteme als mathematische Modelle und die Diagramme im **Bild 2-79** zeigen die Vergrößerungsfunktion für die Aufbaubeschleunigung (als Fahrkomfort) und für die Radlastschwankungen (als Fahrsicherheit) für eine harmonische Erregerfrequenz von 0 bis 25 Hertz (Fahrgeschwindigkeiten bis zu 150 km/h).

Für die Berechnungen benutzte Parameterwerte sind:

Massen [kg]	$m_A = 256$	$m_R = 31$
Steifigkeiten [kN/m]	$c_A = 20,2$	$c_R = 128$
Dämpfung [kNs/m]	$k_A = 1,140$	$k_R = 0,0$

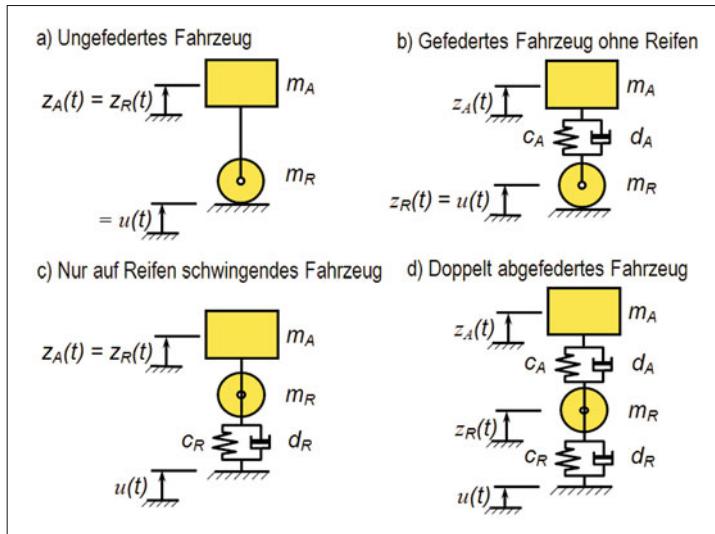


Bild 2-78:
Vergleich einfacher Schwingungsmodelle [23]

Als Aufbaumasse ist hier nur der von dem Rad zu tragende Anteil der Fahrzeugmasse berücksichtigt. Aus den Kurvenverläufen im Bild 2-79 lassen sich die einzelnen Modelle wie folgt kommentieren [23]:

a) Ungefederetes Fahrzeug:

Da die gesamte Fahrzeugmasse dem Verlauf der Unebenheiten folgen muss, treten bei kleinen Erregerfrequenzen stark ansteigende Amplituden der Beschleunigung und der dynamischen Radlast auf. Das Rad hebt ab niedrigen Geschwindigkeiten von der Fahrbahn ab; keine sichere Fahrt.

b) Gefedertes Fahrzeug ohne Reifenfeder:

Hier muss nur die Radmasse m_R dem Verlauf der Unebenheiten folgen. Oberhalb der Resonanzstelle bei der Aufbau-Eigenfrequenz f_A gleicht der Verlauf qualitativ demjenigen von (a), jedoch zu höheren Frequenzen hin verschoben. Gegenüber (a) können höhere Fahrgeschwindigkeiten realisiert werden. Für Straßenfahrt ist dieses System dennoch ungeeignet. Für Schienenfahrzeuge (geringere Welligkeit der Fahrbahn) ist es nur bei nicht zu großen Fahrgeschwindigkeiten brauchbar (einfacher zweiachsiger Güterwagen).

c) nur auf Reifen schwingendes Fahrzeug:

Wegen der sehr kleinen Reifendämpfung tritt ein ausgeprägtes Resonanzmaximum auf, das ebenfalls zu unzulässigen Beschleunigungs- und Radlastamplituden führt. Auch ein solches Fahrzeug ist für ein schnelles Fahrt ($> 30 \text{ km/h}$) ungeeignet.

d) Doppelt abgefederetes Fahrzeug:

Es treten zwei Resonanzmaxima bei der Aufbau- (f_A typisch 0,8–1,5 Hz) und Radeigenfrequenz (f_R typisch 10–15 Hz) auf. Gegenüber (c) können die Resonanzspitzen durch einen stark wirkenden Aufbaudämpfer klein gehalten werden. Die Federung durch den Luftreifen ermöglicht ein schnelles Fahren.

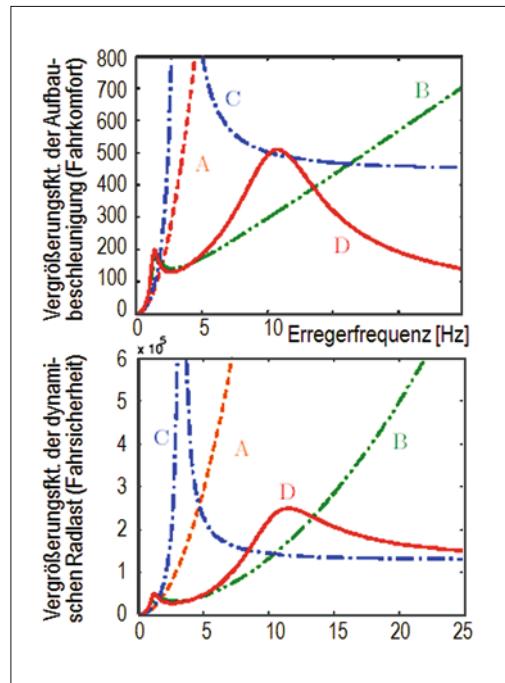


Bild 2-79: Vergleich Fahrkomfort und Fahrsicherheit einzelner Modelle [23]

Aus diesen Erläuterungen lässt sich folgende Zusammenfassung eindeutig formulieren:

Nur die doppelte Abfederung wie im Modell (d) führt zu begrenzten maximalen Amplituden der Vertikalbeschleunigung und der Radlastschwankungen und ermöglicht dadurch schnelles und komfortables Fahren der Fahrzeuge.

2.4.5 Federungsmodelle

Nachdem die für das Erstellen von schwingungstechnischen Ersatzmodellen notwendigen einzelnen Komponenten vorgestellt sind, können nun schrittweise die Ersatzmodelle vorgestellt werden.

2.4.5.1 Einmassen-Ersatzsystem

Das einfachste Fahrzeugmodell ist das Einmassen-Ersatzsystem gemäß **Bild 2-80**. Die Masse entspricht der des Anteils der Aufbaumasse, der auf das betrachtete Fahrzeugelement entfällt. Die Achsmasse ist mit dem Aufbau ungedämpft verbunden. Die Federung – z. B. bei Baumaschinen oder Muldenkipfern – wird vom Reifen übernommen. Als Dämpfung wirkt lediglich die Reifendämpfung [18].

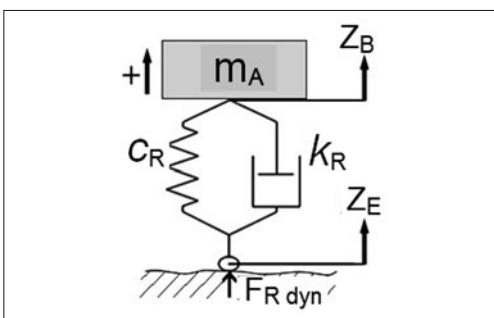


Bild 2-80: Einmassen-Federungsmodell [18]

Folgende Bewegungsgleichung beschreibt das Schwingungssystem:

$$m_A \cdot \ddot{z}_A = -k_R \cdot (\dot{z}_A - \dot{z}_E) - c_R \cdot (z_A - z_E) \quad (2.145)$$

$$\ddot{z}_A = -\frac{k_R}{m_A} \cdot (\dot{z}_A - \dot{z}_E) - \frac{c_R}{m_A} \cdot (z_A - z_E) \quad (2.146)$$

Die Eigenfrequenz ω_e und das Dämpfungsmaß D ergeben sich bei Vernachlässigung der Fußpunkterregung z_E , d. h. durch Lösung des homogenen Teiles dieser Differentialgleichung mittels des Ansatzes $z = z_0 \cdot e^{i\omega t}$ zu

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c_R}{m_A}} \quad (2.147)$$

$$D = \frac{k_R}{k_{\text{krit}}} = \frac{k_R}{2 \cdot m_A \cdot \omega_e} \quad (2.148)$$

Dabei besteht zwischen ungedämpfter Eigenkreisfrequenz ω_e , gedämpfter Eigenkreisfrequenz $\omega_{\text{em},D}$ und Dämpfung D folgender Zusammenhang:

$$\omega_{\text{em},D} = \omega_e \sqrt{1 - D^2} \quad (2.149)$$

Zur Ermittlung des Schwingungsverlaufes des Aufbaus $z_A(t)$ sowie der Feder- und Dämpferkräfte bei beliebig vorgegebener Erregung (z. B. gemessenes Fahrbahnprofil) eignen sich Simulationsumgebungen, insbesondere dann, wenn Nichtlinearitäten zu berücksichtigen sind (z. B. Reifenabheben, geknickte Schwingungsdämpfer- und Federkennlinien) [18].

Verwendet man als Anregungssignal z_E einen Gleitsinus (Sinus konstanter Amplitude und variierender Frequenz), so lässt sich aus den Scheitelwerten von Aufbauamplitude und Anregungsamplitude die Vergrößerungsfunktion ermitteln:

$$V(f) = \frac{z_A}{z_E} \quad (2.150)$$

Bemerkung: Die Vergrößerungsfunktion für die Aufbauamplituden bezogen auf die Erregeramplituden z_A / z_E ist mit der Vergrößerungsfunktion für die Aufbaubeschleunigung bezogen auf die Erregerbeschleunigungen \ddot{z}_A / \ddot{z}_E identisch, da aus der zweifachen Differentiation einer Sinusschwingung folgt:

$$\ddot{z}_E(t) = -\omega^2 \cdot z_E(t) \quad (2.151)$$

$$\ddot{z}_A(t) = -\omega^2 \cdot z_A(t)$$

$$\frac{z_A(t)}{z_E(t)} = \frac{\ddot{z}_A(t)}{\ddot{z}_E(t)} \quad (2.152)$$

Die Vergrößerungsfunktion des Einmassen-Federungsmodells ist im **Bild 2-81** aufgetragen.

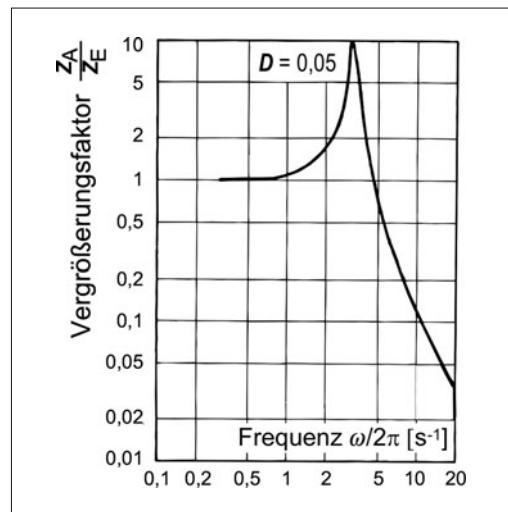


Bild 2-81: Vergrößerungsfunktion des Einmassen-Federungsmodells [18]

Wegen geringer Eigendämpfung der Reifen tritt eine ausgeprägte Resonanzamplitude auf. Dabei liegt die Eigenfrequenz – resultierend aus anteiliger Aufbau- und Achsmasse und der Reifenfederkonstante – mit etwa 3 bis 4 Hz in einem Frequenzbereich hoher Schwingungsempfindlichkeit des Menschen [18].

2.4.5.2 Zweimassen-Ersatzsystem

Übliche Kraftfahrzeuge haben nicht nur Reifen-, sondern auch Aufbaufedern. Das einfachste Ersatzsystem,

das jedoch bereits wesentliche Merkmale einer realen Fahrzeugfederung aufweist, ist das im folgenden behandelte Zweimassen-Ersatzsystem. Es entsteht durch Reduktion aus einem Vierradfahrzeug, indem als Aufbaumasse der auf das betrachtete Rad entfallende Anteil eingesetzt wird. Dabei wird u.a. der Einfluss von Massenkopplung vernachlässigt.

Die Struktur eines Zweimassen-Ersatzsystems zeigt **Bild 2-82**. Das System besteht aus der anteiligen Aufbaumasse, einer Rad- bzw. Achsmasse, den Aufbaufedern und -dämpfern sowie der Reifenfederung und -dämpfung [18].

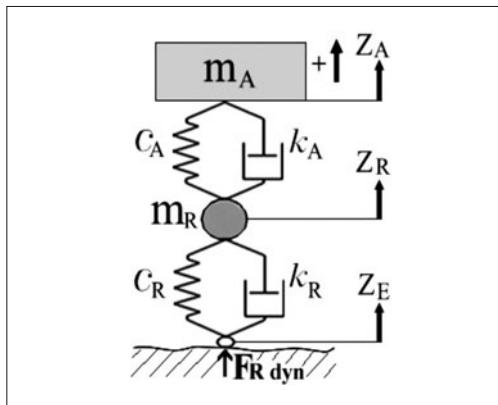


Bild 2-82: Zweimassen-Federungsmodell [18]

Die das System beschreibenden Differentialgleichungen ergeben sich durch Formulierung des Kräftegleichgewichts an der Aufbau- und der Radmasse:

$$m_A \cdot \ddot{z}_A = -k_A \cdot (\dot{z}_A - \dot{z}_R) - c_A \cdot (z_A - z_R) \quad (2.153)$$

$$\begin{aligned} m_R \cdot \ddot{z}_R &= -k_A \cdot (\dot{z}_R - \dot{z}_A) - c_A \cdot (z_R - z_A) \\ &\quad - k_R \cdot (\dot{z}_R - \dot{z}_E) - c_R \cdot (z_R - z_E) \end{aligned} \quad (2.154)$$

Die beiden Differentialgleichungen sind über die Aufbaumutterung bzw. die Aufbaudämpfung miteinander gekoppelt. Zur näherungsweisen Bestimmung der beiden Eigenkreisfrequenzen ω_e und Dämpfungen D soll die Kopplung der beiden Differentialgleichungen vernachlässigt werden, sodass nur die homogenen Teile der Differentialgleichungen betrachtet werden [18]. Für die Aufbaumasse m_A ergibt sich damit:

$$m_A \cdot \ddot{z}_A + k_A \cdot \dot{z}_A + c_A \cdot z_A = 0 \quad (2.155)$$

woraus für Eigenkreisfrequenz ω_{eA} und Dämpfung D_A folgen:

$$\omega_{eA} = \sqrt{\frac{c_A}{m_A}} \quad (2.156)$$

$$D_A = \frac{k_A}{2m_A \omega_{eA}} \quad (2.157)$$

Ebenso ergibt sich bei der Radmasse m_R aus

$$m_R \cdot \ddot{z}_R + (k_R + k_A) \cdot \dot{z}_R + (c_R + c_A) \cdot z_R = 0 \quad (2.158)$$

Eigenkreisfrequenz ω_{eR} und Dämpfung D zu:

$$\omega_{eR} = \sqrt{\frac{c_R + c_A}{m_R}} \quad (2.159)$$

$$D_R = \frac{k_A + k_R}{2m_R \omega_{eR}} = \frac{k_A + k_R}{2\sqrt{m_R (c_R + c_A)}} \quad (2.160)$$

Des Weiteren lässt sich durch eine Formulierung des Kräftegleichgewichts am Radaufstandspunkt und mit Hilfe der Gl. (2.150) und (2.153) ein Ausdruck für die auf die Fahrbahn wirkenden Reifenkräfte ermitteln, d. h. eine Gleichung für die dynamische Radlast $F_{R,dyn}$:

$$\begin{aligned} F_{R,dyn} &= -k_R \cdot (\dot{z}_R - \dot{z}_E) - c_R \cdot (z_R - z_E) \\ &= m_A \cdot \ddot{z}_A + m_R \cdot \ddot{z}_R \end{aligned} \quad (2.161)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung lässt sich durch Messen der jeweiligen Beschleunigung von Aufbau- und Radmasse und in Kenntnis der Massen ein Verfahren zur indirekten Messung der dynamischen Radlast herleiten [18]. Die Vergrößerungsfunktion wurde beim Einmassen-Ersatzsystem ermittelt, indem das System mit einem Gleitsinus als Anregungssignal z_E beaufschlagt wurde und die Scheitelwerte der Aufbauamplitude z_A berechnet wurden. Es ist auch möglich, das System mit einer synthetisch erzeugten Fahrbahn anzuregen und daraus auf die Vergrößerungsfunktion zu schließen [18].

2.4.5.3 Erweiterung um Sitzfederung

Eine Erweiterung des bisher betrachteten Zweimassen-Ersatzsystems um die Sitzfederung führt zu einem Dreimassen-Ersatzsystem (**Bild 2-83**).

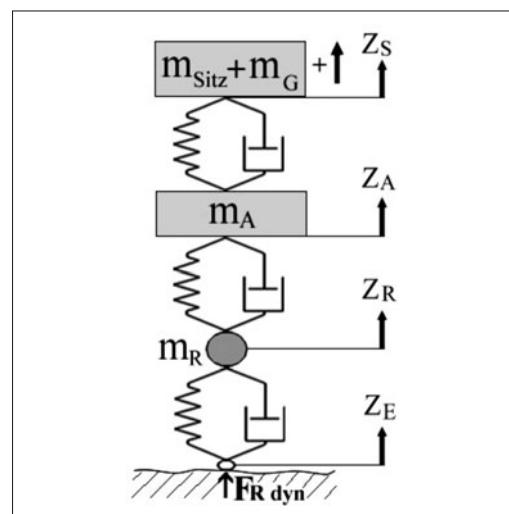


Bild 2-83: Struktur eines Dreimassen-Federungsmodells [18]

Dabei stellt die hinzugefügte Masse die Masse des gefederten Teiles des Sitzes und des darauf sitzenden Menschen dar. Wegen der im Verhältnis zur Aufbaumasse geringen hinzugefügten Masse kann die Rückwirkung auf den Aufbau im Allgemeinen vernachlässigt werden. Man kann daher von einem Zweimassen-System mit aufgesetztem einfachem Schwinger ausgehen. [18]

2.4.5.4 Einspur-Federungsmodell

Bei den Einspur-Federungsmodellen wird der Aufbau nicht mehr als Punktmasse, sondern als ein mit Masse behafteter Balken angesehen. Im einfachsten Fall handelt es sich um das Modell eines zweiachsigen Fahrzeuges mit starrem Aufbau, d. h. um einen biegesteifen Balken, Bild 2-84 [18].

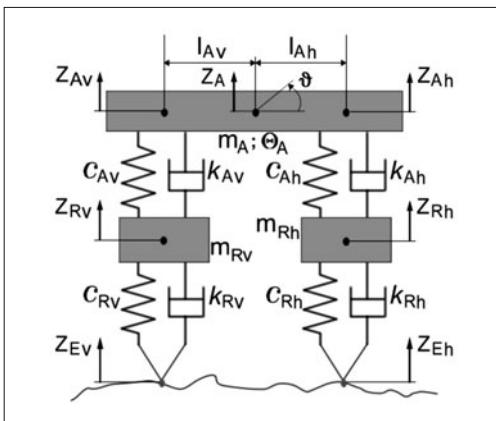


Bild 2-84: Einspur-Federungsmodell [18]

Zunächst müssen wieder die Differentialgleichungen formuliert werden. Das Einspur-Federungsmodell für ein zweiachsiges Fahrzeug nach Bild 2-84 hat vier Freiheitsgrade:

- ♦ Heben und Nicken des Aufbaus,
- ♦ Heben der Vorder- und Hinterachse.

Für den Schwerpunkt des Aufbaus gilt:

$$m_A \ddot{z}_A = -k_{Av} \cdot (\dot{z}_{Av} - \dot{z}_{Rv}) - c_{Av} \cdot (z_{Av} - z_{Rv}) - k_{Ah} \cdot (\dot{z}_{Ah} - \dot{z}_{Rh}) - c_{Ah} \cdot (z_{Ah} - z_{Rh}) \quad (2.162)$$

$$\Theta_A \ddot{\vartheta}_A = l_v \cdot k_{Av} \cdot (\dot{z}_{Av} - \dot{z}_{Rv}) + l_v \cdot c_{Av} \cdot (z_{Av} - z_{Rv}) - l_h \cdot k_{Ah} \cdot (\dot{z}_{Ah} - \dot{z}_{Rh}) - l_h \cdot c_{Ah} \cdot (z_{Ah} - z_{Rh}) \quad (2.163)$$

Vorder- und Hinterachse gehorchen den Gleichungen:

$$m_{Rv} \ddot{z}_{Rv} = k_{Av} \cdot (\dot{z}_{Av} - \dot{z}_{Rv}) + c_{Av} \cdot (z_{Av} - z_{Rv}) - k_{Rv} \cdot (\dot{z}_{Rv} - \dot{z}_{Ev}) - c_{Rv} \cdot (z_{Rv} - z_{Ev}) \quad (2.164)$$

$$m_{Rh} \ddot{z}_{Rh} = k_{Ah} \cdot (\dot{z}_{Ah} - \dot{z}_{Rh}) + c_{Ah} \cdot (z_{Ah} - z_{Rh}) - k_{Rh} \cdot (\dot{z}_{Rh} - \dot{z}_{Eh}) - c_{Rh} \cdot (z_{Rh} - z_{Eh}) \quad (2.165)$$

Dabei bestehen zwischen den Aufbaubewegungen über den Achsen z_{Av} und z_{Ah} , der Bewegung des Aufbauschwerpunktes z_A und dem Nickwinkel δ folgende Zusammenhänge:

$$z_{Av} = z_A - l_v \cdot \vartheta \quad (2.166)$$

$$z_{Ah} = z_A + l_h \cdot \vartheta \quad (2.167)$$

Wie bei dem Einrad-Federungsmodell lassen sich auch für das Einspur-Federungsmodell aus den Differentiagleichungen die Eigenkreisfrequenzen und Dämpfungsmaße angeben, falls die Kopplung der Differentiagleichungen vernachlässigt wird. Man geht also von der Vorstellung aus, dass alle Freiheitsgrade – bis auf den betreffenden – blockiert sind [18].

Die achsanteiligen Aufbaumassen ergeben sich aus der Schwerpunktlage:

$$m_{Av} = m_A \frac{l_{Ah}}{l_{Av} + l_{Ah}} \quad (2.168)$$

$$m_{Ah} = m_A \frac{l_{Av}}{l_{Av} + l_{Ah}} \quad (2.169)$$

Im Hinblick auf den Federungskomfort sollte die Nickeigenfrequenz niedrig sein. Bei vorgegebenen Federsteifen für die Hubfederung ist eine gezielte Beeinflussung allerdings schwierig, da die übrigen Einflussparameter in der Regel nach anderen Gesichtspunkten festgelegt werden (Schwerpunktlage, Radstand) oder sich mehr oder weniger aus dem Fahrzeugkonzept ergeben (Trägheitsmoment) [18].

Tabelle 2-6: Übersicht über verschiedene Eigenfrequenzen und Dämpfungsmaße [18]

	Eigenkreisfrequenz	Dämpfungsmaß
Hub	$\sqrt{\frac{c_{Av} + c_{Ah}}{m_A}}$	$\frac{k_{Av} + k_{Ah}}{2\sqrt{m_A \cdot (c_{Av} + c_{Ah})}}$
Aufbau vorn	$\sqrt{\frac{c_{Av}}{m_{Av}}}$	$\frac{k_{Av}}{2\sqrt{m_{Av} c_{Av}}}$
Aufbau hinten	$\sqrt{\frac{c_{Ah}}{m_{Ah}}}$	$\frac{k_{Ah}}{2\sqrt{m_{Ah} c_{Ah}}}$
Nicken	$\sqrt{\frac{l_{Av}^2 c_{Av} + l_{Ah}^2 c_{Ah}}{\Theta_A}}$	$\frac{l_{Av}^2 k_{Av} + l_{Ah}^2 k_{Ah}}{2\sqrt{\Theta_A \cdot (l_{Av}^2 c_{Av} + l_{Ah}^2 c_{Ah})}}$
Vorderachse	$\sqrt{\frac{c_{Av} + c_{Rv}}{m_{Rv}}}$	$\frac{k_{Av} + k_{Rv}}{2\sqrt{m_{Rv} \cdot (c_{Av} + c_{Rv})}}$
Hinterachse	$\sqrt{\frac{c_{Ah} + c_{Rh}}{m_{Rh}}}$	$\frac{k_{Ah} + k_{Rh}}{2\sqrt{m_{Rh} \cdot (c_{Ah} + c_{Rh})}}$

2.4.5.5 Zweispur-Federungsmodell

Ein weiter detailliertes Schwingungsmodell ist das Zweispurmodell. Dieses beinhaltet zunächst die Aufbaumasse sowie vier Radmassen. Der Aufbau mit der Masse m_A und den Trägheitsmomenten J_y (Querachse) und J_x (Längsachse) stützt sich dabei jeweils über ein Feder- und Dämpferelement an den 4 Rädern ab. Die Räder stützen sich wiederum über die Reifenfeder und die Reifendämpfer auf die Fahrbahn ab [18].

Damit weist dieses Ersatzmodell mehr Freiheitsgrade auf als die bisher gezeigten Modelle. Für die Untersuchung der Vertikaldynamik bewegen sich die vier Räder hauptsächlich in vertikaler Richtung. Neben einer ebenfalls vertikal gerichteten translatorischen Bewegung kann der Fahrzeugaufbau rotatorische Schwingungen um die Längsachse (Wanken, manchmal auch als Rollen bezeichnet) oder um die Querachse (Nicken) ausführen. Weitere Freiheitsgrade bzw. Detaillierungsgrade sind durchaus denkbar. So kann beispielsweise die Aufbaumasse weiter aufgeteilt werden, wobei die entstehenden Teilmassen (Antrieb, Fahrer und Sitz, Fahrerhaus beim Lkw) wiederum mit Feder- und ggf. Dämpferelementen anzubinden sind.

Bild 2-85 zeigt das Zweispur-Federungsmodell einer Starrachse, welche die ersten Betrachtungen etwas erleichtert.

Wie zu erkennen ist, kann sich bei einer solchen Anordnung der Fahrzeugaufbau relativ zur Radaufhängung drehen. Dieses geschieht um einen Momentanpol der Bewegung, der durch konstruktive bzw. kinematische Methoden bestimmt werden kann. Dieser Momentanpol wird auch als Wankpol bezeichnet, die Bewegung selbst wird als „wanken“ bezeichnet.

In **Bild 2-86** werden die Kräfte eingezeichnet, die bei Kurvenfahrt unter Querbeschleunigung entstehen.

Zu erkennen ist hier das Wankmoment des Aufbaus, welches über die beiden Aufbaufedern abgestützt wird. Das Wankmoment entsteht durch die am Aufbauschwerpunkt angreifende Fliehkraft der Aufbaumasse, als Hebelarm gilt der Abstand des Aufbauschwerpunktes zur Wankachse (Δh).

Die Wankachse ist die Verbindungsline von vorderem und hinterem Wankpol und kann daher eine Neigung in Längsrichtung aufweisen. Diese Neigung wird hier jedoch zunächst vernachlässigt.

Demnach gilt für das Wankmoment:

$$M_\varphi = F_{\text{Flieh},A} \cdot \Delta h \cdot \cos(\varphi) + m_A \cdot g \cdot h \cdot \sin(\varphi) \quad (2.170)$$

Die Auslenkung des Schwerpunkts bei einem Winkelwinkel wird ebenfalls vernachlässigt, da die Auslenkung vor allem bei Pkw sehr gering ist ($\cos(\varphi) \approx 1$). Daher wird vereinfachend von folgendem Wankmoment ausgegangen [18]:

$$M_\varphi = F_{\text{Flieh},A} \cdot \Delta h \quad (2.171)$$

Dieses Wankmoment ist über die Aufbaufederung (vorn und hinten) abzustützen. Es wird folgendes Momentengleichgewicht aufgestellt.

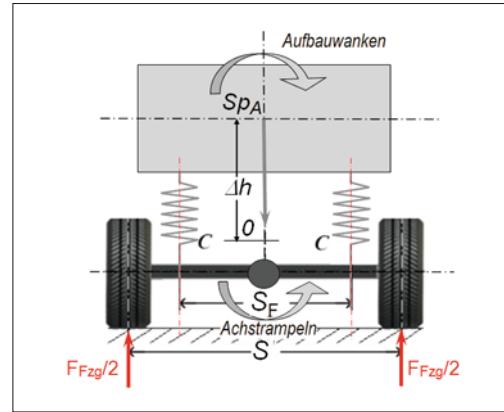


Bild 2-85: Zweispur-Federungsmodell [18].

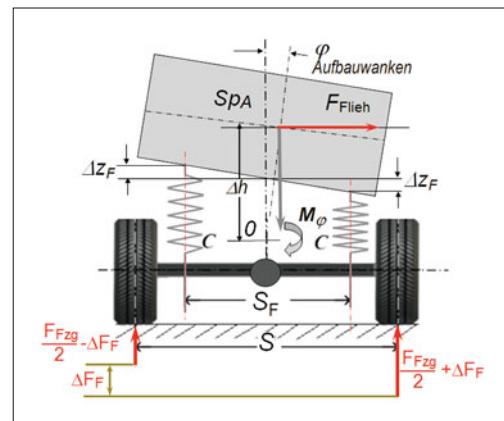


Bild 2-86: Kräfteplan des Zweispurmodells unter Querbeschleunigung ohne Stabilisator

$$F_{\text{Flieh},A} \cdot \Delta h = 2 \cdot \frac{S_{FV}}{2} \cdot c_{Av} \cdot f_{FV} + 2 \cdot \frac{S_{Fh}}{2} \cdot c_{Ah} \cdot f_{Fh} \quad (2.172)$$

Die jeweilige Federspurweite (lateraler Abstand zwischen den Federanlenkpunkten) wird als s_F bezeichnet, die jeweiligen Federwege als f_F .

Zwischen den Federwegen und dem Winkelwinkel φ besteht folgender, geometrischer Zusammenhang

$$f_F = \varphi \cdot \frac{s_F}{2} \quad (2.173)$$

Eingesetzt in Gl. (2.172) erhält man eine Beziehung für den Winkelwinkel φ

$$\varphi = \frac{2 \cdot \Delta h}{c_{Av} \cdot s_{FV}^2 + c_{Ah} \cdot s_{Fh}^2} \cdot F_{\text{Flieh},A} \quad (2.174)$$

Der Winkelwinkel hängt damit von den Aufbaufedersteifigkeiten und insbesondere quadratisch von den Federspurweiten ab. Da der Winkelwinkel bei Kurven-

fahrt möglichst klein zu halten ist, sollten die Feder-spurweiten möglichst groß sein.

Die hier dargestellten Aufbaufedern wirken der Wankneigung des Aufbaus entgegen. Die Aufbaufedern können dabei von einem Stabilisator unterstützt werden. Dabei handelt es sich um ein zusätzliches Bauteil in der Radaufhängung, welches in der Draufsicht im Allgemeinen eine U-Form hat (**Bild 2-87**).

Die Enden des Stabilisators sind ggf. über Verbindungselemente mit dem linken und rechten Teil der Radaufhängung verbunden, **Bild 2-88**.

Bei einer gleichsinnigen Einfederbewegung bewegt sich der Stabilisator passiv und ohne Wirkung mit. Kommt es zu gegensinnigen Federbewegungen an den rechten und linken Seite, so wird der Stabilisator verdrillt. Da er als Torsionsfeder wirkt, liefert er dadurch ein Rückstellmoment, welches proportional zum Verdrehwinkel ist. Dieses Rückstellmoment wirkt der Wankbewegung entgegen und reduziert damit den Wankwinkel (**Bild 2-89**).

Die Stabilisatorsteifigkeit kann auf die Spurweite des Fahrzeugs bezogen werden oder aber mit einer sogenannten Stabilisatorspurweite verknüpft werden.

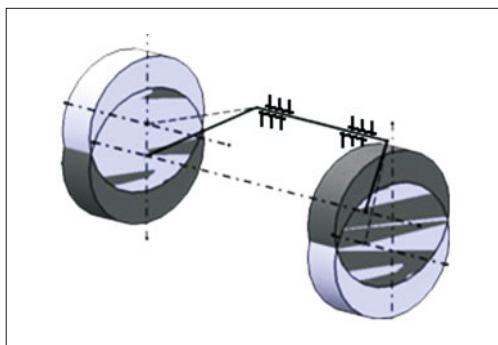


Bild 2-87: Prinzip eines Stabilisators [18]

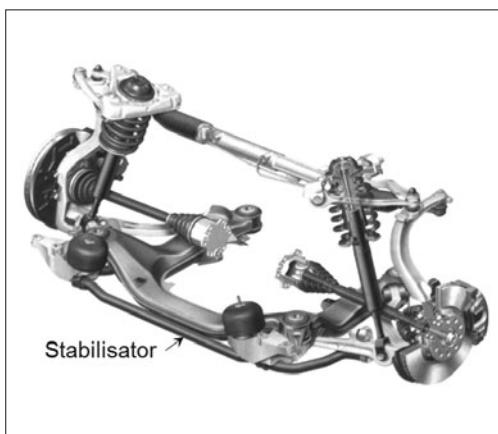


Bild 2-88: Stabilisatorausführung (Audi A4, Baujahr 2000)

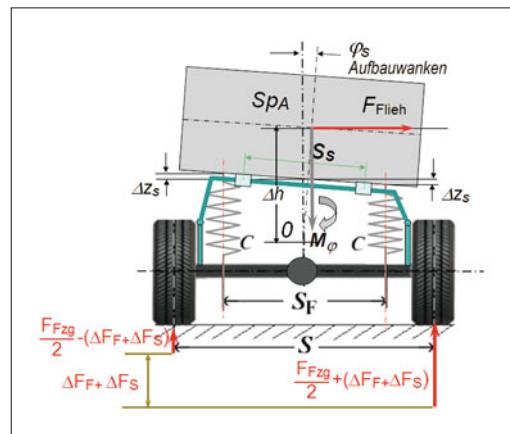


Bild 2-89: Kräfteplan des Zweispurmodells unter Querbeschleunigung mit Stabilisator

Die Stabilisatorkraft geht wie die Aufbaufederkraft in das Momentengleichgewicht in Gl. (2.175) ein, von daher kann man direkt folgende Auswirkung auf den Wankwinkel herleiten:

$$\varphi = \frac{2 \cdot \Delta h \cdot F_{\text{Flieh,A}}}{c_{Av} \cdot s_{Fv}^2 + c_{Ah} \cdot s_{Fh}^2 + c_{Stab,v} \cdot s_{Stab,v}^2 + c_{Stab,h} \cdot s_{Stab,h}^2} \quad (2.175)$$

Der Einsatz eines Stabilisators hat neben der Reduzierung des Wankwinkels einen weiteren, entscheidenden Einfluss auf die Fahrodynamik. Mit einer gezielten Aufteilung der Wankabstützung zwischen Vorder- und Hinterachse kann das sogenannte Eigenlenkerhalten beeinflusst werden (s. Abschnitt 2.5.3.12, Variante 4).

Bisher wurde davon ausgegangen, dass der Fahrzeugaufbau verwindungssteif ist. Dies gilt vor allem für moderne Pkw. Im Nutzfahrzeugbereich können unter Umständen andere Anforderungen gelten, sodass sogar ein verwindungsweicher Fahrzeugrahmen erforderlich wird (Baustellenfahrzeug).

Bei solchen torsionsweichen Fahrgestellen bzw. Aufbauten werden daher zwei Teilsysteme betrachtet, die jeweils einen eigenen Wankwinkel aufweisen. Die Teilsysteme sind über eine virtuelle Torsionsfeder (c_{tor}) miteinander verbunden (**Bild 2-90**). Bei diesem Modell wird erforderlich, zwei einzelne Gleichungen für den Wankwinkel aufzustellen.

$$m_{Av} \cdot a_y \cdot \Delta h_v = \varphi_v \cdot \frac{s_{Fv}^2}{2} \cdot c_{Av} + (\varphi_v - \varphi_h) \cdot c_{\text{tor}} \quad (2.176)$$

$$m_{Ah} \cdot a_y \cdot \Delta h_h = \varphi_v \cdot \frac{s_{Fh}^2}{2} \cdot c_{Ah} + (\varphi_h - \varphi_v) \cdot c_{\text{tor}} \quad (2.177)$$

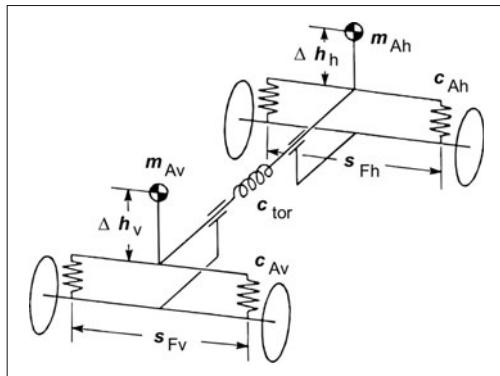
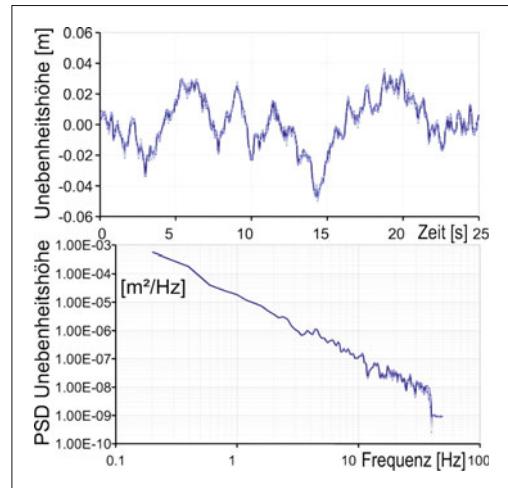


Bild 2-90: Zweispurmodell bei torsionsweichem Rahmen



2.4.6 Parametervariation

Die bisher hergeleiteten Zusammenhänge aus den Federnungsmodellen sollen in einer Parametervariation vertieft werden. Dazu wird ein Zweimassen-Modell herangezogen und schrittweise variiert. Es werden jeweils die Aufbaubeschleunigung sowie die dynamischen Radlaständerungen analysiert [18].

Die Aufbaubeschleunigung gilt als Maß für den Insassenskomfort bzw. für die Ladegutbeanspruchung und ist auch ohne den Detailierungsgrad einer zusätzlichen, schwingenden Sitzmasse ein wichtiges Kriterium.

Die Bodenhaftung und damit die Fahrsicherheit wird durch die dynamischen Radlaständerungen charakterisiert. Hohe dynamische Radlastschwankungen verursachen hohe Schwankungen in der Übertragbarkeit von Horizontalkräften des Reifens, im Extremfall hat ein Reifen keinen Bodenkontakt mehr und kann daher überhaupt keine Kräfte übertragen.

Die Modellgleichungen des Zweimassen-Ersatzsystems aus Abschnitt 2.4.5.2 werden für die Parametervariation in einem Simulationsprogramm umgesetzt. Als Anregungsprofil wird ein synthetisch erzeugtes Fahrbahnsignal verwendet, was als Eingangssignal in das Schwingungssystem eingeleitet wird.

In der Analyse wird jeweils die spektrale Leistungsdichte von Aufbaubeschleunigung sowie dynamischer Radlast ermittelt und dargestellt (**Bild 2-91**).

Die Nullversion der Parametervariation weist folgende Daten auf:

Radmasse	$m_R = 40 \text{ kg}$
Anteilige Aufbaumasse	$m_A = 400 \text{ kg}$
Reifensteifigkeit	$c_R = 150.000 \text{ N/m}$
Aufbaufedersteifigkeit	$c_A = 21.000 \text{ N/m}$
Reifendämpfung	$k_R = 100 \text{ Ns/m}$
Aufbaudämpfung	$k_A = 1500 \text{ Ns/m}$

Für die Ausgangsversion ergeben sich folgende Ergebnisse. Zur besseren Übersichtlichkeit sind die je-

Bild 2-91: Synthetisches Fahrbahnsignal mit dem Unebenheitsgrad $AUN = 3,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ sowie der Welligkeit $w = 2,14$ [18]

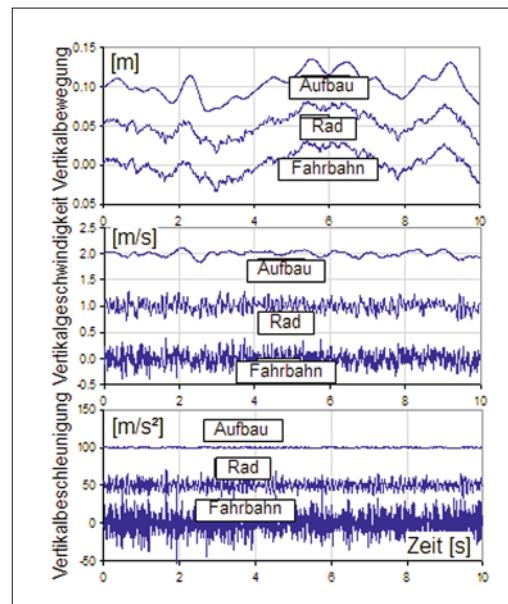


Bild 2-92: Wege, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen von Straße, Rad und Aufbau der Ausgangsversion

weiligen Linien für Aufbau, Straße und Rad vertikal verschoben (**Bild 2-92**).

Sehr deutlich zu erkennen ist die im Vergleich zur Schwingungsbandbreite der Straße sehr kleine Amplitude der Aufbauvertikalbeschleunigung. Hier hat vor allem der Aufbaudämpfer seine Funktion der Bedämpfung von Schwingungen erfüllt.

Variation der Radmasse m_R (Variante 1)

In Variante 1 wird der singuläre Einfluss verschiedener Radmassen ermittelt. Die Aufbaueigenfrequenz wird durch diese Maßnahme genauso wenig tangiert wie die Amplitude der Aufbauresonanzverhöhung.

Vor allem in der Betrachtung der Bodenhaftung fällt auf, dass mit steigender Radmasse die Resonanzverhöhung im Bereich der Radeigenfrequenz deutlich zunimmt. Dies liegt daran, dass eine größere Masse von gleich gebliebenen Dämpfern beruhigt werden muss [2]. Daher ist eine kleine Radmasse im Sinne einer hohen Fahrsicherheit unbedingt anzustreben. Generell sind die ungefederten Massen eines Fahrzeugs gering zu halten (**Bild 2-93**).

Variation der Reifensteifigkeit c_R (Variante 2)

Wie die Ergebnisse der unterschiedlichen Reifensteifigkeiten in **Bild 2-94** zeigen, hat diese Variation ebenfalls keine Auswirkung auf die Aufbaueigenfrequenz und die Aufbauresonanzverhöhung.

Im Bereich der Radeigenfrequenz zeigen sich jedoch Auswirkungen. Eine niedrige Reifenfedersteifigkeit führt zu einer positiven Veränderung des Schwingverhaltens. Vor allem die Bodenhaftung wird durch weichere Reifen im Bereich der Radeigenfrequenz erheblich erhöht. Allerdings zwingen andere Umstände dazu, die Reifen nicht allzu weich auszulegen. Dazu zählen der Rollwiderstand, die hohe Walkarbeit, eine gewünschte hohe Seitensteifigkeit sowie der hohe Verschleiß [18].

Variation der Aufbaufedersteifigkeit c_A (Variante 3)

Eine Veränderung der Aufbaufedersteifigkeit hat große Auswirkungen auf die Aufbaueigenfrequenz und vor allem auf die Resonanzamplitude.

In **Bild 2-95** wird die Aufbaufedersteifigkeit variiert. Bei weicherer Aufbaufeder verringert sich die Aufbaueigenfrequenz und als Folge vergrößert sich die relative Dämpfung; Aufbaubeschleunigung und bezogene dynamische Radlast werden kleiner.

Durch die kleinere Resonanzamplitude vergrößert sich die relative Dämpfung im Bereich der Aufbaueigenfrequenz. Die Aufbaubeschleunigung sowie die dynamischen Radlaständerungen werden deutlich kleiner. Auch hier sprechen äußere Umstände gegen eine allzu weiche Auslegung der Aufbaufedern. Zum einen wären dafür große Federwege notwendig, sodass der Bauraumbedarf sehr hoch wäre. Weiterhin begrenzen die Niveauänderung durch Beladung, Nickvorgänge beim Beschleunigen oder Bremsen sowie eine dann sehr hohe Kurvenneigung die Möglichkeiten einer weichen Aufbaufederauslegung.

Variation der Aufbaudämpfung k_A (Variante 4)

Im Bereich der Aufbaueigenfrequenz wird erwartungsgemäß die Resonanzamplitude sowohl in der Aufbaubeschleunigung als auch bei den dynamischen Radlasten durch eine hohe Aufbaudämpfung stark reduziert. Allerdings verursacht eine starke Aufbaudämpfung über einen großen Frequenzbereich außer-

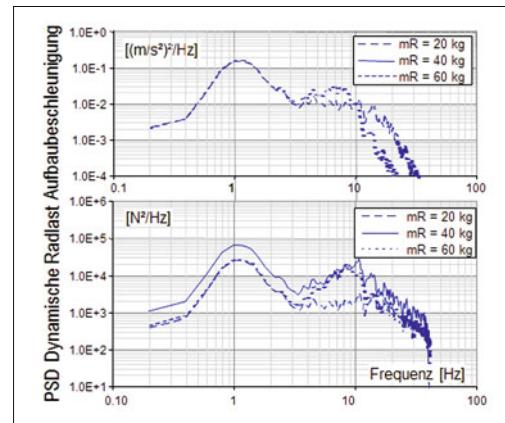


Bild 2-93: Parametervariation mit unterschiedlicher Radmasse (Variante 1) [18]

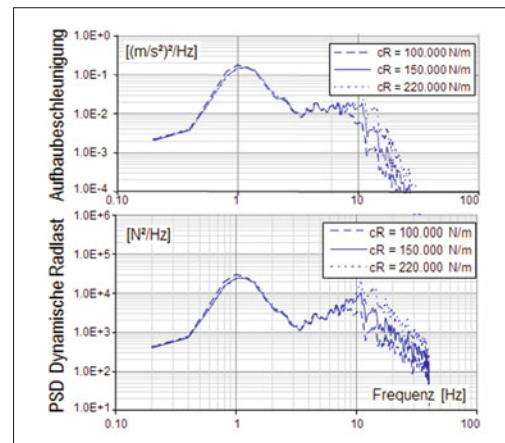


Bild 2-94: Parametervariation mit unterschiedlichen Reifenfedersteifigkeiten (Variante 2) [18]

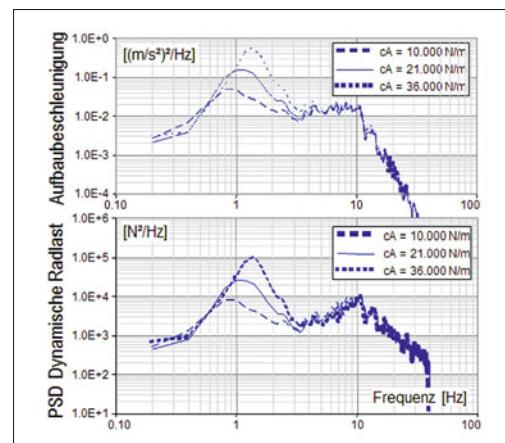


Bild 2-95: Parametervariation mit unterschiedlicher Aufbaufedersteifigkeit (Variante 3) [18]

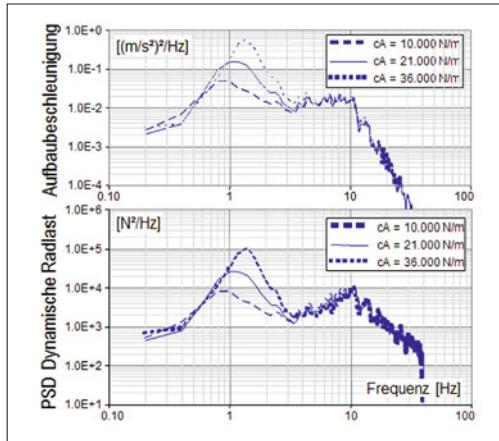


Bild 2-96: Parametervariation mit unterschiedlichen Aufbaudämpfungen (Variante 4) [18]

halb der Eigenfrequenzen eine Anhebung des Niveaus der Aufbaubeschleunigung sowie der dynamischen Radlaständerung. Hier wirkt sich ein weicher Aufbaudämpfer positiv aus (**Bild 2-96**).

Eine starre Aufbaudämpferauslegung kann also nur eine Kompromisslösung sein. Eine Auflösung dieses Zielkonfliktes ist z. B. durch geregelte, aktive Dämpfer mit verschiedenen Kennlinien möglich.

Zusammenfassung der Parametervariation

Tabelle 2-7 fasst die durch die singuläre Parametervariationen ermittelten Ergebnisse zusammen.

Tabelle 2-7: Auswirkung der Änderungen am Federnssystem auf Fahrsicherheit und Fahrkomfort

	Fahrsicherheit		Fahrkomfort	
Erregung	langwellig	kurzwellig	langwellig	kurzwellig
Maßnahme:				
Tragfeder weich	↑	↑		↑
Dämpfer weich	↓		↓	↓
Reifen weicher		↑	↑	
Achse leichter		↑		↑
Empfehlung:				
Tragfeder	weich		weich	
Dämpfung	stark	stark	stark	schwach
Reifen		weich		weich
Achse		leicht		leicht

2.4.7 Verknüpfung Fahrbahn–Fahrzeug

Die Auswirkungen von Fahrbahnunebenheiten auf das komplette Schwingungssystem können nun analysiert werden, indem diese mit dem Schwingungssystem des Fahrzeugs verknüpft werden.

Eingeführt wird dazu die Antwort $q(t)$ des Fahrzeugs auf Erregerschwingungen $h(t)$, welche als Fahr-

bahnunebenheiten in das Schwingungssystem „Fahrzeug“ eingehen. Erneut wird zunächst eine periodische Schwingung betrachtet [2].

$$q(t) = \hat{q}_1 \cdot \sin(\omega t + \delta_1) + \hat{q}_2 \cdot \sin(2\omega t + \delta_2) + \dots + \hat{q}_k \cdot \sin(k\omega t + \delta_k) + \dots \quad (2.178)$$

Ist aus der Schwingungsanalyse des Systems „Fahrzeug“ die Vergrößerungsfunktion bzw. das jeweilige Amplitudenverhältnis (\hat{q} / h) bei einer Kreisfrequenz ω_i bekannt, so besteht folgender Zusammenhang.

$$\begin{aligned} q(t) &= \left(\frac{\hat{q}}{h} \right)_1 \cdot \hat{h}_1 \cdot \sin(\omega t + \varepsilon_1 + \alpha_1) \\ &\quad + \left(\frac{\hat{q}}{h} \right)_2 \cdot \hat{h}_2 \cdot \sin(2\omega t + \varepsilon_2 + \alpha_2) + \dots \\ &\quad + \left(\frac{\hat{q}}{h} \right)_k \cdot \hat{h}_k \cdot \sin(k\omega t + \varepsilon_k + \alpha_k) + \dots \end{aligned} \quad (2.179)$$

$$\begin{aligned} q(t) &= \sum_{k=1}^{\infty} \left(\frac{\hat{q}}{h} \right)_k \cdot \hat{h}_k \cdot \sin(k\omega t + \varepsilon_k + \alpha_k) \\ &= \sum_{k=1}^{\infty} \hat{q}_k \cdot \sin(k\omega t + \varepsilon_k + \alpha_k) \end{aligned} \quad (2.180)$$

α_k ist der Phasenwinkel des Schwingungssystems „Fahrzeug“. Gemäß Gl. (2.131) wird zur komplexen Schreibweise gewechselt:

$$q(t) = \sum_{k=1}^{\infty} \left(\frac{\hat{q}}{h} \right)_k \cdot \hat{h}_k \cdot e^{jk\omega t} = \sum_{k=1}^{\infty} \hat{q}_k \cdot e^{jk\omega t} \quad (2.181)$$

Im Wegbereich ergibt sich analog dazu:

$$q(x) = \sum_{k=1}^{\infty} \hat{q}_k \cdot e^{jk\Omega x} \quad (2.182)$$

Um den Schritt von einer periodischen hin zu einer stochastischen Anregung zu vollziehen, nimmt die Periodendauer T bzw. die Periodenlänge X den Grenzfall der unendlichen Größe an. Die Antwortfunktion des Fahrzeugs auf stochastische Fahrbahnunebenheiten ergibt sich im Zeitbereich also zu:

$$q(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left(\frac{\hat{q}}{h} \right) \cdot \hat{h}(\omega) \cdot e^{j\omega t} d\omega = \int_{-\infty}^{+\infty} \hat{q}(\omega) \cdot e^{j\omega t} d\omega \quad (2.183)$$

Der quadratische Mittelwert führt zur spektralen Leistungsdichte der Fahrzeugantwort (s. Gln. (2.137) und (2.138)).

$$\bar{q}^2 = \int_0^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} \left(\hat{q}(\omega) \right)^2 d\omega \quad (2.184)$$

$$\Phi_q(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} \left(\hat{q}(\omega) \right)^2 \quad (2.185)$$

Aus den Gln. (2.138) und (2.184) ergibt sich durch Erweitern und Umformen:

$$\begin{aligned}\bar{q}^2 &= \int_0^\infty \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} \left(\frac{\hat{q}(\omega)}{\hat{h}(\omega)} \right)^2 \left(\hat{h}(\omega) \right)^2 d\omega \\ &= \int_0^\infty \left(\frac{\hat{q}(\omega)}{\hat{h}(\omega)} \right)^2 \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} \left(\hat{h}(\omega) \right)^2 d\omega\end{aligned}\quad (2.186)$$

Verwendet wird nun die Vergrößerungsfunktion V . Damit lässt sich Gl. (2.186) umformen [15]:

$$\begin{aligned}\bar{q}^2 &= \int_0^\infty \left(\frac{\hat{q}(\omega)}{\hat{h}(\omega)} \right)^2 \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} \left(\hat{h}(\omega) \right)^2 d\omega \\ &= \int_0^\infty V^2(\omega) \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} \left(\hat{h}(\omega) \right)^2 d\omega\end{aligned}\quad (2.187)$$

Für die spektralen Dichten ergibt sich:

$$\Phi_q(\omega) = \left(\frac{\hat{q}(\omega)}{\hat{h}(\omega)} \right)^2 \cdot \Phi_h(\omega) = V^2(\omega) \cdot \Phi_h(\omega)\quad (2.188)$$

$V^2(\omega)$ ist hier das Quadrat der reellen Vergrößerungsfunktion zwischen Erregerschwingung h sowie der Antwort des schwingungsfähigen Systems q [15].

2.4.7.1 Spektrale Dichte der Aufbaubeschleunigung

Die bisher hergeleiteten Zusammenhänge können nun angewendet werden, um die spektrale Dichte der Aufbaubeschleunigung zu ermitteln.

In den entsprechenden Kapiteln ist die spektrale Leistungsdichte der Fahrbahnunebenheiten hergeleitet. Diese kann auch als das Leistungsdichtespektrum der Erregungsamplitude (Unebenheitshöhe) betrachtet werden. Fahrbahnunebenheiten gehen allerdings als Erregerschwingung in das schwingungsfähige System „Fahrzeug“ ein. Daher muss die spektrale Dichte der Erregerbeschleunigung berechnet werden. Für einen allgemeinen Schwingungsansatz in der Form

$$z(t) = A \cdot \cos(\omega t) + B \cdot \sin(\omega t)\quad (2.189)$$

kann die Doppeldifferentiation durchgeführt werden:

$$\begin{aligned}\dot{z}(t) &= -A \cdot \omega \cdot \sin(\omega t) + B \cdot \omega \cdot \cos(\omega t) \\ \ddot{z}(t) &= -A \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t) - B \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \\ &= -\omega^2 (A \cdot \cos(\omega t) + B \cdot \sin(\omega t))\end{aligned}\quad (2.190)$$

Daraus folgt:

$$\ddot{z}(t) = -\omega^2 \cdot z(t)\quad (2.191)$$

Der Zusammenhang zwischen quadratischem Mittelwert sowie der spektralen Unebenheitsdichte ist in den Gln. (2.138) und (2.139) gegeben.

$$\bar{h}^2 = \int_0^\infty \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} \left(h(\omega) \right)^2 d\omega = \int_0^\infty \Phi_h(\omega) d\omega\quad (2.192)$$

Ein analoger Zusammenhang wird für das Leistungsdichtespektrum der Erregerbeschleunigung postuliert.

$$\bar{h}^2 = \int_0^\infty \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} \left(\ddot{h}(\omega) \right)^2 d\omega = \int_0^\infty \Phi_{\ddot{h}}(\omega) d\omega\quad (2.193)$$

Wird nun in Gl. (2.193) der Zusammenhang aus Gl. (2.191) eingesetzt, so ergibt sich:

$$\begin{aligned}\bar{h}^2 &= \int_0^\infty \Phi_{\ddot{h}}(\omega) d\omega = \int_0^\infty \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} \left(\ddot{h}(\omega) \right)^2 d\omega \\ &= \int_0^\infty \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} \left(-\omega^2 \cdot \hat{h}(\omega) \right)^2 d\omega \\ &= \int_0^\infty \omega^4 \cdot \underbrace{\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} \left(\hat{h}(\omega) \right)^2}_{\Phi_h(\omega)} d\omega\end{aligned}\quad (2.194)$$

Daraus ist der Zusammenhang zwischen dem PSD der Erregungsamplitude und der Erregerbeschleunigung direkt ersichtlich [18].

$$\Phi_{\ddot{h}}(\omega) = \omega^4 \cdot \Phi_h(\omega)\quad (2.195)$$

Aus der Gl. (2.188) ist klar, dass die Vergrößerungsfunktion V des Schwingungssystems „Fahrzeug“ quadratisch in die Beziehung zwischen der spektralen Dichte der Erregeramplitude und der Antwort des Fahrzeugs eingeht. Wie gezeigt wird, bleibt dieser Zusammenhang auch für die Betrachtung der spektralen Beschleunigungsdichten bestehen [18].

Mit Gl. (2.195) gilt:

$$V^2 = \left(\frac{\ddot{q}}{\ddot{h}} \right)^2 = \frac{\Phi_q(\omega)}{\Phi_{\ddot{h}}(\omega)} = \frac{\omega^{-4} \cdot \Phi_q(\omega)}{\omega^{-4} \cdot \Phi_h(\omega)} = \frac{\Phi_q(\omega)}{\Phi_h(\omega)}\quad (2.196)$$

Bild 2-97 zeigt, wie schrittweise die spektrale Leistungsdichte der Aufbaubeschleunigung qualitativ hergeleitet wird. Die grafische Ermittlung der spektralen Dichte erfolgt in mehreren Schritten und findet in doppelt-logarithmischen Diagrammen statt, wodurch einige Betrachtungen vereinfacht werden.

Zunächst wird das PSD der Erregeramplitude in ein PSD der Erregerbeschleunigung überführt. Dabei entsteht ein Wechsel der Steigung von negativ nach positiv. Es wird das PSD der Erregeramplitude im Wegbereich betrachtet. Die Betrachtung im Zeitbereich ist dazu gemäß Gl. (2.143) analog. Verwendet wird die angenähere Formel aus Gl. (2.144), da die angenäherte Betrachtung für qualitative Herleitungen völlig ausreichend ist.

$$\begin{aligned}\log[\Phi_h(\Omega)] &= \log \left[\Phi_h(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} \right] \\ &= \underbrace{\log[\Phi_h(\Omega_0)]}_{=c_1} + \log \left[\frac{\Omega}{\Omega_0} \right]^{-w} \\ &= c_1 - w \cdot \log \left[\frac{\Omega}{\Omega_0} \right]\end{aligned}\quad (2.197a)$$

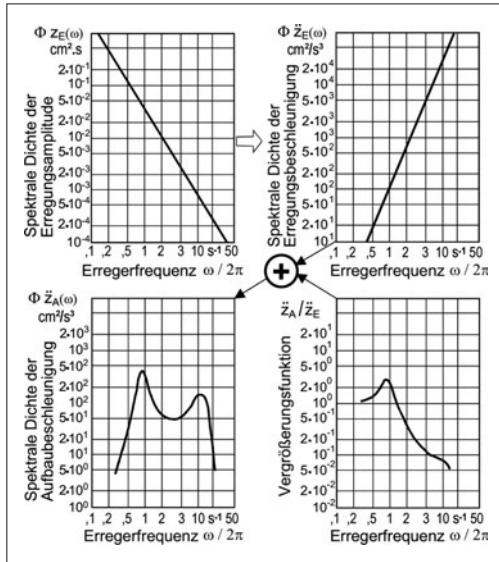


Bild 2-97: Ermittlung der spektralen Dichte der Aufbaubeschleunigung

$$\begin{aligned}
 &= c_1 - w \cdot \left(\underbrace{\log \Omega - \log \Omega_0}_{=: c_2} \right) \\
 &= \underbrace{c_1 + w \cdot c_2}_{=: c_3} - w \cdot \log \Omega \\
 &= c_3 - w \cdot \log \Omega
 \end{aligned} \tag{2.197b}$$

$$\Rightarrow \log[\Phi_h(\omega)] = \underbrace{-w \cdot \log \omega}_{<0} + c_4 \tag{2.198}$$

Wie bereits beschrieben, gilt für Normstraßen die Welligkeit $w = 2$, was der (negativen) Steigung der Annäherungsfunktion im **Bild 2-97** (a, oben links) entspricht.

Im **Bild 2-97** (b, oben rechts) ist das PSD der Erregerbeschleunigung dargestellt. Mit den Gln. (2.193) und (2.198) gilt folgender Zusammenhang:

$$\begin{aligned}
 \log[\Phi_h(\omega)] &= \log[\omega^4 \cdot \Phi_h(\omega)] \\
 &= \log[\omega^4] + \log[\Phi_h(\omega)] \\
 &= 4 \cdot \log \omega + c_4 - w \cdot \log \omega \\
 &= \underbrace{(4-w)}_{>0} \cdot \log \omega + c_4
 \end{aligned} \tag{2.199}$$

Da w größer Null ist (Normstraße $w = 2$), ist es hier zu einem Wechsel der Steigung von „-2“ zu „+2“ gekommen. Im **Bild 2-97** (c, unten rechts) ist eine typische Vergrößerungsfunktion eines Kraftfahrzeugs aufgetragen. Ein solcher Verlauf ergibt sich z. B. aus der Schwingungsanalyse eines gedämpften Zweimass-

sen-Ersatzsystems. Wie zu erkennen ist, liegt bei ca. 1 Hz die Aufbaueigenfrequenz mit einer Amplitudenüberhöhung. Nur leicht sichtbar wird in der Vergrößerungsfunktion die Radeigenfrequenz bei ca. 10 bis 12 Hz. Diese weist hier nur eine geringe Amplitude auf. Gemäß Gl. (2.196) werden nun die Diagramme c) und b) im **Bild 2-97** zum Diagramm im **Bild 2-97** (d, unten links) verknüpft.

$$\Phi_q(\omega) = \underbrace{[V^2]}_{\text{c)}} \cdot \underbrace{[\Phi_h(\omega)]}_{\text{b)}} \tag{2.200}$$

Diese Multiplikation wird im logarithmischen Bereich zur Addition:

$$\log[\Phi_q(\omega)] = \log \underbrace{[V^2]}_{\text{c)}} + \log \underbrace{[\Phi_h(\omega)]}_{\text{b)}} \tag{2.201}$$

Damit lassen sich die Diagramme b) und c) sehr einfach miteinander verknüpfen: Es entsteht das Diagramm für die spektrale Dichte der Aufbaubeschleunigung d). Es ist deutlich zu erkennen, dass durch die Addition der beiden Diagramme die Amplituden bei wachsender Frequenz vergrößert werden. Gerade die spektrale Dichte bei Radeigenfrequenz bekommt eine viel höhere Bedeutung, als dies in der Vergrößerungsfunktion V (c) zu erkennen ist.

Weiterhin lässt sich an der Abbildung der spektralen Leistungsdichte der Aufbaubeschleunigung der Einfluss verschiedener Fahrbahnen anhand der Kennwerte Unebenheitsgrad und Welligkeit untersuchen.

Beispielsweise würde eine Fahrbahn mit einem sehr hohen Anteil an kurzweligen Anregungen (geringe Welligkeit w , also geringe negative Steigung in a) aufgrund der Herleitung in den Gln. (2.198) und (2.197) zu einer hohen spektralen Dichte der Erregerbeschleunigung bei hohen Frequenzen (größere Steigung in b) führen. Damit käme es bei der Betrachtung der spektralen Leistungsdichte der Aufbaubeschleunigung zu einer überproportional großen Resonanzverstärkung im Bereich der Radeigenfrequenz, während andererseits der Bereich der Aufbaueigenfrequenz eine geringere Amplitude aufzuzeigen würde [18].

2.4.7.2 Spektrale Dichte der Radlastschwankungen

Analog zu dieser Betrachtung kann die spektrale Dichte der dynamischen Radlastschwankungen bezogen auf die Erregeramplituden hergeleitet werden (**Bild 2-98**). Diese Vergrößerungsfunktion wird auf die statische Radlast normiert und folgt direkt aus der spektralen Dichte der Erregeramplitude [18].

$$V^2 = \left(\frac{F_{R,dyn}}{F_{R,stat} \cdot h} \right)^2 = \frac{\Phi_{F_{R,dyn}/F_{R,stat}}(\omega)}{\Phi_h(\omega)} \tag{2.202}$$

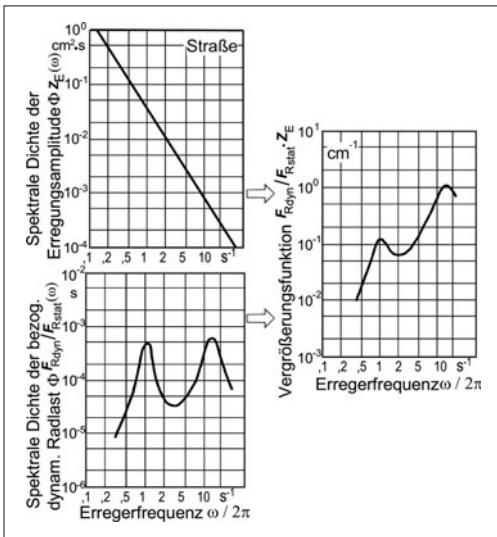


Bild 2-98: Spektrale Dichte der bezogenen dynamischen Radlastschwankungen [18]

2.4.8 Menschliche Schwingungsbewertung

Die quantitative Bewertung des Schwingungskomforts setzt einen Maßstab für die Schwingungseinwirkung voraus (und eine Bezugsfahrbahn). Hierfür wurden nach Reihenuntersuchungen die Richtlinie VDI 2057 und erarbeitet. In dieser Richtlinie wird zwischen der Wahrnehmungsstärke und der Einwirkdauer differenziert [32].

Die im Kraftfahrzeug auftretenden Schwingungen sind in Allgemeinen zurückzuführen auf:

- ◆ Massenkräfte/Momente des Antriebsaggregates,
- ◆ Fahrmanöver und
- ◆ Fahrbahnunebenheiten.

Einen wesentlichen Einfluss auf das menschliche Empfinden bzw. den subjektiven Wahrnehmungsgrad von Schwingungen haben:

- ◆ Frequenz,
- ◆ Intensität,
- ◆ Einwirkungsort,
- ◆ Einwirkungsrichtung,
- ◆ Einwirkungszeit,
- ◆ Körperhaltung des Menschen.

Der Fahrzeuginsasse ist unter schwingungstechnischem Aspekt als ein „Schwinger“ mit mehreren Resonanzfrequenzen anzusehen (**Bild 2-99**).

Für die Beurteilung der Schwingungsbeanspruchung ist daher hinsichtlich der Lage der Eigenfrequenz des menschlichen Körpers neben der Schwingbeschleunigung auch die Frequenz der Schwingung von Bedeutung.

Die Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen ist Gegenstand der VDI Richtlinie 2057 [32]. Als Hauptschwingungsrichtung in Kraftfahrzeugen ist für den sitzenden bzw. stehenden Menschen die vertikale Richtung anzusehen. Nach VDI 2057 aus dem Jahr 2002 berechnet sich der Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung a_{wt} wie folgt:

$$a_{wt} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_{wi}^2(t) dt} \quad \text{mit } T = \text{Messdauer} \quad (2.203)$$

Die partielle energieäquivalente frequenzbewertete Beschleunigung a_{wi} für jeden Frequenzanteil bzw. jedes Frequenzband errechnet sich aus der Multiplikation der gemessenen anteiligen Beschleunigung a_i mit dem Bewertungsfaktor W_i für diesen Frequenzanteil. W_i ist abhängig von der Erregerfrequenz und berücksichtigt die frequenzabhängigen Wirkungen auf den menschlichen Körper oder seiner Teilbereiche.

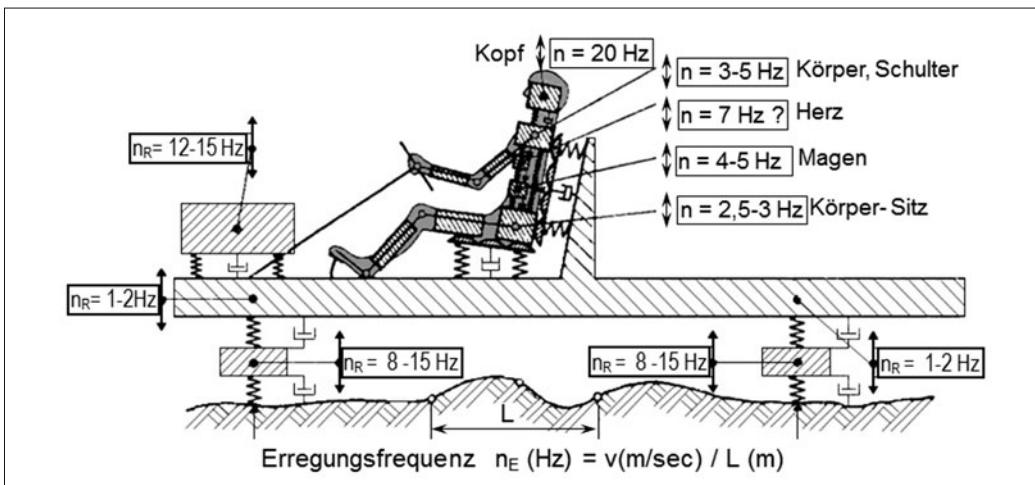


Bild 2-99: Schwingungsmodell Kraftfahrzeug – Sitz – Mensch [32]

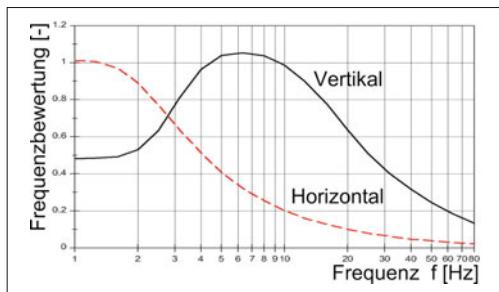


Bild 2-100: Frequenzbewertungskurve für horizontale und vertikale Schwingungen für sitzenden oder stehenden Menschen nach VDI 2057 (2002) [32]

Bild 2-100 zeigt, dass die stärkste Bewertung für Vertikalbeschleunigungen im Frequenzbereich zwischen 4 und 8 Hz vorgenommen wird, die für Horizontalbeschleunigung dagegen zwischen 1 und 2 Hz.

Neben der Erregungsintensität und -frequenz ist auch die Einwirkdauer für das menschliche Wohlbefinden von Bedeutung. Unter Einbeziehung der Einwirkdauer T ist eine Abschätzung von Einschränkungen des Wohlbefindens, der Leistungsfähigkeit und des Risikos für Gesundheitsschädigungen möglich. Aufschluss über die Gesundheitsgefährdung in Abhängigkeit von der frequenzbewerteten Beschleunigung und der Einwirkdauer gibt **Bild 2-101**.

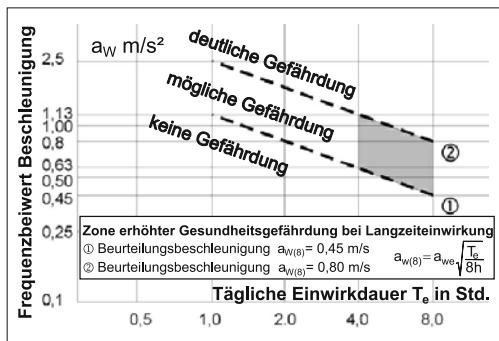


Bild 2-101: Gesundheitsgefährdung in Abhängigkeit von a_w und T_e [32]

Zone erhöhter Gesundheitsgefährdung bei Langzeiteinwirkung:

- (1) Beurteilungsbeschleunigung $a_{w(8)} = 0.45 \text{ m/s}^2$,
- (2) Beurteilungsbeschleunigung $a_{w(8)} = 0.80 \text{ m/s}^2$.

$$a_{w(8)} = a_{we} \sqrt{\frac{T_e}{8h}}$$

Die als frequenzbewertete Beschleunigung klassifizierte Beanspruchung beinhaltet auch eine subjektive Wahrnehmung der Schwingungen. Diese reicht von einer Fühl- oder Wahrnehmungsschwelle, unterhalb der eine Wahrnehmung nicht mehr möglich ist, bis zu einer Schmerzgrenze, oberhalb der die Wahrnehmung

in Schmerz übergeht. Fühl- und Schmerzschwelle sind individuell verschieden und hängen darüber hinaus von den Umgebungsbedingungen ab.

Tabelle 2-8 zeigt den Zusammenhang zwischen der frequenzbewerteten Beschleunigung und der subjektiven Wahrnehmung. Auf eine genaue Definition muss aber aus erwähnten Gründen verzichtet werden.

Bei einer Expositionsdauer von mehr als 4 Stunden unter gut spürbaren Beschleunigungen sind gesundheitliche Schädigungen möglich [32].

Tabelle 2-8: Zusammenhang zwischen frequenzbewerteter Beschleunigung subjektiver Wahrnehmung

Effektivwert a_{wt} der Beschleunigung $a_w(t)$	Beschreibung der Wahrnehmung
< 0,010 m/s ²	Nicht spürbar
0,015 m/s ²	Wahrnehmungsschwelle
0,020 m/s ²	Gerade spürbar
0,080 m/s ²	Gut spürbar
0,315 m/s ²	Stark spürbar
> 0,315 m/s ²	Sehr stark spürbar

2.4.9 Erkenntnisse aus den vertikaldynamischen Grundlagen

Aus den im Abschnitt 2.4.7 hergeleiteten Zusammenhängen für das gesamte Schwingungssystem mit den Erregerschwingungen durch Fahrbahnunebenheiten lassen sich einige wichtige Bedingungen für den Aufbau von Kraftfahrzeugen postulieren.

Wie in Abschnitt 2.4.8 gezeigt wurde, hat der Mensch als Passagier eines Kraftfahrzeugs bestimmte Schwingungswahrnehmungen und -bewertungen. Insbesondere im Bereich zwischen 4 und 8 Hz weist der Mensch die höchste Schwingungsempfindlichkeit auf. In diesem Bereich liegen einige Eigenfrequenzen menschlicher Organe. Daher sollten Beschleunigungs- oder Spektralamplituden gerade in diesem Bereich sehr niedrig sein, um den Fahrkomfort der Passagiere sicher zu stellen.

Insbesondere an der spektralen Dichte der Aufbaubeschleunigung (s. Bild 2-96) erkennt man direkt die Notwendigkeit, dass z. B. die Eigenfrequenz des Fahrzeugaufbaus besonders niedrig sein sollte. Hier hat sich ein Wert rund um 1 Hz bewährt.

Es wird weiterhin empfohlen, die Achseigenfrequenzen der vorderen und hinteren Achsen voneinander leicht abweichend anzulegen, um deren gegenseitige Beeinflussung zu unterdrücken.

Da die Vertikalschwingungen von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängig sind, muss bei der schwingungstechnischen Auslegung des Fahrzeugs ein Geschwindigkeitsbereich festgelegt werden, auf den das Komfortverhalten eines Fahrzeugs bevorzugt abgestimmt wird. Geschwindigkeiten unter 50 km/h dürfen weniger interessant sein, weil in diesem Bereich keine großen Schwingungen auftreten. Hier beeinflussen Abrollkomfort und Kantenempfindlichkeit der Reifen im

Zusammenspiel mit den elastischen Fahrwerkslagern den Langsam-Fahrkomfort. Die obere Grenze dürfen vorwiegend bei 150 km/h liegen, auch wenn das Fahrzeug schneller fahren kann [2]. Jedoch variiert dieser Geschwindigkeitsbereich je nach Fahrzeugklasse.

Einige wesentliche Ergebnisse aus theoretischen Grundlagenarbeiten seien wie folgt zusammengefasst [2]:

1. Für einen guten Schwingungskomfort sollte die Aufbaufrequenz möglichst klein sein (jedoch nicht unter 0,9 Hz), vorausgesetzt die Räder haben einen ausreichenden Federweg.
2. Für die Aufbaudämpfung muss ein Kompromiss zwischen Komfort einerseits (D um 0,3) und Radlastschwankungen (D um 0,4) andererseits unter Berücksichtigung der zur Verfügung stehenden Radfederwege gefunden werden.
3. Die Teilsysteme vorn und hinten müssen im Hinblick auf das Nickverhalten aufeinander abgestimmt werden.
4. Ein großer Radstand vermindert die Nickbeschleunigung, die durch Bodenunebenheiten angeregt werden.
5. Eine negative Koppelmasse verbessert den Komfort in Bezug auf Nickschwingungen.
6. Die geringste Schwingungsbelastung für die Fahrzeuginsassen ergibt sich in Radstandmitte.
7. Die richtige Wahl der Radaufhängung verhindert oder unterbindet Bremsnicken.
8. Ein im Aufbau elastisch gelagertes Antriebsaggregat kann den Komfort bei Unebenheit, speziell bei periodischer Anregung (Stuckern) beeinträchtigen.
9. Einen guten Komfort in Bezug auf Wankschwingungen erhält man durch eine niedrige Aufbauwankeigenfrequenz (Nachteil besteht in der großen Aufbauneigung bei Kurvenfahrten) und ein kleines Aufbauwankdämpfungsmaß.

2.5 Querdynamik

Die Querdynamik umfasst alle quer zur Fahrtrichtung entstehenden Bewegungen des Fahrzeugs. Die Quer-

bewegungen des Fahrzeugs kommen nur durch die Wirkung von Querkräften zustande, die hauptsächlich durch Lenkbewegungen des Fahrers verursacht werden und eine Querbeschleunigung des Fahrzeugs zur Folge haben. Die Querkräfte sind in erster Linie die Seitenführungskräfte an den Rädern und die Fliehkräfte, die in jeder Kurvenfahrt entstehen. Außerdem verursachen Seitenwindkräfte, einseitige Fahrbahnunebenheiten und die Fahrbahnseitenneigung Querkräfte.

All diese auf das Fahrzeug wirkenden Querkräfte müssen über die Radaufstandsflächen auf die Fahrbahn übertragen werden. Solange diese Kräfte geringer sind als die maximal übertragbaren Seitenkräfte, folgt das Fahrzeug den Lenkbewegungen des Fahrers. Diese werden jedoch bei Annäherung an den Grenzbereich zunehmend durch das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs überlagert.

Jede Lenkbewegung ist verbunden mit einem querdynamischen Vorgang. Insofern kann die Querdynamik als die Beurteilung des Lenkverhaltens eines Fahrzeugs beschrieben werden.

Zwei sehr wichtige Testmanöver werden zur Beurteilung der Querdynamik benutzt: Die stationäre und die instationäre Kreisfahrt.

In diesen Fahrmanövern werden die Reaktionen des Fahrzeugs auf Lenkbewegungen gemessen und bewertet. Jedoch dienen zahlreiche weitere Fahrsituations mit kombinierten Lenk-, Beschleunigungs- und Bremsvorgängen zur Abstimmung der querdynamischen Eigenschaften.

2.5.1 Anforderungen an das Fahrverhalten

Wie bei allen nicht spurgebundenen Fahrzeugen obliegt dem Fahrer eines Kraftfahrzeugs nicht nur die Steuerung bzw. Regelung der Fahrgeschwindigkeit, sondern auch die der Fahrtrichtung [18]. Die Regelaktivität des Fahrers bei der Fahrtverlaufbestimmung umfasst drei kybernetische Aufgaben (Bild 2-102).

1. Aus den angebotenen Fahrtrouten ist eine Strecke nach Kriterien wie Zeitbedarf oder Streckenlänge auszuwählen.

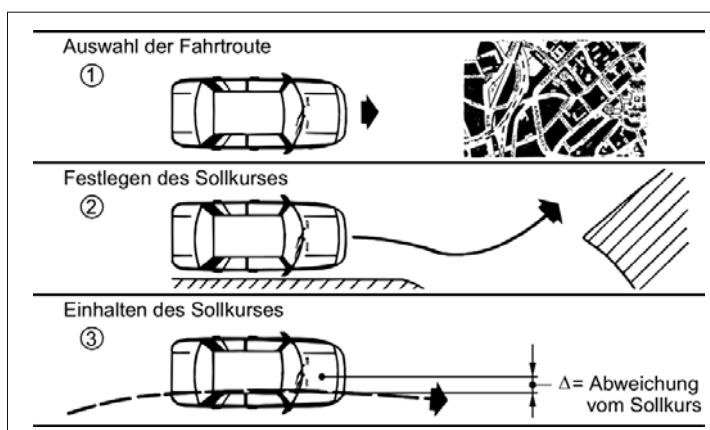


Bild 2-102:
Kybernetische Aufgaben des Menschen bei der Führung eines Kraftfahrzeugs [18]

2. Innerhalb der gewählten Route ist der Sollkurs festzulegen, wobei die während der Fahrt aufgenommenen Informationen (Mit- und Gegenverkehr, Signalanlagen, Streckenführung) bewertet werden.
3. Das Fahrzeug ist mittels seiner Stellglieder (Bedienungselemente) auf dem zuvor bestimmten Sollkurs zu halten.

Mit der letzten der drei Aufgaben übernimmt der Mensch die Funktion eines Reglers im Sinne der Fahrstabilität. Regelstrecke ist das Fahrzeug, sodass sich die Wechselwirkungen zwischen Fahrerhandlungen und Fahrzeugreaktionen als Vorgänge in einem geschlossenen Regelkreis auffassen lassen (**Bild 2-103**).

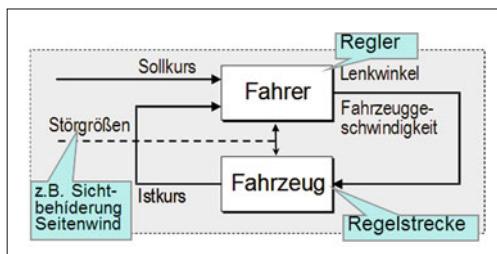


Bild 2-103: Regelkreis Fahrer – Fahrzeug [18]

In diesem Regelkreis wirken Störgrößen auf Fahrer (z. B. Relativbewegung Fahrer-Fahrzeug, Sichtbehinderung) und Fahrzeug (z. B. Seitenwind, Fahrbahnunebenheiten). Stellgröße ist bei Betrachtung der Fahrzeug-Querdynamik insbesondere der Lenkradwinkel, und die Regelabweichung wird vom Fahrer als Differenz zwischen Soll- und Ist-Kurs wahrgenommen. Der geschlossene Regelkreis ist ein dynamisch arbeitendes System. Es hängt, da die Adoptionsmöglichkeiten des Reglers „Fahrer“ begrenzt sind, wesentlich von den Gesetzmäßigkeiten des Fahrzeugverhaltens ab, ob sich das Gesamtsystem Fahrer – Fahrzeug beim schnellen Ausregeln großer Kursabweichungen und unter dem Einfluss von Störgrößen in Bezug auf die Kurshaltung stabil verhält.

Die Eigenschaften der Regelstrecke „Fahrzeug“ müssen den Fähigkeiten des Reglers „Fahrer“ angepasst sein. Die Güte dieser Anpassung wird durch den Begriff „Fahrverhalten“ charakterisiert. In Hinblick auf ein „gutes Fahrverhalten“ sind an die Fahrzeugeigenschaften [18] folgende Anforderungen zu stellen:

- ♦ Es muss ein sinnvoller und für den Fahrer überschaubarer Zusammenhang zwischen Lenkwinkeländerung und Kursänderung bestehen (Übertragungsverhalten der Regelstrecke „Fahrzeug“, Fahrstabilität).
- ♦ Der Fahrer muss sinnvolle Informationen über den Bewegungszustand des Fahrzeugs erhalten (z. B. Änderung der Lenkmomentcharakteristik, Anwachsen von Schwimmwinkel und Reifengeräusch vor Erreichen des physikalischen Grenzbereichs der Fahrstabilität).
- ♦ Auf das Fahrzeug wirkende Störungen (z. B. Windkräfte) sollten möglichst keine oder nur geringe

Kursabweichungen verursachen (Eigenstabilität der Regelstrecke Fahrzeug).

- ♦ Erreichbare Kurvengeschwindigkeit und Querbeschleunigung eines Fahrzeugs sollten im Hinblick auf Fahrsicherheit und Fahrleistung hoch sein (Stabilitätsreserve der Regelstrecke Fahrzeug).

Gesetzliche Vorschriften zu Fragen des Fahrverhaltens liegen zurzeit noch nicht vor [18], jedoch haben sich inzwischen einige Bewertungsverfahren zur aktiven Sicherheit im Rahmen der NCAP (New Car Assessment Program) etabliert (z. B. Rollover Resistance, NHTSA) [61].

Im Rahmen des Abschnitts Querdynamik werden im Folgenden mit Blick auf die genannten Anforderungen die Gesetzmäßigkeiten und Wirkungsmechanismen des querdynamischen Fahrzeugverhaltens beschrieben, indem die Regelstrecke „Fahrzeug“ getrennt vom Regler „Fahrer“ untersucht wird.

Als Grundlage für die Betrachtungen zur Fahrdynamik gelten zunächst die Reifeneigenschaften, die im Abschnitt 2.2 ausführlich behandelt wurden.

Um dem Fahrzeug bzw. dem Fahrer die Möglichkeit zur Spurführung zu geben, ist ein lateraler Freiheitsgrad notwendig. Dieser existiert in Form lenkbarer Räder, wobei bei schnellen Kraftfahrzeugen die Lenkung an der Vorderachse zum Einsatz kommt, die durch eine Hinterradlenkung mit geringen Lenkwinkeln unterstützt werden kann. Bei Sonderkraftfahrzeugen sind auch Lenkungen an der Hinterachse oder an beiden Achsen denkbar.

Nachfolgend werden zunächst die kinematischen Lenkeigenschaften beschrieben, bevor die grundsätzlichen physikalischen Zusammenhänge der querdynamischen Fahrzeuggbewegung anhand von Fahrzeugmodellen dargestellt werden.

2.5.2 Lenkkinematik

Für den lateralen Freiheitsgrad ist eine Lenkung notwendig, die vom Fahrer eines Kraftfahrzeugs durch ein Lenkrad bedient bzw. geführt wird. Die Zuordnung der Radlenkwinkel zum Lenkradwinkel und der Radlenkwinkel untereinander wird durch nichtlineare Zusammenhänge beschrieben, da diese Zuordnung von der momentanen Winkellage der Bauteile des Lenkgestänges zueinander abhängt und die Zusammenhänge damit Winkelfunktionen enthalten. Man spricht dabei von einer Lenkfunktion, und die Bauteile einer Lenkung können als Bestandteile eines Lenkgetriebes aufgefasst werden.

Soweit die konstruktionstechnischen Randbedingungen (Bauraum, Anzahl der Gelenke, Lenkgetriebebauart) dies zulassen, können diese Zusammenhänge durch entsprechende Anordnung und Abmessungen der Gestängebauteile gezielt ausgelegt werden, **Bild 2-104**.

Die Auslegung kann unter Berücksichtigung von Anforderungen an das statische (ohne Reifenseitenkrafteinfluss) oder das dynamische (mit Reifenseitenkrafteinfluss) Lenkverhalten vorgenommen werden.

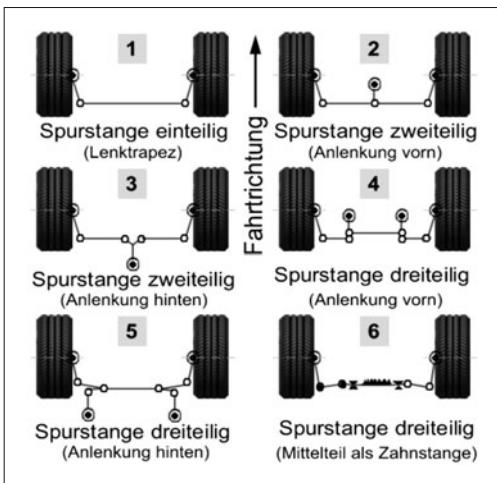


Bild 2-104: Lenkgestängebauarten [33]

2.5.2.1 Statische Lenkgungsauslegung

Bei geringer Fahrgeschwindigkeit rollen die Räder bei Kurvenfahrt schräglauwinkelfrei und damit seitenkraftfrei ab, wenn die Verlängerungen aller Raddrehachsen sich in einem Punkt, dem Kurvenmittelpunkt, schneiden (Ackermann, 1816) (Bild 2-105).

Die geometrischen Zusammenhänge für dieses Abrollen der Räder ohne Zwangskräfte führen auf folgende Sollfunktionen für den Radlenkwinkel kurveninnen δ_i in Abhängigkeit vom Radlenkwinkel kurvenaußen δ_a :

$$\delta_i = \arctan \frac{l}{\left(\frac{l}{\tan \delta_a} - s_{\text{Lenk}} \right)} \quad (2.204)$$

mit

δ_i, δ_a Radlenkwinkel innen, aussen,

l Radstand,

s_{Lenk} Lenkzapfenspurweite,

r_h Bahnradius der Hinterachse.

Diese ist eine sehr vereinfachende Betrachtung der Ackermannfunktion, da die Radstellungsänderungen in Längs- und Querrichtung nicht berücksichtigt werden. Diese können vor allem bei erheblicher räumlicher Neigung der Spreizachse (Lenkachse) einer lenkbaren Achse signifikant sein [28].

$$\delta_i = \arctan \frac{x_i + l_h}{(x_a + l_h) \cdot \cot(\delta_a) + y_a - y_i} \quad (2.205)$$

Hier werden die Koordinaten x und y des inneren und äußeren Vorderrades berücksichtigt. Die Räder rollen bei Einhaltung dieser Ackermann-Bedingung ohne Schräglauwinkel bei langsamer Fahrt ohne Querbeschleunigung ab. Dann liegt der Kurvenmittelpunkt genau auf Höhe der Hinterachse, wie im Bild 2-105. Während bei Geradeausfahrt die Radebenen der gelenkten Räder parallel zueinander in Fahrtrichtung lie-

gen, ergibt sich aus der Ackermann-Bedingung, dass bei Kurvenfahrt der Spurdifferenzwinkel zwischen kurvenäußerem (δ_a) und kurveninnerem Rad (δ_i) Werte im Sinne von Nachspur annimmt [18].

2.5.2.2 Dynamische Lenkgungsauslegung

Bei Kurvenfahrt mit höherer Fahrgeschwindigkeit treten an den Rädern Schräglauwinkel auf, aus denen die zur Abstützung der Fliehkraft erforderlichen Reifenseitenkräfte resultieren. Der Kurvenmittelpunkt ergibt sich in diesem Fall als der Schnittpunkt der Normalen auf die Bewegungsrichtungen der Räder in deren Radaufstandspunkten (Bild 2-106).

Unter Querbeschleunigung wandert der Kurvenmittelpunkt (Momentanpol der Fahrzeugbewegung) nach vorn und liegt nicht mehr auf Höhe der Hinterachslinee. Bei der Lenkinematik nach der Ackermann-Bedingung (Bild 2-105) sind die kurvenäußeren Schräglauwinkel kleiner als die kurveninneren. Um an den vertikal höher belasteten kurvenäußeren Rädern den gleichen Kraftschlussbeiwert auszunutzen wie an den kurveninneren, sollten die Schräglauwinkel kurvenaußen größer sein [34].

Eine dynamische Lenkgungsauslegung erfordert daher ein Abweichen von der Ackermann-Bedingung in

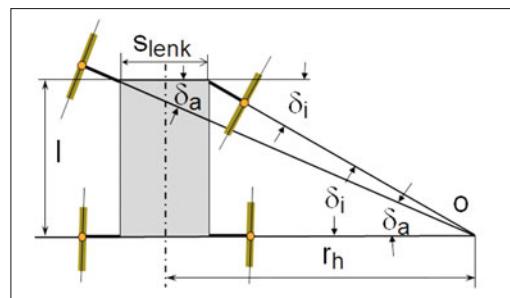


Bild 2-105: Geometrische Bedingung für schräglaufreies Abrollen bei langsamer Kurvenfahrt (Ackermann-Bedingung) [18]

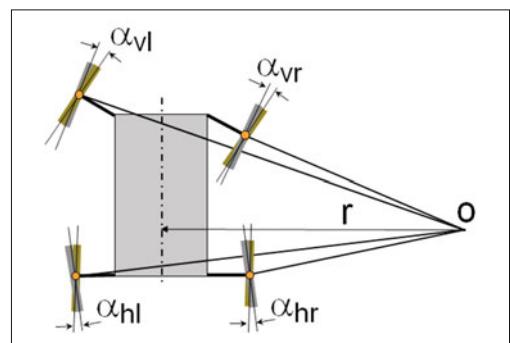


Bild 2-106: Zusammenhang von Radlenkwinkeln, Schräglauwinkeln und Lage des Kurvenmittelpunktes [18]

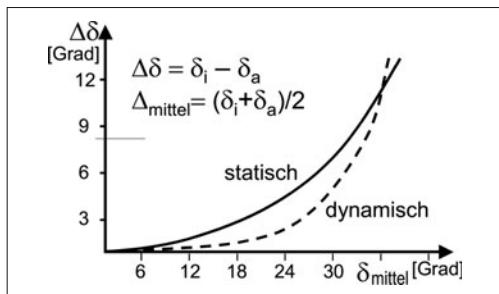


Bild 2-107: Spurdifferenzwinkel als Funktion des mittleren Lenkeinschlags für eine statische und dynamische Lenkungsauslegung [18]

der Weise, dass die Räder eher parallel eingeschlagen werden als mit zunehmender Nachspur [28]. Diese Auslegung bietet darüber hinaus den Vorteil, dass sie kinematisch einfacher zu realisieren ist.

In der Praxis strebt man Paralleleinschlag der gelenkten Räder (dynamische Auslegung) bis zu einem Lenkwinkel von ca. 20° an und verwirklicht erst bei größeren Einschlagwinkeln eine Annäherung an die Ackermann-Auslegung (**Bild 2-107**).

Die größeren Radeinschlagwinkel werden nicht im Fahr-, sondern für den Rangierbetrieb benötigt und dort ist ein schlupffreies Verhalten anzustreben.

2.5.3 Fahrzeugmodellierung

Ähnlich wie in der Vertikaldynamik werden auch in der Querdynamik Modelle für die Simulation erstellt. Diese werden vorwiegend für Handlingsimulationen oder für die Simulation von Fahrdynamikreglern verwendet.

Zunächst soll das einfache Einspurmodell vorgestellt werden, welches schrittweise mit einem höheren Deutillierungsgrad ausgestattet wird.

2.5.3.1 Einfaches Einspurmodell

Das auch heutzutage sehr häufig verwendete einfache Einspurmodell ist bereits 1940 von den beiden Ingenieuren Dr. Riekert und Dr. Schunck erstellt worden [35] und wird daher auch als „Einspurmodell von Riekert-Schunck“ bezeichnet. Es ist das einfachste Modell zur Beurteilung des Lenkverhaltens und beschreibt die Reaktion des Fahrzeugs auf Lenkbewegungen.

Das Einspurmodell beinhaltet einige Vereinfachungen, die allerdings die grundsätzliche Analyse des Fahrverhaltens vor allem bei Betrachtungen im linearen Fahrdynamikbereich nicht wesentlich beeinträchtigen, aber die Anzahl der Freiheitsgrade des Systems deutlich reduziert. Damit erlaubt es die schnelle Erfassung und Analyse des Fahrverhaltens sowie die einfache Umsetzung in einem Simulationsprogramm.

Die wesentlichen Vereinfachungen sind:

- ♦ Es wird angenommen, dass der Gesamtschwerpunkt des Fahrzeugs auf Fahrbahnhöhe liegt. Dadurch

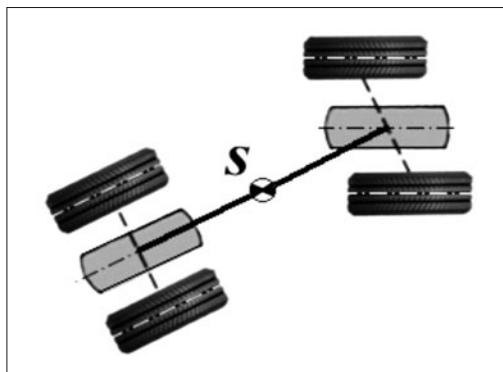


Bild 2-108: Vereinfachung zum Einspurmodell

entstehen keine Radlastunterschiede zwischen der Innen- und Außenseite bei schneller Kurvenfahrt. Eine Unterscheidung in innere und äußere Radübertragungskräfte wird damit hinfällig. Die Radaufstandspunkte werden achsweise zusammengeführt, das Fahrzeug besteht nur aus einem Vorder- und Hinterrad bzw. nur noch einer Spur. Weiterhin wird angenommen, dass das Fahrzeug wegen der Lage des Schwerpunkts nicht wankt (**Bild 2-108**).

- ♦ Die Bewegungsgleichungen des Einspurmodells werden linearisiert. Das gilt für die Betrachtung der Winkelfunktionen ($\sin(\alpha) \approx \alpha$ sowie $\cos(\alpha) \approx 1$, da kleine Winkel α vorausgesetzt werden). Des Weiteren wird ein lineares Reifenverhalten vorausgesetzt. Diese Linearisierung ist bis etwa 3 bis 4° gültig. Über diese Grenze hinausgehend werden die Betrachtungen fehlerbehaftet, da die Reifencharakteristik einen stark degressiven Verlauf zeigt. Für den betrachteten Bereich gilt der lineare Zusammenhang für die Reifenseitenkraft (für konstant angenommene Schräglauftiefe c_α und Radlast):

$$F_\alpha = c_\alpha \cdot \alpha \quad (2.206)$$

Unter diesen Vereinfachungen und Voraussetzungen die im **Bild 2-109** zusammengefasst sind, lassen sich die geometrischen Zusammenhänge des Einspurmodells aufstellen, **Bild 2-110**.

Im Schwerpunkt des Fahrzeugs lassen sich folgende Gleichungen für das Kräfte- und Momentengleichgewicht aufstellen:

- ♦ Newtonsche Bewegungsgleichung für die Fahrzeugquerrichtung:

$$m \cdot a_y = F_{sv} + F_{sh} \quad (2.207)$$

- ♦ Drallsatz um die z-Achse durch den Fahrzeugschwerpunkt:

$$\Theta \cdot \ddot{\Psi} = F_{sv} \cdot l_v - F_{sh} \cdot l_h \quad (2.208)$$

Die im Fahrzeugschwerpunkt angreifende Trägheitskraft $m \cdot a_y$ entspricht der aus der momentanen Bahnkrümmung resultierenden Fliehkraft:



Bild 2-109: Annahmen für das Einspurmodell [23]

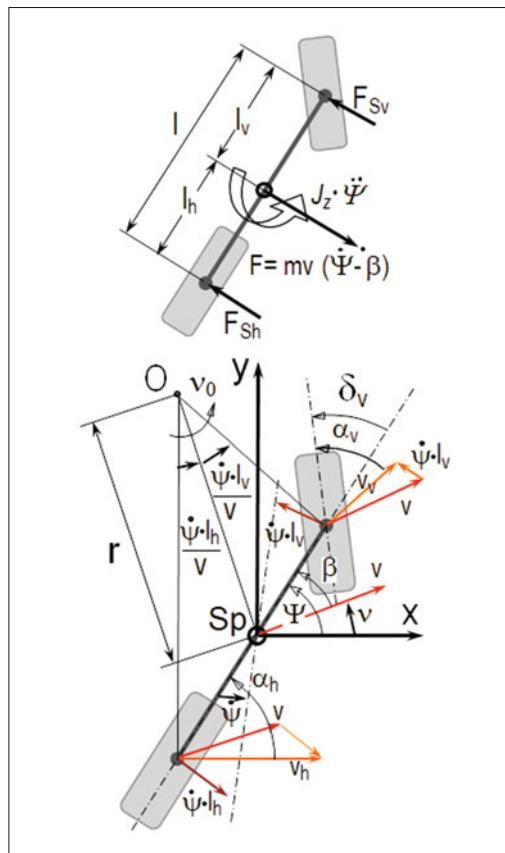


Bild 2-110: Geometrische Zusammenhänge Einspurmodell [18]

$$m \cdot a_y = m \cdot \frac{v^2}{r} = m \cdot \frac{v}{r} \cdot \dot{v} \cdot r = m \cdot v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) \quad (2.209)$$

mit

- v Fahrgeschwindigkeit,
- r Bahnradius (momentan),
- \dot{v} Bahnwinkelgeschwindigkeit der Bewegung des Fahrzeugschwerpunktes,
- $\dot{\psi}$ Giergeschwindigkeit (Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeugs um die z -Achse),
- $\dot{\beta}$ Schwimmwinkelgeschwindigkeit (Winkeländerung zwischen Geschwindigkeitsvektor im Fahrzeugschwerpunkt und Fahrzeulgängsachse),
- α Schräglauftyp (Winkel zwischen dem Geschwindigkeitsvektor des betrachteten Reifens sowie seiner Längsachse),
- δ Lenkwinkel an der Vorderachse (Winkel Längsachse des Fahrzeugs zur Längsachse des Reifens).

Es wird grundsätzlich das fahrzeugspezifische horizontierte Koordinatensystem nach DIN70000 verwendet. In diesem System zeigt die x -Achse in Fahrzeugrichtung nach vorne, die y -Achse nach links sowie die z -Achse senkrecht von der Fahrbahn nach oben. Der Koordi-

natenursprung ist der Gesamtschwerpunkt des Fahrzeugs (s. Bild 1-21). In der Literatur sowie in einigen einschlägigen Simulationsprogrammen werden auch andere Orientierungen verwendet, sodass hier beim Abgleich oder Vergleich das jeweilig verwendete Koordinatensystem beachtet werden muss.

Die o. g. Winkel zur Beschreibung der kinematischen Vorgänge unterliegen ebenfalls unterschiedlichen Definitionen in der Literatur, sodass auch hier darauf geachtet werden muss, welche Definition verwendet wird.

In der vorliegenden Version des Einspurmodells wird die Definition gewählt, bei der bei schneller Kurvenfahrt nach links alle verwendeten Größen positiv sind. Eine solche schnelle Kurvenfahrt nach links ist in Bild 2-110 zu sehen.

Wie dort zu erkennen ist, wird der Schräglauftyp ausgehend von seinem Geschwindigkeitsvektor bis zur Längsachse des Reifens (vertikale Querschnittsebene in Umfangsrichtung des Reifens) definiert.

Der Lenkwinkel wird ausgehend von der Fahrzeulgängsachse hin zur Längsachse des Reifens gemessen und hat eine positive Winkelorientierung gegen den Uhrzeigersinn. Die Bahnwinkelgeschwindigkeit \dot{v}

sowie die Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}$ werden ebenfalls positiv gegen den Uhrzeigersinn gerichtet, sodass diese bei einer Linkskurve positive Werte aufweisen. Für den Schwimmwinkel gilt, dass dieser ausgehend von einer langsamen Kurvenfahrt ohne Querbeschleunigung und damit einhergehend auch ohne Reifenseitenkräfte hin zu einer schnellen Kurvenfahrt mit entstehenden Reifenseitenkräften einen Vorzeichenwechsel durchläuft. Dieses geschieht, weil der Kurvenmittelpunkt von der Hinterachsline (siehe Ackermann-Bedingung) in Fahrtrichtung nach vorn wandert. In dem Moment, in dem die Höhe des Schwerpunktes durchlaufen wird, findet der Vorzeichenwechsel statt. In der vorliegenden Definition wird der Schwimmwinkel nach dem Vorzeichenwechsel als positiv betrachtet. Der Schwimmwinkel wird ausgehend vom Geschwindigkeitsvektor hin zur Längsachse des Fahrzeugs gemessen und ist bei schneller Kurvenfahrt (Linkskurve) positiv. Für die Reifenseitenkräfte gilt:

$$F_{sv} = c_{sv} \cdot \alpha_v \quad (2.210)$$

$$F_{sh} = c_{sh} \cdot \alpha_h \quad (2.211)$$

Eingeführt wird hier eine resultierende Schräglauftiefe c_s , die die Elastizitäten der Radaufhängung berücksichtigt [18].

Die Schräglauftwinkel können gemäß **Bild 2-110** formuliert werden:

$$\alpha_v = \delta + \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi}}{v} \quad (2.212)$$

$$\alpha_h = \beta + \frac{l_h \cdot \dot{\psi}}{v} \quad (2.213)$$

mit

- $\dot{\psi}$ Gierwinkelgeschwindigkeit (Gierwinkel: Winkel zwischen Fahrzeuglängsachse und der x -Achse),
- β Schwimmwinkel (Winkel zwischen Fahrzeuglängsachse und dem Geschwindigkeitsvektor im Schwerpunkt),
- α Schräglauftwinkel am Rad (Winkel zwischen Geschwindigkeitsvektor im Radaufstandspunkt und der Radumfangsrichtung),
- δ Lenkwinkel am Rad (Winkel zwischen Radumfangsrichtung und der Fahrzeuglängsachse).

2.5.3.2 Einfache Betrachtungen der Fahrdynamik

Mit dem in Abschnitt 2.5.3.1 dargestellten Gleichungen des einfachen Einspurmodells lassen sich bereits erste Betrachtungen durchführen. Ein sehr einfaches Fahrmanöver ist die stationäre Kreisfahrt. Dabei wird ein Kreis mit einem vorgegebenen Radius mit konstanter Fahrgeschwindigkeit befahren. Dadurch ist die Gierwinkelgeschwindigkeit konstant und auch der Schwimmwinkel stellt sich konstant ein. Die mathematischen Zusammenhänge werden dadurch erheblich übersichtlicher.

$$v = \text{const.};$$

$$\dot{\psi} = \text{const.} \Rightarrow \ddot{\psi} = 0;$$

$$\beta = \text{const.} \Rightarrow \dot{\beta} = 0$$

Aus dem Drallsatz (2.208) wird ein einfaches Momentengleichgewicht, welches um den vorderen und hinteren Radaufstandspunkt zu formulieren ist [18].

$$F_{sv} \cdot l = m \cdot a_y \cdot l_h \quad (2.214)$$

$$F_{sh} \cdot l = m \cdot a_y \cdot l_v \quad (2.215)$$

Mit Gl. (2.210) sowie Gl. (2.211) erhält man:

$$c_{sv} \cdot \alpha_v = m \cdot a_y \cdot \frac{l_h}{l} \quad (2.216)$$

$$c_{sh} \cdot \alpha_h = m \cdot a_y \cdot \frac{l_v}{l} \quad (2.217)$$

Mit Hilfe der Gleichungen für die Schräglauftwinkel, (2.212) sowie (2.213) ergibt sich

$$c_{sv} \cdot \left(\delta + \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi}}{v} \right) = m \cdot a_y \cdot \frac{l_h}{l} \quad (2.218)$$

$$c_{sh} \cdot \left(\beta + \frac{l_h \cdot \dot{\psi}}{v} \right) = m \cdot a_y \cdot \frac{l_v}{l} \quad (2.219)$$

Da die Schwimmwinkelgeschwindigkeit bei der stationären Kreisfahrt Null ist, entspricht die Gierwinkelgeschwindigkeit der Bahnwinkelgeschwindigkeit, siehe Gl. (2.209).

$$\dot{\psi} = \dot{v} = \frac{v}{r} \quad (2.220)$$

Setzt man die beiden Gleichungen (2.218) sowie (2.219) gleich, erhält man durch einfaches Umformen:

$$\delta = \frac{m}{l} \cdot a_y \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}} - \frac{l_v}{c_{sh}} \right) + \frac{\dot{\psi}}{v} \cdot (l_v + l_h) \quad (2.221)$$

Mit Gl. (2.220) ergibt sich daraus die Bedingung für den Lenkwinkelbedarf bei einem bestimmten Fahrzustand bei der stationären Kreisfahrt [18].

$$\delta = \frac{l}{r} + \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}} - \frac{l_v}{c_{sh}} \right) \cdot a_y \quad (2.222)$$

Diese Gleichung gibt wesentliche Aussagen über den Lenkwinkelbedarf zum Befahren einer Kurve. Man erkennt, dass der Lenkwinkelbedarf immer aus einem stationären Anteil l/r besteht. Dieser Grundbedarfsinkel resultiert nur aus den geometrischen Daten des Fahrzeugs (Radstand l) sowie dem Kurvenradius r . Dieser Winkel wird auch als Ackermannwinkel bezeichnet. Darüber hinaus besteht der Lenkwinkelbedarf aus einem Winkel, der linear von der Querbeschleunigung abhängt. Der Proportionalfaktor hängt von den Eigenschaften des Fahrzeugs ab, nämlich von der Gesamtmasse, dem Radstand, der Lage des Schwerpunkts sowie den effektiven Schräglauftiefeigkeiten an der Vorder- und Hinterachse. [18]

Der querbeschleunigungsabhängige Lenkwinkelterm

$$\delta = \frac{1}{r} + \frac{m}{I} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}} - \frac{l_v}{c_{sh}} \right) \cdot a_y$$

Querbeschleunigungsabhängig
Stationärer Anteil = Ackermannwinkel

kann sowohl negative als auch positive Werte annehmen, sodass der Lenkwinkelbedarf ausgehend vom stationären Ackermannwinkel unter Querbeschleunigung erhöht oder auch gesenkt werden kann. Darauf folgende Zusammenhänge zeigt **Tabelle 2-9**.

Tabelle 2-9: Einfluss von Schwerpunktlage und Schräglauftieigkeiten auf den Lenkwinkelbedarf

Lenkwinkelbedarf wird unter Querbeschleunigung	Bedingung
vergrößert	$\frac{l_h}{c_{sv}} > \frac{l_v}{c_{sh}}$
verkleinert	$\frac{l_h}{c_{sv}} < \frac{l_v}{c_{sh}}$
nicht verändert	$\frac{l_h}{c_{sv}} = \frac{l_v}{c_{sh}}$

Diese grundsätzliche Betrachtung hat einen wesentlichen Einfluss auf die Betrachtungen der Fahrdynamik. Der Fahrer muss einen Lenkwinkel einstellen, der nicht nur von der Form der Kurve abhängt, sondern auch von der aktuellen Querbeschleunigung.

Dafür verantwortlich ist, dass sich in der Regel an Vorder- und Hinterachse unterschiedliche Schräglauftinkel einstellen. Für diese Betrachtung wird die sogenannte Schräglauftwinkeldifferenz eingeführt.

$$\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h \quad (2.223)$$

Mit Hilfe der Gln. (2.212) und (2.213) ergibt sich

$$\begin{aligned} \Delta\alpha &= \left(\delta + \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi}}{v} \right) - \left(\beta + \frac{l_h \cdot \dot{\psi}}{v} \right) \\ &= \delta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi} + l_h \cdot \dot{\psi}}{v} = \delta - \frac{\dot{\psi} \cdot l}{v} \end{aligned} \quad (2.224)$$

Mit Gl. (2.220) ergibt sich eine Vereinfachung:

$$\Delta\alpha = \delta - \frac{l}{r} \quad (2.225)$$

Formt man die Gleichung (2.222) um, so erkennt man diese Schräglauftwinkeldifferenz wieder.

$$\Delta\alpha = \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}} - \frac{l_v}{c_{sh}} \right) \cdot a_y \quad (2.226)$$

In Kurzform gilt also für den Lenkwinkelbedarf bei Kurvenfahrt

$$\delta = \frac{l}{r} + \Delta\alpha \quad (2.227)$$

Diese Gleichung zeigt, dass der Fahrer neben dem geometrischen Lenkwinkelbedarf einen Lenkwinkel zur Kurshaltung aufprägen muss, der die entstehende Schräglauftwinkeldifferenz $\Delta\alpha$ kompensiert. Die Schräglauftwinkeldifferenz hängt von den Fahrzeug- und Reifenparametern ab und wird als „**Eigenlenkverhalten**“ bezeichnet [18].

Die Schräglauftwinkeldifferenz kann herangezogen werden, um das Lenkverhalten zu charakterisieren. Eine klassische Definition gibt es von Olley (**Tabelle 2-10**) [18].

Tabelle 2-10: Fahrzustandsbeurteilung nach Olley

Zustand	Bedingung
Übersteuern	$\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h < 0$
Neutral	$\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h = 0$
Untersteuern	$\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h > 0$

Mit dieser Definition wird der absolute Lenkwinkelverlauf betrachtet und nicht etwa der Lenkwinkelgradient. Nach Olley benötigt der Fahrer zum Befahren eines Kreises bei einem untersteuernden Fahrzeug einen größeren Lenkwinkel als bei einem neutralen Fahrzeug (**Bild 2-111**).

Betrachtet man die Definition nach Olley etwas näher, so lassen sich folgende Aussagen über die Zusammenhänge der Reifeneigenschaften (Schräglauftieigkeit) sowie Fahrzeugeigenschaften (Schwerpunktlage) treffen. Im **Bild 2-112** wird der Schwerpunkt exakt in die Mitte des Radstands gesetzt und die Schräglauftieigkeit variiert. Es ist leicht zu erkennen, dass es zu einem untersteuernden Fahrzeugverhalten kommt, wenn die hintere effektive Schräglauftieigkeit höher ist als die vordere. Der vordere Schräglauftinkel wird größer sein als der hintere.

In **Bild 2-113** wird eine gleiche Schräglauftieigkeit an der Vorder- und Hinterachse angenommen und die Schwerpunktlage variiert. Eine Verlagerung des Schwerpunktes nach vorn führt ebenfalls zu einem untersteuernden Fahrverhalten.

Wichtiger als die Absolutwerte der Schräglauftwinkeldifferenz und des Lenkwinkels ist für die Beurteilung des Eigenlenkverhaltens der augenblickliche Wert des Gradienten $d\delta/dx$ beim Befahren einer Kurve.

Die Definition des Eigenlenkverhaltens nach Olley ist daher nur begrenzt sinnvoll und nur in Bereichen kleiner Querbeschleunigungen aussagekräftig.

Das Reifenverhalten zeigt vielmehr veränderte Schräglauftieigkeiten in den Bereichen hoher Seitenkräfte, die unter hohen Querbeschleunigungen erforderlich werden. Der lineare Zusammenhang zwischen der Schräglauftwinkeldifferenz und der Querbeschleunigung und damit auch zwischen dem erforderlichen Lenkwinkel und der Querbeschleunigung ist in diesen Bereichen nicht mehr gültig.

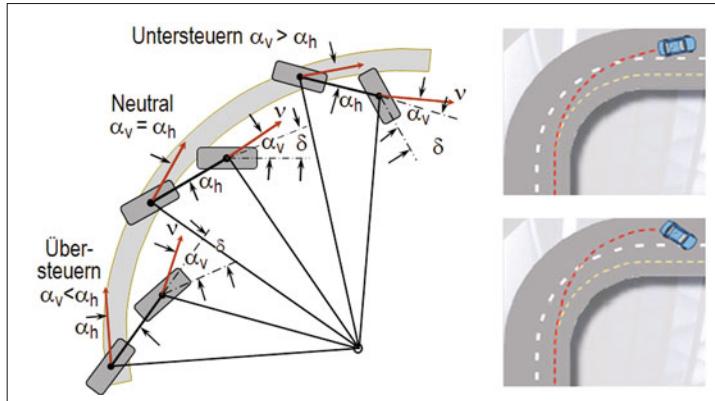


Bild 2-111:
Definition nach Olley

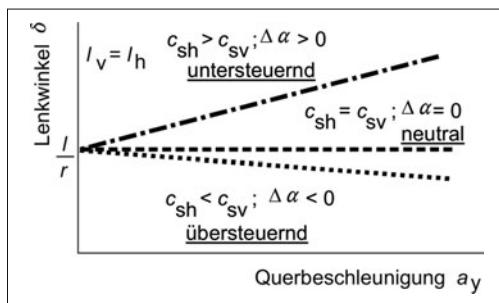


Bild 2-112: Lenkwinkelbedarf bei Variation der Schräglauftsteifigkeiten [18]

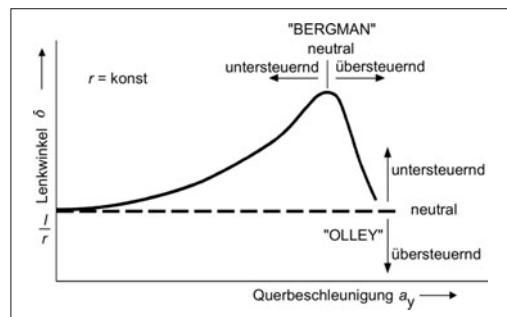


Bild 2-114: Definition nach Bergmann [18]

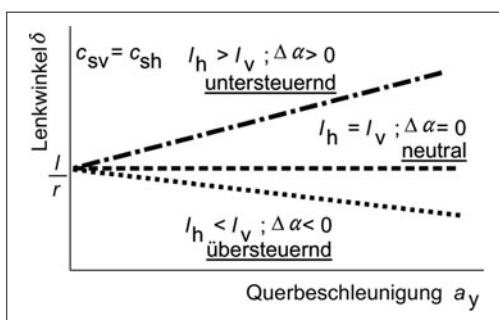


Bild 2-113: Lenkwinkelbedarf bei Variation der Schwerpunktlage [18]

Bei höheren Querbeschleunigungen ändern sich insbesondere die in den jeweiligen Betriebspunkten der Reifen wirksamen Schräglauftsteifigkeiten (**Bild 2-112**). Dadurch geht der lineare Zusammenhang zwischen Schräglauftwinkeldifferenz und Querbeschleunigung bzw. erforderlichem Lenkwinkel und Querbeschleunigung verloren. Das Vorzeichen des Gradienten $d\delta/d\alpha_y$ stimmt nicht unbedingt mit dem Vorzeichen der Schräglauftwinkeldifferenz überein. Somit kann es auch in Bereichen, die nach Olley ein untersteuerndes Fahrverhalten anzeigen, zu lokal negativen Gradienten kommen, **Bild 2-114** [18].

Im Bereich des hier gezeigten Lenkwinkelmaximums kommt es relativ rasch zu einer Verminderung des notwendigen Lenkwinkels. Der Fahrer muss Lenkradwinkel zurücknehmen, sodass man hier von einem übersteuerndem Fahrzustand sprechen kann. Diese Beurteilung nach Bergmann hat sich daher durchgesetzt (**Tabelle 2-11**). In Gl. (2.222) wird der Lenkwinkelbedarf in Abhängigkeit von Reifen- und Fahrzeugegenschaften beschrieben. In differentieller Form gilt dieser auch unter Zugrundelegung nichtlinearer Reifeneigenschaften.

$$F_{sv} = \int_0^{\alpha_v} c_{sv}(\alpha) d\alpha \quad (2.228)$$

$$F_{sh} = \int_0^{\alpha_h} c_{sh}(\alpha) d\alpha \quad (2.229)$$

Tabelle 2-11: Fahrzustandbeurteilung nach Bergmann

Zustand	Bedingung
Übersteuern	$d\delta/d\alpha_y < 0$
Neutral	$d\delta/d\alpha_y = 0$
Untersteuern	$d\delta/d\alpha_y > 0$

Eingesetzt ergibt sich die differentielle Form des Lenkwinkelbedarfs

$$\frac{d\delta}{da_y} = \frac{m}{I} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}(\alpha_v)} - \frac{l_v}{c_{sh}(\alpha_h)} \right) \quad (2.230)$$

Damit zeigt sich auch bei differentieller Betrachtung die Möglichkeit, das Fahrverhalten zu beurteilen.

Tabelle 2-12: Beurteilung des Fahrzustands mit nichtlinearen Reifeneigenschaften

Zustand	Bedingung
Übersteuern	$c_{sh}(\alpha_h) \cdot l_h < c_{sv}(\alpha_v) \cdot l_v$
Neutral	$c_{sh}(\alpha_h) \cdot l_h = c_{sv}(\alpha_v) \cdot l_v$
Untersteuern	$c_{sh}(\alpha_h) \cdot l_h > c_{sv}(\alpha_v) \cdot l_v$

2.5.3.3 Bewegungsvorgänge beim Über- und Untersteuern

Anhand der Zusammenhänge aus dem einfachen Einspurmodell können die Bewegungsvorgänge beim Unter- und Übersteuern erläutert werden.

Bei Kurvenfahrt entstehen Fliehkräfte, welche aus der Querbeschleunigung resultieren und über die Reifenseitenkräfte abgestützt werden müssen. An der Achse, an der zuerst die Kraftschlussgrenze erreicht wird, steigt der Schräglaufwinkel unkontrolliert an.

Bei einem untersteuernden Fahrzeug geschieht dieses zunächst an der Vorderachse. Dadurch wird der Schwimmwinkel β reduziert und damit auch der hintere Schräglaufwinkel α_h relativ verringert.

Durch den verringerten Schräglaufwinkel an der Hinterachse wird die Seitenkraft reduziert, womit das Fahrzeug sich auf einem größeren Kreisradius bewegen wird. Dieser größere Bahnradius führt zu einer geringeren Querbeschleunigung und einhergehend zu geringeren abzustützenden Seitenkräften. Das Fahrzeug wird durch diesen Untersteuereffekt stabilisiert.

Anders verhält sich ein übersteuerndes Fahrzeug: Hier steigt der hintere Schräglaufwinkel bei Erreichen der Kraftschlussgrenze schnell an und erhöht dadurch den Schwimmwinkel β .

Der vordere Schräglaufwinkel α_v wird in Folge relativ vergrößert und sorgt damit für eine Seitenkraftzunahme an der Vorderachse. Das Fahrzeug wird in Richtung eines kleineren Bahnradius bewegt, die Schleudertendenz wird drastisch erhöht. Es handelt sich dabei im negativen Sinne um einen Selbstverstärkungseffekt, da bei gleich bleibender Geschwindigkeit die Querbeschleunigung mit sinkendem Bahnradius steigt. Das Fahrzeug kann dadurch stabilisiert werden, indem der Fahrer schnell den Lenkwinkel zurücknimmt oder gar gegenlenkt. Dadurch würde das Fahrzeug wieder auf einen größeren und damit sichereren Bahnradius gebracht werden. Viele Normalfahrer sind mit dieser Fahraufgabe leider überfordert,

sodass hier die Motivation für die Entwicklung aktiver Stabilisierungssysteme liegt. Entsprechende aktive Brems- bzw. Lenksysteme sind seit einigen Jahren in Fahrzeugen enthalten und werden detailliert in den Abschnitten 7.6.2 und 8.2.2 beschrieben.

Um von vornherein den Fahrer bei der Erledigung seiner Stabilisierungsaufgabe zu entlasten, wird ein leicht untersteuerndes Eigenlenkverhalten in der Fahrzeugentwicklung angestrebt.

2.5.3.4 Erweitertes Einspurmodell mit Hinterradlenkung

Es hat in der Vergangenheit immer wieder Entwicklungen gegeben, auch die Hinterachse eines schnellen Kraftfahrzeugs lenkbar zu gestalten (s. Abschnitt 8.4.2), weil die Hinterachslenkung in zweierlei Hinsicht helfen kann, die Fahreigenschaften zu verbessern. Der nahe liegende Grund ist die Verbesserung der Wendigkeit des Kraftfahrzeugs durch einen der Lenkrichtung entgegen gesetzten Hinterachslenkwinkel. Dadurch wird der minimale Wendekreis deutlich verkleinert, was gerade im Stadt- bzw. Parkierbetrieb für den Fahrer sehr entlastend ist.

Der zweite wichtige Aspekt hinsichtlich der Verbesserung der Fahreigenschaften betrifft die Fahrstabilität des Kraftfahrzeugs. Die erhöhte Stabilität wird bei höheren Geschwindigkeiten durch einen in Relation zum Vorderachslenkwinkel gleichsinnig gerichteten Hinterachslenkwinkel erreicht.

Durch einen solchen zusätzlichen Lenkwinkel ergeben sich im Gegensatz zum konventionell gelenkten Fahrzeug deutliche Unterschiede in den kinematischen Beziehungen. Wie Bild 2-115 zeigt, wird durch einen gleichsinnigen Lenkeinschlag der Momentanpol der Bewegung nach hinten verlagert.

Durch diese Verlagerung des Kurvenmittelpunktes nach hinten wird der Radstand scheinbar verlängert, wodurch die Fahrstabilität deutlich erhöht wird [36]. Durch das gleichsinnige Lenken der Räder an Vorder- und Hinterachse kommt es bei einer Lenkbewegung zu einer deutlichen Giermomentabschwächung, da die entstehenden Schräglauftseitenkräfte an Vorder- und Hinterachse zwar in die gleiche Richtung zeigen, damit aber um den Schwerpunkt entgegen gesetzte Giermomente erzeugen.

Eine zusätzliche Hinterradlenkung hat den entscheidenden Vorteil, dass der Aufbau von Seitenkräften unmittelbar erfolgt und nicht wie bei einem normal-gelenkten Fahrzeug erst bei einem Aufbau des Schwimmwinkels [18] (Bild 2-115). Bei einem konventionellen Fahrzeug werden bei einer schnellen Lenkbewegung zunächst nur an der Vorderachse Seitenkräfte aufgebaut. Die Hinterachse ist zunächst an der Bewegung des Fahrzeugs nicht beteiligt [18].

Das Fahrzeug beginnt dann mit einer überlagerten Quer- und Gierbewegung, sodass sich ein Schwimmwinkel und direkt einhergehend ein Schräglaufwinkel an der Hinterachse entsteht. Erst dann wird an der Hinterachse eine Seitenführungs Kraft aufgebaut.

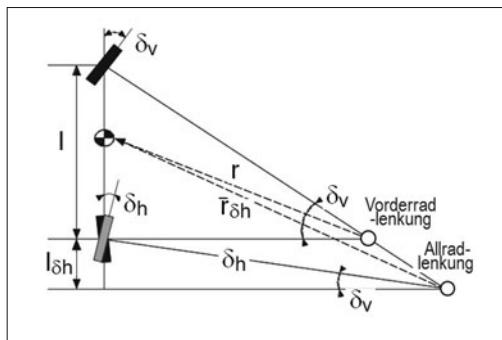


Bild 2-115: Veränderung der Lage des Momentanpols der Bewegung [36]

Nur mit einer Seitenkraft an der Hinterachse kann der stabile Gleichgewichtszustand (etwa bei einer statio-nären Kreisfahrt) erreicht werden. Andernfalls wür-de weiterhin eine Gierbeschleunigung entstehen, die das Fahrzeug weiter eindrehen lässt. Mit dem Aufbau einer Seitenkraft an der Hinterachse wird die Gierbe-schleunigung schließlich Null [18].

Bei-schaut man **Bild 2-116** (links), so erkennt man, dass bei gegensinnigem Radeinschlag direkt nach dem Lenkeinschlag an Vorder- und Hinterachse Sei-tenkräfte aufgebaut werden. Direkt ersichtlich ist, dass die Seitenkräfte entgegengerichtet sind und damit eine schnelle Gierbewegung hervorrufen müssen. Diese fällt deutlich höher aus als bei einem konventionell gelenkten Fahrzeug (**Bild 2-116**, Mitte).

Die resultierende Querbeschleunigung ist zunächst aller-dings geringer, da die Kräfte entgegengerichtet sind. Eine solche Strategie zum Einsatz einer Hinterradlenkung würde bei Geschwindigkeiten oberhalb des Wende- und Parkierbereichs und insbesondere bei hohen Fahrgeschwindigkeiten zu sehr hohen Über-schwingen in der Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs bei gleichzeitig nur verzögertem Querbeschleuni-gungsaufbau führen [18].

Im Sinne der Fahrstabilität ist insbesondere bei höhe-ren Fahrgeschwindigkeiten die Strategie des gleichsin-nigen Lenkeinschlags die wesentlich bessere Variante. Dabei werden an der Vorder- und Hinterachse gleich-

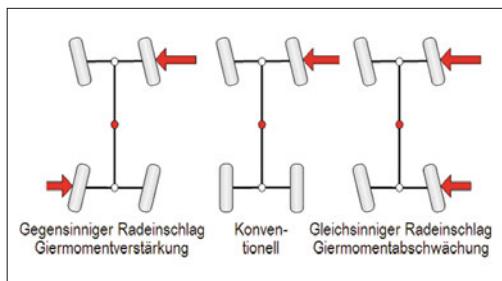


Bild 2-116: Seitenkrafterstellung unmittelbar nach einem schnellen Lenkeinschlag [37]

zeitig Seitenkräfte in gleichgesetzter Richtung erzeugt, die für einen schnellen Anstieg der Querbeschleuni-gung sorgen. Die Giergeschwindigkeit wird dagegen nur langsam aufgebaut und die Überschwinger werden deutlich geringer sein als bei einem konventionellen Fahrzeug (**Bild 2-116**, rechts).

Wird eine Hinterachslenkung eingesetzt, so ändern sich auch die Gleichungen des einfachen Einspur-modells. Zusätzlich zum konventionellen, vorderen Lenkwinkel wird ein hinterer Lenkwinkel eingeführt. Analog zu den Gleichungen aus Abschnitt 2.5.3.1 wird auch in diesem Fall der Schwerpunktsatz und Drallsatz für das Einspurmodell aufgestellt.

Das erweiterte lineare Einspurmodell hat die gleichen Voraussetzungen wie das einfache Einspurmodell (Schwerpunktshöhe Null, achsweise zusammengefasste Kräfte, linear angenommene Schräglauftiefeig-keit) und wird um den hinteren Lenkwinkel erweitert, **Bild 2-117**.

Es gelten selbstverständlich die grundsätzlichen Zu-sammenhänge aus den Gl. 2.206 ff.

Die Seitenkraft durch Schräglauftiefe wird linear ange-nommen:

$$F_\alpha = c_\alpha \cdot \alpha \quad (2.231)$$

Aus Newtonscher Bewegungsgleichung und Drallsatz ergeben sich:

$$m \cdot a_y = F_{sv} + F_{sh} \quad (2.232)$$

$$\Theta \cdot \ddot{\psi} = F_{sv} \cdot l_v - F_{sh} \cdot l_h \quad (2.233)$$

Während die geometrischen und kinematischen Zu-sammenhänge an der Vorderachse sich nicht vom ein-fachen Einspurmodell unterscheiden (s. Gl. (2.212))

$$\alpha_v = \delta_v + \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi}}{v} \quad (2.234)$$

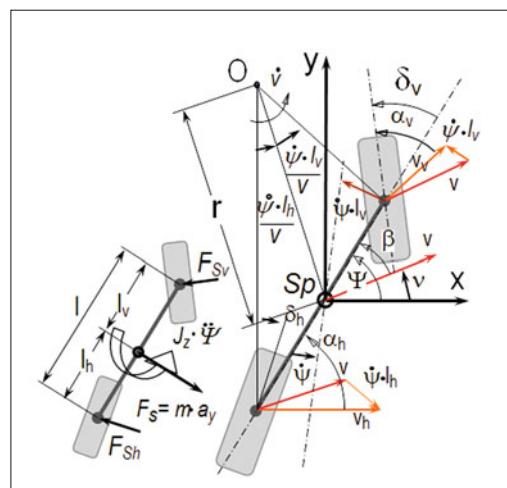


Bild 2-117: Lineares Einspurmodell mit Hinterradlenkung [36]

wird die Gleichung für die Hinterachse (Gl. (2.213)) um einen zusätzlichen Lenkwinkel erweitert:

$$\alpha_h = \delta_h + \beta + \frac{l_h \cdot \dot{\psi}}{v} \quad (2.235)$$

Für die Fliehkraft gilt der Zusammenhang aus Gl. (2.209):

$$m \cdot a_y = m \cdot \frac{v^2}{r} = m \cdot \frac{v}{r} \cdot \dot{v} \cdot r = m \cdot v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) \quad (2.236)$$

Setzt man die Gl. (2.284) und (2.235) unter Verwendung von Gl. (2.236) in die Newtonsche Bewegungsgleichung (Gl. (2.232)) ein, so ergibt sich eine Differentialgleichung für den Schwimmwinkel:

$$\begin{aligned} \dot{\beta} &= \left(-\frac{c_{sv} + c_{sh}}{m \cdot v} \right) \cdot \beta + \left(1 - \frac{c_{sh} \cdot l_h - c_{sv} \cdot l_v}{m \cdot v^2} \right) \cdot \dot{\psi} \\ &\quad - \left(\frac{c_{sv}}{m \cdot v} \right) \cdot \delta_v - \left(\frac{c_{sh}}{m \cdot v} \right) \cdot \delta_h \end{aligned} \quad (2.237)$$

Setzt man die gleichen Bedingungen in den Drallsatz nach Gl. (2.233) ein, so entsteht eine weitere Differentialgleichung für die Gierwinkelbeschleunigung.

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} &= \left(-\frac{c_{sv} \cdot l_v^2 + c_{sh} \cdot l_h^2}{\Theta \cdot v} \right) \cdot \dot{\psi} + \left(\frac{c_{sv} \cdot l_v - c_{sh} \cdot l_h}{\Theta} \right) \cdot \beta \\ &\quad + \left(\frac{c_{sv} \cdot l_v}{\Theta} \right) \cdot \delta_v - \left(\frac{c_{sh} \cdot l_h}{\Theta} \right) \cdot \delta_h \end{aligned} \quad (2.238)$$

Diese beiden Zusammenhänge dienen dazu, den Schwimmwinkel sowie die Gierwinkelgeschwindigkeit zu berechnen, wenn Lenkwinkel, Fahrgeschwindigkeit und die genannten Fahrzeug- und Reifeparameter bekannt sind [36].

2.5.3.5 Nichtlineares Einspurmodell

In den vergangenen Kapiteln wurden linearisierte Einspurmodelle dargestellt. Es wurde davon ausgegangen, dass nur kleine Winkel auftreten, sodass einige trigonometrische Vereinfachungen getroffen werden konnten.

Falls Betrachtungen notwendig werden, bei denen Schwimmwinkel größer als 10° auftreten können, so ist diese linearisierte Darstellung nicht mehr ausreichend genau [36]. Weiterhin werden bei in diesen Schwimmwinkelbereichen sicherlich Schräglauftypen größer als $3-4^\circ$ erreicht, sodass die Linearisierung der Schräglauftypen ebenfalls den zulässigen Bereich verlässt.

Daher werden nun die nichtlinearen Zusammenhänge im Einspurmodell dargestellt.

Bisher wurden die Reifenseitenkräfte jeweils orthogonal zur Fahrzeulgängsachse angesetzt. In der Realität greifen diese jedoch senkrecht zur Radlängsachse an, sodass diese in den jeweiligen Newtonschen Bewegungsgleichungen winkelkorrigiert eingehen. Daher wird erneut das Bild 2-106 verwendet, in dem die Rei-

fenseitenkräfte bereits mit dem jeweiligen Radlenkwinkel versehen sind. Dadurch entstehen im Gegensatz zu den linearisierten Einspurmodellgleichungen Kraftanteile in Längsrichtung, welche in diesem Fall als Verzögerung auf den Schwerpunkt wirken [36].

$$m \cdot a_x = -F_{sv} \cdot \sin(\delta_v) - F_{sh} \cdot \sin(\delta_h) \quad (2.239)$$

Die schon aus den Gl. (2.207) und (2.232) bekannte Bewegungsgleichung in lateraler Richtung wird durch die Winkelfunktionen entsprechend erweitert.

$$m \cdot a_y = F_{sv} \cdot \cos(\delta_v) + F_{sh} \cdot \cos(\delta_h) \quad (2.240)$$

Die Beschleunigung eines Massepunktes in der Ebene wird mit einer Tangential- und einer Normalkomponente dargestellt [38]

$$\ddot{a} = \dot{v} \cdot \vec{e}_t + \frac{v^2}{r} \cdot \vec{e}_n \quad (2.241)$$

In einem Fahrzustand gemäß Bild 2.117 mit der entsprechenden Definition für die Winkelrichtung des Schwimmwinkels ergeben sich dabei die folgenden Tangential- und Normalkomponenten [38]

$$\vec{e}_t = \begin{pmatrix} \cos(\beta) \\ -\sin(\beta) \end{pmatrix} \quad (2.242)$$

$$\vec{e}_n = \begin{pmatrix} \sin(\beta) \\ \cos(\beta) \end{pmatrix} \quad (2.243)$$

Damit ergeben sich folgende Beschleunigungskomponenten in x - und y -Richtung des Fahrzeugs

$$a_x = \dot{v} \cdot \cos(\beta) + \frac{v^2}{r} \cdot \sin(\beta) \quad (2.244)$$

$$a_y = -\dot{v} \cdot \sin(\beta) + \frac{v^2}{r} \cdot \cos(\beta) \quad (2.245)$$

Es werden erneut die Zusammenhänge aus Gl. (2.209) verwendet.

$$a_x = \dot{v} \cdot \cos(\beta) + v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) \cdot \sin(\beta) \quad (2.246)$$

$$a_y = -\dot{v} \cdot \sin(\beta) + v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) \cdot \cos(\beta) \quad (2.247)$$

Diese beiden Bedingungen werden in Gl. (2.239) sowie Gl. (2.240) eingesetzt:

$$\begin{aligned} m \cdot (\dot{v} \cdot \cos(\beta) + v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) \cdot \sin(\beta)) \\ = -F_{sv} \cdot \sin(\delta_v) - F_{sh} \cdot \sin(\delta_h) \end{aligned} \quad (2.248)$$

$$\begin{aligned} m \cdot (-\dot{v} \cdot \sin(\beta) + v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) \cdot \cos(\beta)) \\ = F_{sv} \cdot \cos(\delta_v) + F_{sh} \cdot \cos(\delta_h) \end{aligned} \quad (2.249)$$

In den Gleichungen kann man die Bahnbeschleunigung isolieren und diese dann gleichsetzen [36].

$$\begin{aligned} & \frac{F_{sv} \cdot \cos(\delta_v) + F_{sh} \cdot \cos(\delta_h)}{m \cdot \sin(\beta)} \\ & - \frac{F_{sv} \cdot \sin(\delta_v) + F_{sh} \cdot \sin(\delta_h)}{m \cdot \cos(\beta)} \\ & = v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) \cdot \left[\frac{\cos(\beta)}{\sin(\beta)} + \frac{\sin(\beta)}{\cos(\beta)} \right] \end{aligned} \quad (2.250)$$

Mit dem Additionstheorem

$$\sin^2(\beta) + \cos^2(\beta) = 1 \quad (2.251)$$

sowie Erweiterung des ersten Terms gilt

$$\begin{aligned} & \frac{[F_{sv} \cdot \cos(\delta_v) + F_{sh} \cdot \cos(\delta_h)] \cdot \cos(\beta)}{m \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\beta)} \\ & - \frac{[F_{sv} \cdot \sin(\delta_v) + F_{sh} \cdot \sin(\delta_h)] \cdot \sin(\beta)}{m \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\beta)} \\ & = \frac{v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta})}{\sin(\beta) \cdot \cos(\beta)} \\ & \Leftrightarrow \frac{F_{sv} \cdot [\cos(\delta_v) \cdot \cos(\beta) - \sin(\delta_v) \cdot \sin(\beta)]}{m \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\beta)} \\ & + \frac{F_{sh} \cdot [\cos(\delta_h) \cdot \cos(\beta) - \sin(\delta_h) \cdot \sin(\beta)]}{m \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\beta)} \\ & = \frac{v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta})}{\sin(\beta) \cdot \cos(\beta)} \end{aligned} \quad (2.252)$$

Mit einem weiteren Additionstheorem

$$\cos(\alpha + \beta) = \cos(\alpha) \cdot \cos(\beta) - \sin(\alpha) \cdot \sin(\beta) \quad (2.254)$$

ergibt sich hieraus eine Differentialgleichung „DGL“ für den Schwimmwinkel:

$$\dot{\beta} = \dot{\psi} - \frac{1}{m \cdot v} \cdot [F_{sv} \cdot \cos(\delta_v + \beta) + F_{sh} \cdot \cos(\delta_h + \beta)] \quad (2.255)$$

Der bisherige, linearisierte Drallsatz aus Gl. (2.233) wird unter der Berücksichtigung der Lenkwinkel an Vorder- und Hinterachse zu:

$$\Theta \cdot \ddot{\psi} = F_{sv} \cdot l_v \cdot \cos(\delta_v) - F_{sh} \cdot l_h \cdot \cos(\delta_h) \quad (2.256)$$

Werden nun die Winkelzusammenhänge aus den Gln. (2.234) und (2.235) in diese beiden Gln. (2.255) sowie (2.256) eingesetzt, so entstehen die beiden Differentialgleichungen für die Schwimmwinkelgeschwindigkeit sowie für die Gierwinkelbeschleunigung.

$$\begin{aligned} \dot{\beta} &= \dot{\psi} - \frac{1}{m \cdot v} \cdot \left[c_{sv} \cdot \left(\delta_v + \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi}}{v} \right) \cdot \cos(\delta_v + \beta) \right. \\ & \quad \left. + c_{sh} \cdot \left(\delta_h + \beta + \frac{l_h \cdot \dot{\psi}}{v} \right) \cdot \cos(\delta_h + \beta) \right] \end{aligned} \quad (2.257)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} &= \frac{1}{\Theta} \left[c_{sv} \cdot \left(\delta_v + \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi}}{v} \right) \cdot l_v \cdot \cos(\delta_v) \right. \\ & \quad \left. - c_{sh} \cdot \left(\delta_h + \beta + \frac{l_h \cdot \dot{\psi}}{v} \right) \cdot l_h \cdot \cos(\delta_h) \right] \end{aligned} \quad (2.258)$$

Diese Bewegungsgleichungen beschreiben die Zusammenhänge zwischen den verschiedenen Bewegungsgrößen eines nicht-linearen Einspurmodells und der Fahrzeug- und Reifenparameter.

2.5.3.6 Instationäre Betrachtungen des einfachen Einspurmodells

Die bisherigen Betrachtungen zum Einspurmodell beziehen sich nur auf den stationären Fahrzustand, z. B. für eine stationäre Kreisfahrt. Um auch instationäre Fahrzustände beschreiben und analysieren zu können, werden die Gleichungen des einfachen Einspurmodells herangezogen und schrittweise für die instationäre Betrachtung verwendet. Diese werden z. B. für die Analyse des Übergangsverhaltens angewendet. Um die Bewegungsgleichungen nach Newton und Euler vollständig zu notieren, werden die Gln. (2.209), (2.210) sowie (2.211) herangezogen und in (2.207) und (2.208) eingesetzt. Es werden dabei die Schräglauftwinkeldefinitionen aus den Gln. (2.234) und (2.235) verwendet, die einen zusätzlichen hinteren Lenkwinkel bereits beinhaltet. Falls das instationäre Fahrverhalten eines konventionellen Fahrzeugs ohne Hinterachslenkung betrachtet werden soll, sind die entsprechenden Terme zu Null zu setzen.

$$\begin{aligned} m \cdot v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) &= c_{sv} \cdot \left(\delta_v + \beta - \frac{l_v}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \\ &+ c_{sh} \cdot \left(\delta_h + \beta + \frac{l_h}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \end{aligned} \quad (2.259)$$

$$\begin{aligned} O_Z \cdot \ddot{\psi} &= c_{sv} \cdot \left(\delta_v + \beta - \frac{l_v}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \cdot l_v \\ &- c_{sh} \cdot \left(\delta_h + \beta + \frac{l_h}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \cdot l_h \end{aligned} \quad (2.260)$$

Aus der Newtonschen Bewegungsgleichung (2.259) kann eine Beziehung für die Gierrate isoliert werden.

$$\begin{aligned} m \cdot v \cdot \dot{\psi} - m \cdot v \cdot \beta &= \beta \cdot (c_{sv} + c_{sh}) + c_{sv} \cdot \delta_v \\ &+ c_{sh} \cdot \delta_h + \dot{\psi} \cdot \left(c_{sh} \cdot \frac{l_h}{v} - c_{sv} \cdot \frac{l_v}{v} \right) \end{aligned} \quad (2.261)$$

$$\Leftrightarrow \dot{\psi} = \frac{m \cdot v \cdot \dot{\beta} + (c_{sv} + c_{sh}) \cdot \beta + c_{sv} \cdot \delta_v + c_{sh} \cdot \delta_h}{m \cdot v + c_{sv} \cdot \frac{l_v}{v} - c_{sh} \cdot \frac{l_h}{v}} \quad (2.262)$$

Um diese Gleichung zu differenzieren, wird die Voraussetzung getroffen, dass die Geschwindigkeit konstant ist [18].

$$\ddot{\psi} = \frac{m \cdot v \cdot \ddot{\beta} + (c_{sv} + c_{sh}) \cdot \dot{\beta} + c_{sv} \cdot \dot{\delta}_v + c_{sh} \cdot \dot{\delta}_h}{m \cdot v + c_{sv} \cdot \frac{l_v}{v} - c_{sh} \cdot \frac{l_h}{v}} \quad (2.263)$$

Mit diesen Beziehungen für die Gierwinkelgeschwindigkeit und Gierwinkelbeschleunigung kann der Drallsatz aus Gl. (2.260) erweitert werden.

Es wird folgende Vereinbarung zur mathematischen Vereinfachung der Umformung getroffen

$$A := m \cdot v + c_{sv} \cdot \frac{l_v}{v} - c_{sh} \cdot \frac{l_h}{v} \quad (2.264)$$

Damit ergibt sich eine Differentiagleichung für den Schwimmwinkel β :

$$\begin{aligned} & [\Theta_Z \cdot m \cdot v] \cdot \ddot{\beta} \\ & + [\Theta \cdot (c_{sv} + c_{sh}) + c_{sv} \cdot l_v^2 \cdot m + c_{sh} \cdot l_h^2 \cdot m] \cdot \dot{\beta} \\ & + \left[A \cdot (l_h \cdot c_{sh} - l_v \cdot c_{sv}) + (c_{sv} + c_{sh}) \cdot \left(c_{sv} \cdot \frac{l_v^2}{v} + c_{sh} \cdot \frac{l_h^2}{v} \right) \right] \cdot \beta \\ & = [-c_{sv} \cdot \Theta] \cdot \dot{\delta}_v + [-c_{sh} \cdot \Theta] \cdot \dot{\delta}_h \\ & + \left[A \cdot l_v \cdot c_{sv} - c_{sv}^2 \cdot \frac{l_v^2}{v} - c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot \frac{l_h^2}{v} \right] \cdot \dot{\delta}_v \\ & + \left[-A \cdot l_h \cdot c_{sh} - c_{sh}^2 \cdot \frac{l_h^2}{v} - c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot \frac{l_v^2}{v} \right] \cdot \dot{\delta}_h \\ & \Leftrightarrow \ddot{\beta} + \left[\frac{c_{sv} + c_{sh}}{m \cdot v} + \frac{c_{sv} \cdot l_v^2 + c_{sh} \cdot l_h^2}{\Theta \cdot v} \right] \cdot \dot{\beta} \\ & + \left[\frac{c_{sh} \cdot l_h - c_{sv} \cdot l_v}{\Theta} + \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l^2}{\Theta \cdot m \cdot v^2} \right] \cdot \beta \\ & = [-c_{sv} \cdot \Theta] \cdot \dot{\delta}_v + [-c_{sh} \cdot \Theta] \cdot \dot{\delta}_h \\ & + \left[\frac{c_{sv} \cdot l_v - c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l \cdot l_h}{\Theta} \right] \cdot \dot{\delta}_v \\ & - \left[\frac{c_{sh} \cdot l_h + c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l \cdot l_v}{\Theta \cdot m \cdot v^2} \right] \cdot \dot{\delta}_h \end{aligned} \quad (2.265)$$

Damit ist für den Schwimmwinkel β eine inhomogene Differentialgleichung DGL 2. Ordnung entstanden [18]. Der inhomogene (rechte) Teil der Gleichung besteht aus den Lenkwinkeln sowie den Lenkwinkelgeschwindigkeiten an Vorder- und Hinterachse. Diese werden als Störgrößen betrachtet. Reale Störgrößen wie Bodenunebenheiten sowie Seitenwind sind hier nicht berücksichtigt.

Setzt man den Lenkwinkel sowie die Lenkwinkelgeschwindigkeit der Hinterachse zu Null, so erhält man die entsprechende DGL 2. Ordnung für ein konventionelles Einspurmodell [18].

Betrachtet wird nun der homogene Teil dieser DGL.

$$\begin{aligned} & \ddot{\beta} + \underbrace{\left[\frac{c_{sv} + c_{sh}}{m \cdot v} + \frac{c_{sv} \cdot l_v^2 + c_{sh} \cdot l_h^2}{\Theta \cdot v} \right]}_{=:P} \cdot \dot{\beta} \\ & + \underbrace{\left[\frac{c_{sh} \cdot l_h - c_{sv} \cdot l_v}{\Theta} + \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l^2}{\Theta \cdot m \cdot v^2} \right]}_{=:Q} \cdot \beta = 0 \end{aligned} \quad (2.266)$$

Zur Vereinfachung werden die Definitionen P und Q eingeführt.

$$\Rightarrow \ddot{\beta} + P \cdot \dot{\beta} + Q \cdot \beta = 0 \quad (2.267)$$

Der homogene Teil der DGL hat die Form einer gewöhnlichen gedämpften Schwingungsgleichung

$$\ddot{\beta} + 2\sigma \cdot \dot{\beta} + \omega_e^2 \cdot \beta = 0 \quad (2.268)$$

mit der Abklingkonstanten σ und der ungedämpften Eigenkreisfrequenz ω_e . Das bedeutet, dass das Fahrzeug in der Horizontalebene Schwingungen ausführen kann, die gedämpft sind.

Durch Koeffizientenvergleich von Gl. (2.266) mit Gl. (2.268) ergibt sich für die ungedämpfte Eigenkreisfrequenz des Systems:

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c_{sh} \cdot l_h - c_{sv} \cdot l_v}{\Theta} + \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l^2}{\Theta \cdot m \cdot v^2}} \quad (2.269)$$

Für das Dämpfungsmaß D einer allgemeinen Schwingungsgleichung gilt:

$$D = \frac{\sigma}{\omega_e} \quad (2.270)$$

Auch hier ergibt sich durch den gleichen Koeffizientenvergleich:

$$D = \frac{1}{2\omega_e} \cdot \left[\frac{c_{sv} + c_{sh}}{m \cdot v} + \frac{c_{sv} \cdot l_v^2 + c_{sh} \cdot l_h^2}{\Theta \cdot v} \right] \quad (2.271)$$

Der Vollständigkeit halber kann auch die gedämpfte Eigenkreisfrequenz dargestellt werden.

$$\omega_{e,m,D} = \omega_e \cdot \sqrt{1 - D^2} \quad (2.272)$$

Das Dämpfungsmaß und die Eigenkreisfrequenz wurden aus der Differentialgleichung für den Schwimmwinkel ermittelt. Dennoch spricht man in diesem Fall von Giereigenfrequenz und Gierdämpfungsmaß [18]. Da sowohl der Gierwinkel als auch der Schwimmwinkel einen Winkel um die Hochachse des Fahrzeugs beschreiben und die Gierbeschleunigung unter Vernachlässigung der Bahnbeschleunigung gleich der Schwimmwinkelbeschleunigung (Gl. (2.273)) ist, kann in die DGL für den Schwimmwinkel (Gl. (2.265)) der Schwimmwinkel durch den Gierwinkel ersetzt werden. Der homogene Teil der DGL, aus dem das Dämpfungsmaß und die ungedämpfte Eigenkreisfrequenz gewonnen werden, ist dann vollkommen identisch zu Gl. (2.266). Eine Schwingung um die Hochachse kann für den Schwimmwinkel und den Gierwinkel nur eine gemeinsame Eigenkreisfrequenz und ein gemeinsames Dämpfungsmaß haben.

$$\nu = \psi - \beta \Rightarrow \ddot{\psi} = \ddot{\beta} \text{ mit } \ddot{\nu} \approx 0 \quad (2.273)$$

Anhand der Zusammenhänge aus der Differentialgleichung für den Schwimmwinkel und von Giereigenfrequenz sowie Gierdämpfung lassen sich interessante Analysen des instationären Fahrverhaltens ableiten. Dazu wird eine Simulation von drei verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen durchgeführt. Für ein Stan-

dardfahrzeug werden drei verschiedene hintere Schräglauftsteifigkeiten verwendet. Es wurden die Fahrzeugdaten aus **Tabelle 2-13** verwendet.

Tabelle 2-13: Verwendete Fahrzeuggrößen [18]

Radstand	$l = 2,5 \text{ m}$
Schwerpunktabstand vorn	$l_v = 1,3 \text{ m}$
Schwerpunktabstand hinten	$l_h = 1,2 \text{ m}$
Fahrzeugmasse	$m = 1300 \text{ kg}$
Trägheitsmoment um z-Achse	$\Theta_z = 1960 \text{ kgm}^2$
Schräglauftsteifigkeit vorn	$c_{sv} = 30000 \text{ N/rad}$

Die unterschiedlichen Schräglauftsteifigkeiten für die Hinterachse werden so gewählt, dass nach der statio-nären Fahrzustandsbetrachtung nach Olley Untersteuern und Übersteuern vorkommen (**Tabelle 2-14**). Damit ergeben sich für diese drei Varianten Giereigenfrequenz und Gierdämpfung gemäß den Diagrammen in den **Bildern 2-118** und **2-119**.

Tabelle 2-14: Variable Schräglauftsteifigkeit hinten

$c_{sh} = 30000 \text{ N/rad}$	$c_{sh} \cdot l_h < c_{sv} \cdot l_v^2$	übersteuern
$c_{sh} = 35000 \text{ N/rad}$	$c_{sh} \cdot l_h > c_{sv} \cdot l_v^2$	untersteuern
$c_{sh} = 40000 \text{ N/rad}$	$c_{sh} \cdot l_h > c_{sv} \cdot l_v^2$	untersteuern

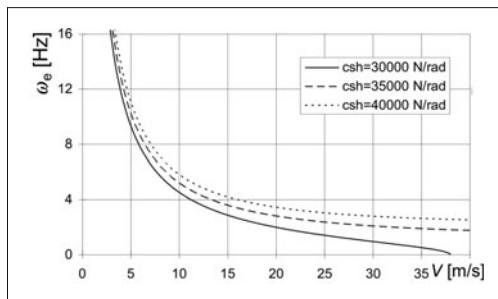


Bild 2-118: Giereigenfrequenz als Funktion der Fahrgeschwindigkeit [18]

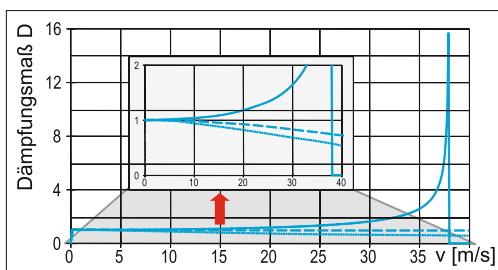


Bild 2-119: Gierdämpfung als Funktion der Fahrgeschwindigkeit [18]

Es ist zu erkennen, dass für das übersteuernde Fahrzeug bei einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit die ungedämpfte Giereigenfrequenz gegen Null geht. Einhergehend fällt die Gierdämpfung ebenfalls auf Null ab. Diese Fahrgeschwindigkeit wird auch als kritische Fahrgeschwindigkeit v_{krit} bezeichnet. Schwingungs-technisch bedeutet dies, dass das Fahrzeug ab dieser Geschwindigkeit eine ungedämpfte Schwingung auf eine Gieranregung ausführt. Die Gierbewegung kann also nicht mehr abklingen. Das Fahrzeug beginnt zu schleudern und ist nicht mehr kursstabil. [18] Für die beiden dargestellten untersteuernden Fahrzeugvarianten gilt, dass die Gierdämpfung bei steigernder Fahrgeschwindigkeit abnimmt, aber nicht gegen Null geht. Somit werden eingeleitete Gierbewegungen stets bedämpft.

Eine kritische Fahrgeschwindigkeit existiert für das untersteuernd ausgelegte Fahrzeug nicht. Dementsprechend ist hier ein weiterer Grund gegeben, Fahrzeuge durch eine geschickte Wahl der Fahrzeugparameter untersteuernd auszulegen.

Allerdings können auch bei grundsätzlich untersteuernd ausgelegten Fahrzeugen Fahrsituationen entstehen, in denen es zu einem dynamischen Übersteuern kommen kann. Dies ist dann der Fall, wenn der Reifen durch Radlastverlagerungen (z. B. Lastwechsel) oder die Überlagerung von Längs- und Querkräften einer hohen Kraftschlussbeanspruchung unterliegt und sich somit Betriebspunkte einstellen, die dem Fahrzeug eine Übersteuertendenz verleihen [39].

Hinsichtlich Giereigenfrequenz und -dämpfung gibt es innerhalb der bisher dargestellten Fahrzeuge verschiedene Konfigurationen (**Bild 2-120**). Sie gelten für die Geschwindigkeiten zwischen 20 und 30 m/s.

Eine optimale Auslegung hinsichtlich des Fahrverhal-tens ist leider nicht immer möglich, da viele wichtige Parameter durch andere Anforderungen ebenfalls eingeschränkt werden. So muss also je nach Anwen-dungsfall und Anforderungen an das Fahrzeug ein ge-lungener Kompromiss gefunden werden.

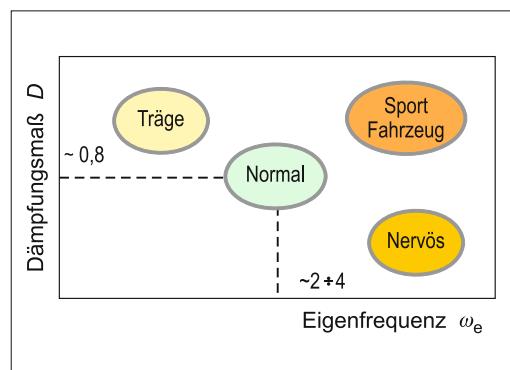


Bild 2-120: Auslegungsvarianten in Bezug auf Giereigenfrequenz und Gierdämpfung [18]

2.5.4 Die Regelstrecke „Fahrzeug“ im Regelkreis

Wie zu Beginn des Abschnitts 2.5 erwähnt, ist das System „Fahrzeug“ ein Teil des Regelkreises „Fahrer–Fahrzeug“. Zur Untersuchung der Regelstrecke „Fahrzeug“ wird eine Eingangsgröße (in diesem Fall der Lenkwinkel) in die Regelstrecke gegeben und die Antwort der Regelstrecke (Querbeschleunigung und Gierrate) betrachtet. Zu diesem Zweck wird auf das einfache Einspurmodell aus Abschnitt 2.5.3.1 zurückgegriffen. In Gl. (2.222) findet man den Zusammenhang für den Lenkwinkelbedarf:

$$\delta = \frac{l}{r} + \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}} - \frac{l_v}{c_{sh}} \right) \cdot a_y \quad (2.274)$$

Der Lenkwinkel gilt als Eingangsgröße der Regelstrecke „Fahrzeug“. Als Antwort bzw. Ausgangsgröße wird die resultierende Gierwinkelgeschwindigkeit verwendet. Das Verhältnis aus Ausgangsgröße zu Eingangsgröße wird in diesem Fall als stationärer Gierverstärkfaktor bezeichnet [18].

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{\dot{\psi}}{\frac{l}{r} + \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}} - \frac{l_v}{c_{sh}} \right) \cdot a_y} \quad (2.275)$$

Mit den Zusammenhängen für die Gierrate sowie für die Querbeschleunigung

$$\dot{\psi} = \frac{v}{r} \quad \text{sowie} \quad a_y = \frac{v^2}{r} \quad (2.276)$$

ergibt sich der stationäre Gierverstärkfaktor:

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{v}{l + \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}} - \frac{l_v}{c_{sh}} \right) \cdot v^2} \quad (2.277)$$

In dieser Gleichung befindet sich der sogenannte **Eigenlenkgradient** (EG), welcher sich auf die Gleichung für den Lenkwinkelbedarf (2.274) bezieht.

$$\frac{d\delta}{da_y} = \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}} - \frac{l_v}{c_{sh}} \right) = EG \quad (2.278)$$

Damit wird aus Gl. (2.277):

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{v}{l + EG \cdot v^2} \quad (2.279)$$

Bild 2-121 zeigt die Abhängigkeit des stationären Gierverstärkfaktors für Fahrzeuge mit verschiedenen Eigenlenkgradienten. Auch hier findet sich die sogenannte „kritische Fahrgeschwindigkeit“ v_{krit} wieder. Bei einem übersteuerndem Fahrzeug ($EG < 0$) geht der stationäre Gierverstärkfaktor in einer Polstelle gegen Unendlich: d. h., die Gierbewegungen werden so weit verstärkt, dass eine Stabilisierung nicht mehr möglich ist.

Bei einem untersteuernden Fahrzeug hingegen bleibt der Gierverstärkfaktor in einem niedrigen Bereich. Auch hier ist er abhängig von der Fahrgeschwindigkeit und weist ein Maximum auf. Die dazugehörige Geschwindigkeit wird als „charakteristische Geschwindigkeit“ v_{char} bezeichnet. Mathematisch lässt sich v_{char} durch einfache Differentiation und Maximalwertbildung von Gl. (2.279) ermitteln.

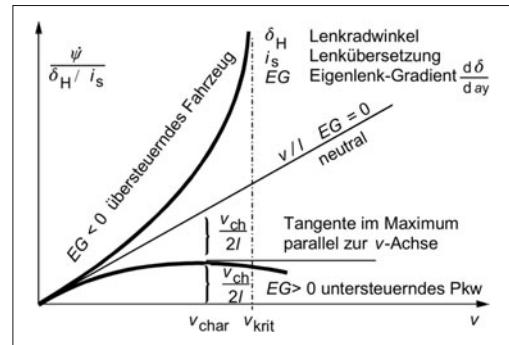


Bild 2-121: Gierverstärkfaktor bei verschiedenen Eigenlenkgradienten [32]

schwindigkeit und weist ein Maximum auf. Die dazugehörige Geschwindigkeit wird als „charakteristische Geschwindigkeit“ v_{char} bezeichnet. Mathematisch lässt sich v_{char} durch einfache Differentiation und Maximalwertbildung von Gl. (2.279) ermitteln.

$$\frac{d}{dv} \left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{l + EG \cdot v^2 - 2 \cdot EG \cdot v^2}{(l + EG \cdot v^2)^2} = 0 \quad (2.280)$$

$$\Rightarrow v_{\text{char}}^2 = \frac{l}{EG} \quad (2.281)$$

Eingesetzt in Gl. (2.279) ergibt sich mit v_{char}

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{v}{l \cdot \left(1 + \frac{v^2}{v_{\text{char}}^2} \right)} \quad (2.282)$$

Somit kann unter Kenntnis der charakteristischen Geschwindigkeit sehr schnell die resultierende stationäre Gierrate ermittelt werden, wenn der aufgeprägte Lenkwinkel sowie die Fahrgeschwindigkeit bekannt sind. Die charakteristische Geschwindigkeit kann im Fahrversuch durch stationäre Kreisfahrt bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten ermittelt werden. Bei der charakteristischen Geschwindigkeit weist ein Fahrzeug für den stationären Betrieb die höchste Lenkempfindlichkeit bzw. die Gierfreudigkeit auf.

Das Auslegungsziel für v_{char} für moderne Kraftfahrzeuge liegt zwischen 65 und 100 km/h [18], [32], [40]. Mittels des Eigenlenkgradienten EG in Gl. (2.279) kann die dafür benötigte Untersteuertendenz abgeschätzt werden.

2.5.4.1 Dynamisches Verhalten der Regelstrecke Fahrzeug

Um das dynamische Verhalten der Regelstrecke „Fahrzeug“ zu betrachten, werden die instationären Bewegungsgleichungen (2.259 ff.) aus Abschnitt 2.5.3.6 verwendet.

Auch hier ist die Antwort der Regelstrecke auf eine Eingangsgröße von Interesse. Ausgangsgröße ist erneut

die Gierwinkelgeschwindigkeit, Eingangsgröße bleibt der vordere Lenkwinkel. Die Übertragungsfunktion lässt sich im Bildbereich der Laplace-Transformation [41] herleiten.

Dazu wird zunächst der hintere Radlenkwinkel in den instationären Bewegungsgleichungen (2.259) und (2.260) zu Null gesetzt, da das Übertragungsverhalten von vorderem Radlenkwinkel zur Gierwinkelgeschwindigkeit ermittelt wird.

$$m \cdot v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) = c_{sv} \cdot \left(\delta_v + \beta - \frac{l_v}{v} \cdot \dot{\psi} \right) + c_{sh} \cdot \left(\beta + \frac{l_h}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \quad (2.283)$$

$$\Theta_Z \cdot \ddot{\psi} = c_{sv} \cdot \left(\delta_v + \beta - \frac{l_v}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \cdot l_v - c_{sh} \cdot \left(\beta + \frac{l_h}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \cdot l_h \quad (2.284)$$

Diese werden so in den Bildbereich transformiert, dass der Schwimmwinkel eliminiert werden kann. Da die Ausgangsgröße die Gierwinkelgeschwindigkeit ist, wird im Bildbereich $\psi(s) \cdot s$ nicht weiter mit anderen Größen verrechnet.

$$m \cdot v \cdot [\psi(s) \cdot s - \beta(s) \cdot s] = c_{sv} \cdot \left[\delta_v(s) + \beta(s) - \frac{l_v}{v} \cdot \psi(s) \cdot s \right] + c_{sh} \cdot \left[\beta(s) + \frac{l_h}{v} \cdot \psi(s) \cdot s \right] \quad (2.285)$$

$$\Theta_Z \cdot \psi(s) \cdot s^2 = c_{sv} \cdot \left[\delta_v(s) + \beta(s) - \frac{l_v}{v} \cdot \psi(s) \cdot s \right] \cdot l_v - c_{sh} \cdot \left[\beta(s) + \frac{l_h}{v} \cdot \psi(s) \cdot s \right] \cdot l_h \quad (2.286)$$

Diese beiden Gleichungen lassen sich nach dem Schwimmwinkel $\beta(s)$ auflösen und gleichsetzen. Damit erhält man eine Gleichung, die nur noch $\psi(s) \cdot s$ und $\delta_v(s)$ enthält, womit direkt die Übertragungsfunktion aufgestellt werden kann. Die Übertragungsfunktion im Bildbereich ergibt sich zu:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\psi(s) \cdot s}{\delta_v(s)} \right) &= \\ \frac{(m \cdot v \cdot s + c_{sv} + c_{sh}) \cdot c_{sv} \cdot l_v - c_{sv}^2 \cdot l_v + c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l_h}{N_1} \end{aligned} \quad (2.287)$$

Mit dem Nenner N_1

$$\begin{aligned} N_1 &:= (m \cdot v \cdot s + c_{sv} + c_{sh}) \cdot \Theta_Z \cdot s \\ &\quad + \frac{m \cdot v \cdot s + c_{sv} + c_{sh}}{v} \cdot (c_{sv} \cdot l_v^2 + c_{sh} \cdot l_h^2) \\ &\quad + m \cdot v \cdot (c_{sh} \cdot l_h - c_{sv} \cdot l_v) \\ &\quad - \frac{1}{v} \cdot (c_{sv} \cdot l_v - c_{sh} \cdot l_h)^2 \end{aligned} \quad (2.288)$$

Durch umfangreiche Umformungen [39] und unter Verwendung der folgenden Zusammenhänge für das instationäre Einspurmodell wird die dynamische Übertragungsfunktion hergeleitet.

Stationärer Gierverstärkungsfaktor aus Gl. (2.277):

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{v}{l + \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}} - \frac{l_v}{c_{sh}} \right) \cdot v^2} \quad (2.289)$$

Ungedämpfte Giereigenkreisfrequenz aus Gl. (2.269):

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c_{sh} \cdot l_h - c_{sv} \cdot l_v}{\Theta} + \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l^2}{\Theta \cdot m \cdot v^2}} \quad (2.290)$$

sowie Gierdämpfungsmaß aus Gl. (2.271):

$$D = \frac{1}{2\omega_e} \cdot \left[\frac{c_{sv} + c_{sh}}{m \cdot v} + \frac{c_{sv} \cdot l_v^2 + c_{sh} \cdot l_h^2}{\Theta \cdot v} \right] \quad (2.291)$$

Mit diesen Ausdrücken kann die komplexe Gleichung aus Gl. (2.287) in eine anschauliche Form gebracht werden.

$$\left(\frac{\psi(s) \cdot s}{\delta_v(s)} \right) = G(s) = \left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} \cdot \frac{1 + \frac{m \cdot v \cdot l_v}{c_{sh} \cdot l} \cdot s}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot s + \frac{1}{\omega_e^2} \cdot s^2} \quad (2.292)$$

Wird nun der Term im Zähler zusammengefasst mit der Zeitkonstanten T_z

$$T_z = \frac{m \cdot v \cdot l_v}{c_{sh} \cdot l}, \quad (2.293)$$

dann ergibt sich eine Übertragungsfunktion der Giergeschwindigkeit in einer Form, in der sich weiterführende Betrachtungen insbesondere hinsichtlich des Verhaltens in einem schwingfähigen Regelkreis durchführen lassen.

$$\left(\frac{\psi(s) \cdot s}{\delta_v(s)} \right) = G(s) = \left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} \cdot \frac{1 + T_z \cdot s}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot s + \frac{1}{\omega_e^2} \cdot s^2} \quad (2.294)$$

Vergleicht man diese Übertragungsfunktion mit bekannten Gliedern aus der Regelungstechnik [41], so erkennt man, dass $G(s)$ aus zwei in Reihe geschalteten, linearen Regelkreisgliedern besteht, nämlich einem PT₂-Glied und einem PD-Glied. Die einzelnen Übertragungsfunktionen lauten:

$$G_{\text{PT2}}(s) = \frac{k_1}{T_1 \cdot T_2 \cdot s^2 + (T_1 + T_2) \cdot s + 1} \quad (2.295)$$

$$G_{\text{PD}}(s) = k_2 \cdot (1 + T_v \cdot s) \quad (2.296)$$

Somit ergibt sich in Reihe geschaltet:

$$G(s) = G_{\text{PT2}}(s) \cdot G_{\text{PD}}(s) = \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot (1 + T_v \cdot s)}{T_1 \cdot T_2 \cdot s^2 + (T_1 + T_2) \cdot s + 1} \quad (2.297)$$

Durch Koeffizientenvergleich mit Gl. (2.214) ergeben sich direkt die einzelnen Konstanten

$$k_1 \cdot k_2 = \left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} \quad (2.298)$$

$$T_v = T_z = \frac{m \cdot v \cdot l_v}{c_{sh} \cdot l} \quad (2.299)$$

$$T_1 \cdot T_2 = \frac{1}{\omega_e^2} \quad (2.300)$$

$$T_1 + T_2 = \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \quad (2.301)$$

Werden die instationären Bewegungsgleichungen in (2.259) und (2.260) für die Querbeschleunigung anstatt für die Gierwinkelgeschwindigkeit formuliert, so kann man erneut über eine Laplace-Transformation die Übertragungsfunktion für die Querbeschleunigung aufstellen [32].

$$\frac{a_y}{\delta} = G'(s) = \left(\frac{a_y}{\delta} \right)_{\text{stat}} \cdot \frac{1 + T_1 \cdot s + T_2 \cdot s^2}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot s + \frac{1}{\omega_e^2} \cdot s^2} \quad (2.302)$$

Auch hier wird aus der stationären Übertragungsfunktion von Querbeschleunigung zu Radlenkwinkel der stationäre Verstärkungsfaktor verwendet.

Bei T_1 und T_2 handelt es sich erneut um Zeitkonstanten (nicht identisch mit T_1 und T_2 aus Gl. (2.300 f)) mit folgenden Zusammenhängen:

$$T_1 = \frac{l_h}{v} \quad (2.303)$$

$$T_2 = \frac{\Theta}{c_{sh} \cdot l} \quad (2.304)$$

Mittels dieser Übertragungsfunktionen können nun übliche Methoden aus der Regelungstechnik [41] angesetzt werden, um das dynamische Fahrverhalten eines Fahrzeugs zu untersuchen. Die Regelstrecke „Fahrzeug“ wird dabei verschiedenen, speziellen Eingangssignalen unterworfen. Die Antwort bzw. das Ausgangssignal des Systems „Fahrzeug“ wird dabei untersucht und beurteilt. In der Modellabbildung können die Fahrzeugantworten analytisch über die in diesen Kapiteln gegebenen Zusammenhänge ermittelt werden. Mit einem realen Fahrzeug werden (überwiegend) standardisierte Fahrmanöver durchgeführt. Die wichtigsten Testverfahren sind dabei die Fahrmanöver „Lenkwinkelsprung“ und „Sinuslenken“.

Lenkwinkelsprung

Beim Lenkwinkelsprung wird eine Sprungfunktion als Eingangssignal (Lenkwinkel) verwendet. Mit dem Sinuslenken wird der Frequenzgang ermittelt.

Im Bild 2-122 (links oben) ist die Eingangsfunktion für den Lenkwinkelsprung dargestellt. Wichtige Kenngrößen oder Zeitpunkte sind markiert. Die Antwort des Fahrzeugs ist in Form der Gierwinkelgeschwindigkeit, des Schwimmwinkels sowie der Querbeschleunigung

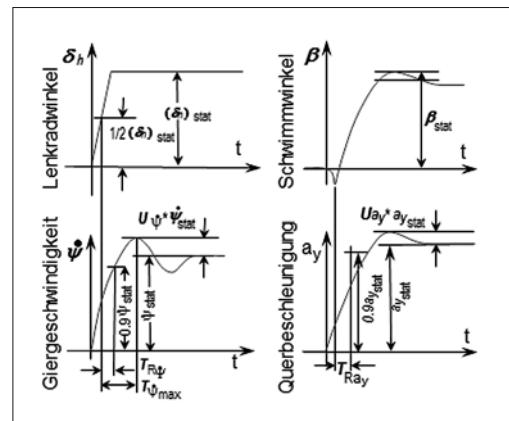


Bild 2-122: Fahrzeugverhalten bei einem Lenkwinkelsprung [42]; T_{Ry} , $T_{Ry\max}$: 90 % Response Time; $T_{\psi\max}$: Peak Response Time; U_ψ , U_{a_y} : bez. Überschwingweiten; $\text{TB} = T_{\psi\max} \cdot \beta_{\text{stat}}$; $v = \text{const}$

gegeben. Die sogenannte *Peak Response Time* ($T_{\psi,\max}$) ist eine wichtige Kenngröße bei der Beurteilung eines Lenkwinkelsprungs.

Es handelt sich dabei um die Zeitspanne zwischen dem Zeitpunkt des halben maximalen, statischen Lenkwinkels sowie dem Zeitpunkt, bei dem die Giergeschwindigkeit das Maximum erfährt (Bild 2-122).

Einerseits soll ein Fahrzeug der Forderung nach einer schnellen Lenkbewegung folgen, andererseits besteht die Anforderung, dass das Fahrzeug in den Bewegungsgrößen möglichst nicht überschwingt. Auch hier ist also (wie in der gesamten Fahrzeugauslegung) ein gelungener Kompromiss zu finden. Die übliche Peak Response Time liegt zwischen 200 und 400 ms [32].

Sinuslenken

Die Übertragungsfunktion für die Giergeschwindigkeit (Gl. (2.294)) nimmt für die sinusförmige Eingangsgröße eine andere Form an [18].

$$G(i \cdot \omega) = \left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} \cdot \frac{1 + T_z \cdot i \cdot \omega}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot i \cdot \omega - \frac{\omega_e^2}{\omega_e^2}} \quad (2.305)$$

Analog dazu wird die Übertragungsfunktion für die Querbeschleunigung in diese Form gebracht:

$$G'(i \cdot \omega) = \left(\frac{a_y}{\delta} \right)_{\text{stat}} \cdot \frac{1 + T_1 \cdot i \cdot \omega - T_2 \cdot \omega^2}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot i \cdot \omega - \frac{\omega_e^2}{\omega_e^2}} \quad (2.306)$$

Man erkennt, dass die jeweiligen Amplitudenverhältnisse frequenzabhängig sind.

$$|G(i \cdot \omega)| = \frac{\hat{\psi}}{\hat{\delta}} \quad (2.307)$$

$$|G'(i \cdot \omega)| = \frac{\hat{a}_y}{\hat{\delta}} \quad (2.308)$$

Neben der Betrachtung der Amplitudenverhältnisse ist auch der Phasengang bzw. die Phasenverschiebung von Interesse, die das (sinusförmige) Ausgangssignal gegenüber dem (sinusförmigen) Eingangssignal aufweist. Diese Phasenverschiebung wird folgendermaßen berechnet:

$$\varphi(i \cdot \omega) = \arctan \frac{\text{Im}(G(i \cdot \omega))}{\text{Re}(G(i \cdot \omega))} \quad (2.309)$$

Hinsichtlich der Frequenzgänge wird, wie bereits erwähnt, eine Fahrzeugauslegung angestrebt, mit der einerseits der Abfall des Querbeschleunigungsamplitudengangs nicht bei zu niedrigen Frequenzen einsetzt (wichtig für eine schnelle Lenkreaktion bei schneller Lenkbewegung), andererseits die Überhöhung des Giergeschwindigkeitsamplitudengangs nicht zu stark ist [18], [43].

Wird die Phasenverschiebung in beiden Phasengängen zu groß, steigen die Anforderungen an den Fahrer im Sinne eines Reglers für die Fahrstabilität. Da die beiden Übertragungsfunktionen von Giergeschwindigkeit sowie Querbeschleunigung allerdings unmittelbar miteinander verkoppelt sind, ist es nicht möglich, diese vollständig getrennt auszulegen. Eine Kompromisslösung ist anzustreben, die die Vorgaben und Anforderungen an das Fahrverhalten möglichst gut abdeckt [40].

2.5.4.2 Schwimmwinkelkompensation mittels Hinterradlenkung

Die aus Abschnitt 2.5.3.4 gewonnenen Erkenntnisse kann man direkt für einen ersten Ansatz zur Verwendung einer Hinterradlenkung nutzen.

Im Sinne der Fahrstabilität bei hohen Geschwindigkeiten ist in Abschnitt 2.5.3.4 der gleichsinnige Lenkeinschlag an Vorder- und Hinterachse als Einsatzstrategie einer Hinterradlenkung vorgeschlagen worden. Damit wurde zunächst die Richtung des Lenkeinschlags der Hinterradlenkung vorgegeben. Nun sollen Überlegungen zum gezielten Einsatz mit funktionaler Verknüpfung zum Vorderradlenkwinkel dargestellt werden [18].

Eine direkt ersichtliche Möglichkeit, die Hinterradlenkung sinnvoll einzusetzen, ist die einer Schwimmwinkelkompensation, s. Gl. (2.235). Der Fahrer ist schnell damit überfordert, die Zusammenhänge des Fahrverhaltens richtig und vor allem in kritischen Fahrsituationen innerhalb kürzester Zeit richtig abzuschätzen. Im Grenzbereich tritt oft eine große Änderung des Schwimmwinkels auf, die der Fahrer aus seinen normalen Alltagssituationen nicht kennt und daher nicht einzuschätzen vermag. Man kann den Fahrer in seiner Funktion als Regler im Sinne der Fahrstabilität dadurch unterstützen, dass man das Fahrverhalten bis in den Grenzbereich als vorhersehbar und vertraut gestaltet. Eine Schwimmwinkelkompensation ist ein erster Ansatz dazu [18].

Wie eine solche Schwimmwinkelkompensation zu realisieren ist, wird anhand der Bewegungsgleichungen des Einspurmodells gezeigt. Verwendet werden die Bewegungsgleichungen aus (2.259) und (2.260).

Gemäß der Forderung nach einer Schwimmwinkelkompensation werden der Schwimmwinkel sowie die Schwimmwinkelgeschwindigkeit zu Null gesetzt. Dadurch entstehen die folgenden Zusammenhänge:

$$m \cdot v \cdot \dot{\psi} = c_{sv} \cdot \left(\delta_v - \frac{l_v}{v} \cdot \dot{\psi} \right) + c_{sh} \cdot \left(\delta_h + \frac{l_h}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \quad (2.310)$$

$$\Theta_Z \cdot \ddot{\psi} = c_{sv} \cdot \left(\delta_v - \frac{l_v}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \cdot l_v - c_{sh} \cdot \left(\delta_h + \frac{l_h}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \cdot l_h \quad (2.311)$$

Mittels einer Laplace-Transformation lassen sich die Differentialgleichungen vereinfacht lösen [18], [41]. So wird aus Gl. (2.310):

$$\begin{aligned} \psi(s) \cdot \left[m \cdot v \cdot s + c_{sv} \cdot \frac{l_v}{v} \cdot s - c_{sh} \cdot \frac{l_h}{v} \cdot s \right] &= \\ c_{sv} \cdot \delta_v(s) + c_{sh} \cdot \delta_h(s) \end{aligned} \quad (2.312)$$

und aus Gl. (2.311) entsteht folgende Gleichung:

$$\begin{aligned} \Theta_Z(s) \cdot \left[\Theta_Z \cdot s^2 + c_{sv} \cdot \frac{l_v}{v} \cdot s + c_{sh} \cdot \frac{l_h}{v} \cdot s \right] &= \\ c_{sv} \cdot l_v \cdot \delta_v(s) - c_{sh} \cdot l_h \cdot \delta_h(s) \end{aligned} \quad (2.313)$$

Diese können jeweils nach $\psi(s)$ isoliert und dann gleichgesetzt werden. Dadurch entsteht eine Gleichung, die den vorderen und hinteren Lenkwinkel in einen funktionalen Zusammenhang setzt.

Durch umfangreiche Umformungen gelangt man zur Übertragungsfunktion des hinteren Lenkwinkels in Bezug auf den vorderen Lenkwinkel.

$$\begin{aligned} F_\delta(s) &= \frac{\delta_h(s)}{\delta_v(s)} \\ &= - \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l_h \cdot l - c_{sv} \cdot l_v \cdot m \cdot v^2}{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l_v \cdot l + c_{sh} \cdot l_h \cdot m \cdot v^2} \quad (2.314) \\ &\cdot \frac{1 + \frac{\Theta_Z \cdot v}{c_{sh} \cdot l_h \cdot l - l_v \cdot m \cdot v^2} \cdot s}{1 + \frac{\Theta_Z \cdot v}{c_{sv} \cdot l_v \cdot l + l_h \cdot m \cdot v^2} \cdot s} \end{aligned}$$

Zur besseren Übersichtlichkeit werden folgende Proportionalkonstanten und Zeitkonstanten definiert:

$$P_h = - \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l_h \cdot l - c_{sv} \cdot l_v \cdot m \cdot v^2}{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l_v \cdot l + c_{sh} \cdot l_h \cdot m \cdot v^2} \quad (2.315)$$

$$T_D = \frac{\Theta_Z \cdot v}{c_{sh} \cdot l_h \cdot l - l_v \cdot m \cdot v^2} \quad (2.316)$$

$$T_l = \frac{\Theta_Z \cdot v}{c_{sv} \cdot l_v \cdot l + l_h \cdot m \cdot v^2} \quad (2.317)$$

Damit wird die Übertragungsfunktion zu:

$$F_\delta(s) = \frac{\delta_h(s)}{\delta_v(s)} = P_h \cdot \frac{1 + T_D \cdot s}{1 + T_I \cdot s} \quad (2.318)$$

Auch hier kann wie in Abschnitt 2.5.4.1 mit dem Vergleich zu linearen Regelkreisgliedern aus der Regelungstechnik das Verhalten beschrieben werden. Für die Schwimmwinkelkompensation entspricht diese Übertragungsfunktion dem Verhalten eines PDT_I-Elements mit dem Verstärkungsfaktor des Proportionalanteils P_h , der Zeitkonstante des D-Anteils T_D sowie der Verzögerungsconstante T_I [41]. Direkt zu erkennen ist, dass die Übersetzung zwischen vorderem und hinterem Lenkwinkel geschwindigkeitsabhängig ist.

In Bild 2-123 wird ein Kennfeld dargestellt, welches nur für positive Schwimmwinkel gilt. Für instationäre Fahrzustände (Einlenken, Lenkwinkelsprung usw.) ist gemäß Gl. (2.318) ein spezifisches Zeitverhalten in der Ansteuerung erforderlich. Zu beachten ist bei der gesamten Herleitung, dass die Zusammenhänge auf modellhaften Vorstellungen basieren und z. B. das nichtlineare Verhalten der Reifen oder elastokinematische Vorgänge noch nicht berücksichtigt sind.

In Bild 2-124 werden experimentelle Ergebnisse eines Fahrzeugs mit einer Hinterradlenkung zur Schwimmwinkelkompensation dargestellt.

Durch das gegensinnige Einlenken an der Hinterachse ist per se ein größerer Lenkwinkelbedarf an der Vorderachse vorhanden, da durch die geometrischen Zusammenhänge bereits der stationäre Gierverstärkungsfaktor verringert wird. Dieses ist durch eine direktere Lenkübersetzung an der Vorderachse zu kompensieren.

Im Bereich der Giereigenfrequenz zeigt das Fahrzeug ohne Hinterradlenkung einen sehr deutlichen Überschwinger, was auf eine geringe Gierdämpfung hinweist. Das Fahrzeug wird bei schnellen Lenkbewegun-

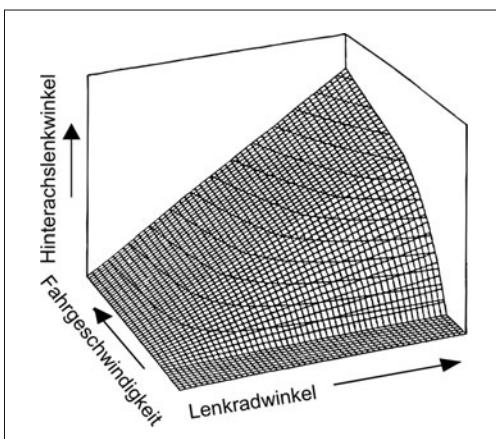


Bild 2-123: Mögliches Kennfeld für eine Schwimmwinkelkompensation [18]

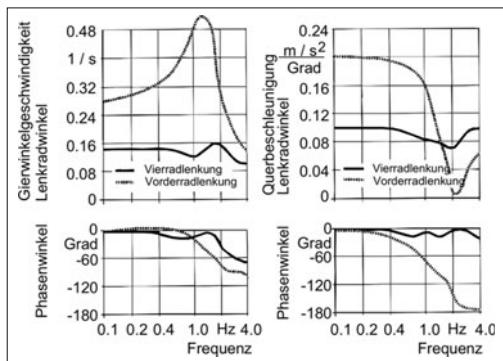


Bild 2-124: Frequenzgänge mit und ohne Schwimmwinkelkompensation durch die Hinterradslenkung [44]

gen dazu tendieren, nachzuschwingen, was natürlich die Fahrstabilität beeinträchtigt [18].

Beim Fahrzeug mit Hinterradlenkung sieht man ein komplett verschiedenes Ergebnis. Eine Resonanzerhöhung ist praktisch nicht vorhanden, die Gierdämpfung ist sehr hoch.

Sehr deutlich werden die Unterschiede im Phasengang der Querbeschleunigung. Der Phasenverzug ist bei einem konventionellen Fahrzeug sehr groß (z. B. 90° bei ca. 1,1 Hz), während er bei gleicher Frequenz nur 15° mit einer zusätzlichen Hinterradlenkung beträgt. Der Effekt des Nachdrängens des Fahrzeugs ist also weniger stark ausgeprägt [18].

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass eine zusätzliche Hinterradlenkung ein großes Potential hat, das Fahrverhalten entscheidend zu verändern, und somit den Fahrer bei seiner Stabilisierungsaufgabe sehr stark entlasten kann. Die hier dargestellte Schwimmwinkelkompensation ist nur eine von vielen Möglichkeiten, wie eine Hinterradlenkung in das Fahrzeugkonzept eingebunden werden kann. Insbesondere vor dem Hintergrund der stetig wachsenden Verbreitung aktiver, elektronischer Fahrdynamikregelsysteme kann die Hinterradlenkung in den Verbund der aktiven Reglersysteme aufgenommen werden und einen wichtigen Beitrag zur Verbesserung der Fahrstabilität liefern. Die rasante Entwicklung im Bereich der elektrischen Lenksysteme (s. Abschnitt 3.4), die ohne hydraulische Versorgung auskommen, macht den Einsatz der Hinterachslenkung noch attraktiver.

2.5.5 Frequenzgangbetrachtung bei variierten Fahrzeugkonfigurationen

Mit Hilfe des Programm Pakets Matlab/Simulink werden die Übertragungsfunktionen für die Giergeschwindigkeit sowie für die Querbeschleunigung in der Rechensimulation abgebildet. Für die Betrachtung der Variationen werden die Parameter Fahrgeschwindigkeit, Gierträgheitsmoment sowie Schräglauftiefe schrittweise verändert [18].

2.5.5.1 Variation der Fahrgeschwindigkeit

Zunächst wird in der Simulation die Fahrgeschwindigkeit variiert, sodass die Abhängigkeit der Fahrzeugantwort auf die Fahrgeschwindigkeit sichtbar wird. Es wird jeweils der Amplituden- und Phasengang für die Gierwinkelgeschwindigkeit sowie die Querbeschleunigung dargestellt.

Der stationäre Gierverstärkungsfaktor aus Gl. (2.279) sowie der ähnlich aufgebaute stationäre Verstärkungsfaktor für die Querbeschleunigung können in den Amplitudengängen wieder gefunden werden (stationäre Verhältnisse bei $f = 0$ Hz).

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{v}{l + EG \cdot v^2} \quad (2.319)$$

$$\left(\frac{a_y}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{v^2}{l + EG \cdot v^2} \quad (2.320)$$

Wie aus Gl. (2.319) sowie in **Bild 2-125** zu erkennen ist, steigt der stationäre Gierverstärkungsfaktor mit steigender Fahrgeschwindigkeit. Beide Amplitudengänge fallen mit steigenden Frequenzen ab und gehen asymptotisch gegen einen Grenzwert. Die Phasenverzüge steigen in beiden Phasengängen mit steigender Geschwindigkeit. Das bedeutet, dass das Fahrzeug mit steigender Fahrgeschwindigkeit träger auf Lenkwinkelreizen reagiert.

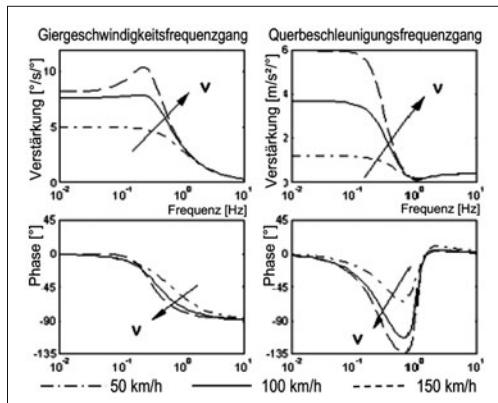


Bild 2-125: Frequenzgang, Variation der Fahrgeschwindigkeit [18]

2.5.5.2 Variation des Gierträgheitsmomentes

Die nächste Simulationsvariante variiert das Gierträgheitsmoment in drei Schritten (**Bild 2-126**):

Betrachtet man die stationären Verstärkungsfaktoren aus Gl. (2.319) und Gl. (2.320), so ist zu erkennen, dass das Gierträgheitsmoment keinen Einfluss auf die stationären Zustände hat. Daher sind diese jeweils bei $f = 0$ Hz gleich groß.

Die Amplitudengänge fallen generell bei steigender Erregerfrequenz ab und gehen auch hier asymptotisch gegen einen Grenzwert. Der Einfluss des Gier-

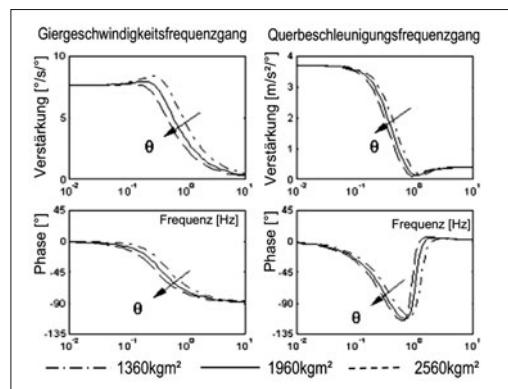


Bild 2-126: Frequenzgangfunktionen unter Variation des Gierträgheitsmomentes [18]

trägheitsmoments ist sichtbar. Die Maxima der Amplitudengänge verändern sich mit steigendem Trägheitsmoment zu kleineren Erregerfrequenzen. Im Umkehrschluss fallen die Amplituden bei niedrigeren Frequenzen ab, wenn das Gierträgheitsmoment steigt. Auf die Phasengänge hat das Gierträgheitsmoment ebenfalls einen signifikanten Einfluss. Wie nicht anders zu erwarten war, steigt der Phasenverzug mit steigendem Gierträgheitsmoment. Das Fahrverhalten wird trüger.

2.5.5.3 Variation der hinteren Schräglauftsteifigkeit

Im letzten Schritt wird die hintere effektive Schräglauftsteifigkeit C_{sh} variiert. Mit dieser Schräglauftsteifigkeit wird direkt das Eigenlenkverhalten (Eigenlenkgradient EG) variiert. Welche Einflüsse dieses auf die Übertragungsfunktionen hat, wird in den folgenden Frequenzgängen sichtbar, **Bild 2-127**.

Der Eigenlenkgradient hat Einfluss auf die stationären Verstärkungsfaktoren, siehe die Gl. (2.319) und (2.320). Dementsprechend haben die Amplitudengän-

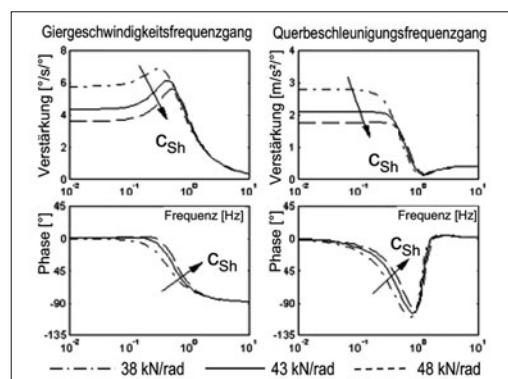


Bild 2-127: Frequenzgangfunktionen unter Variation der hinteren Schräglauftsteifigkeit [18]

ge jeweils einen unterschiedlichen Startwert bei unterschiedlicher Schräglauftsteife. Mit steigender Schräglauftsteifigkeit steigt die Untersteuerneigung, sodass einhergehend die Gierverstärkung und die Übertragungsfunktion der Querbeschleunigung niedrigere Amplituden aufweist.

Die Phasenverzüge weisen ebenfalls geringere Werte bei steigender Untersteuertendenz auf. Damit erfüllt die Variante mit der höchsten hinteren Schräglauftsteifigkeit die Anforderung, dass der Phasenverzug möglichst erst bei höheren Frequenzen stattfinden soll. Allerdings ist im Amplitudengang der Gierverstärkung der höchste Überschwinger bei dieser Konfiguration sichtbar.

Generell ist bei diesen Simulationen zu beachten, dass sie „nur“ für die dargestellten Modellgleichungen gelten. Reale Fahrzeuge haben eine Vielzahl weiterer Einflussgrößen, die hauptsächlich nicht-linear das Fahrverhalten beeinflussen. Insbesondere gilt dies für die nichtlinearen Reifeneigenschaften.

2.5.6 Zweispur-Fahrzeugmodellierung

In Abschnitt 2.4.5.5 wurde bereits ein Zweispur-Federungsmodell eingeführt. Dieses weist bereits die Freiheitsgrade Wanken und Nicken auf. Auch für die

Betrachtung der Querdynamik sind Zweispurmodelle sehr wichtig. Gegenüber den bereits in den vorherigen Kapiteln diskutierten Einspurmodellen erfahren diese nämlich z. B. Radlastschwankungen dadurch, dass der Schwerpunkt nun nicht mehr auf Fahrbahnhöhe angenommen wird. Der Aufbau wankt, sodass der Einsatz von Stabilisatoren diskutiert wird, was sehr entscheidende Auswirkungen auf das Fahrverhalten hat.

Im Zweispurmodell sind weiterhin Betrachtungen von radselektiven Eingriffen im Gegensatz zum Einspurmodell möglich. So kann z. B. ein bremsenbasiertes Stabilisierungsprogramm (ESP) im Zweispurmodell angewendet bzw. untersucht werden. Eine radselektive Bremskraft führt im Zweispurmodell direkt zu einem (korrigierenden) Giermoment.

Einhergehend mit der stärkeren Detailtreue werden für Zweispurmodelle in der Simulation und Berechnung nichtlineare Reifenmodelle (s. Abschnitt 2.2.2) verwendet, die insbesondere im Zusammenspiel mit dem Stabilisator einen wichtigen Einfluss auf die Betrachtung der Fahrdynamik im Grenzbereich haben. Je nach Anwendungsfall wird das Zweispurmodell um wichtige Eigenschaften wie Elastokinematik oder Elastizitäten im Lenkstrang erweitert. Das Einspurmodell weist zwar nicht diesen Detaillierungsgrad auf, dafür können insbesondere die linearisierten Einspurmodelle analytisch untersucht werden (Abschnitt 2.5.3.1).

Dieser analytischen Untersuchungsmöglichkeit entzieht sich das nun vorgestellte Zweispurmodell, da es dafür zu komplex ist. Allerdings können mit Hilfe moderner Rechenprogramme (Mehrkörpersysteme wie ADAMS oder SIMPACK oder Simulationsprogramme wie Matlab/Simulink) Zweispurmodelle modelliert und die Ergebnisse ausgewertet werden.

In der jeweiligen Simulationsumgebung kann der Modellierungsgrad beliebig verfeinert werden. Am Lenkrad kann entweder ein einfacher Lenkverlauf (Sinus, Lenkwinkelsprung) oder ein „Fahrerregler“ angeschlossen werden, der die komplexeren Fahreraufgaben bewältigen bzw. regeln kann (doppelter Fahrspurwechsel). Die für die Untersuchung des Fahrverhaltens notwendigen und passenden Fahrmanöver werden detailliert in Abschnitt 2.7.5 beschrieben.

Am Radaufstandspunkt können beliebige Fahrbahnprofile oder Fahrbahnunebenheiten angreifen. Diese können sogar stochastischer Natur sein und dabei einen gewünschten Unebenheitsgrad und eine gewünschte Welligkeit aufweisen, s. Abschnitt 2.4.3.5.

Im Folgenden wird ein relativ einfaches Zweispurmodell vorgestellt, mit dem sich aber bereits viele grundsätzliche Untersuchungen durchführen lassen.

Wie in **Bild 2-128** zu erkennen ist, weist das Fahrzeug an Vorder- und Hinterachse einen Wankpol auf. Beim Wankpol handelt es sich um den achsenspezifischen Momentanpol der Bewegung der zu dieser Achse gehörenden Räder. Dieser Momentanpol ist zugleich bei Kraft- und Momentengleichgewichten als Kraftangriffspunkt aufzufassen, über den Kräfte zwischen Radaufhängung und dem Aufbau übertragen werden.

Weiterhin ist der Wankpol der Punkt, um den der Fahrzeugaufbau unter Querbeschleunigung seinen Wankwinkel aufbaut [28]. Die Verbindungsleitung zwischen dem vorderen und dem hinteren Wankpol wird als Wankachse bezeichnet. Mit dem Abstand des Schwerpunkts zur Wankachse wird der Fahrzeugaufbau ein Wankmoment um diese Wankachse aufbauen, **Bild 2-129** (s. auch Bild 1-34).

An den einzelnen Rädern wirken die jeweiligen Seitenkräfte sowie die Radlastdifferenzen. Bei den Radlastdifferenzen handelt es sich um diejenigen Kraftanteile, die durch Änderungen des Fahrzustands gegenüber dem Ausgangszustand entstehen. So führt eine Verzögerung oder eine Beschleunigung zu einer Achslastverschiebung zwischen Vorder- und Hinterachse.

Zu einer Radlastverschiebung zwischen der linken und rechten Fahrzeugseite kommt es, wenn das Fahrzeug unter Querbeschleunigung fährt. Die statischen Radlasten sowie die Gesamtmasse, wie sie im Ausgangszustand vorliegen, werden der Übersichtlichkeit halber in den folgenden Betrachtungen herausgerechnet.

Im Schwerpunkt greift die Fliehkraft an, die durch die Querbeschleunigung entsteht. Diese wird direkt in die beiden Anteile für den vorderen und hinteren Aufbau teil aufgesplittet, sodass eine achsweise Betrachtung der resultierenden Effekte möglich wird. Die vorderen und hinteren Achssysteme weisen jeweils auch eine Masse auf, die natürlich ebenfalls der Zentripetalbeschleunigung unterliegt.

Es wird vereinfachend angenommen, dass sich die Lage der Wankpole bei einer Einfederbewegung nicht ändert und dass lineare Federkennungen vorliegen. Weiterhin wird bei den Bewegungen von kleinen Winkeln ausgegangen [18].

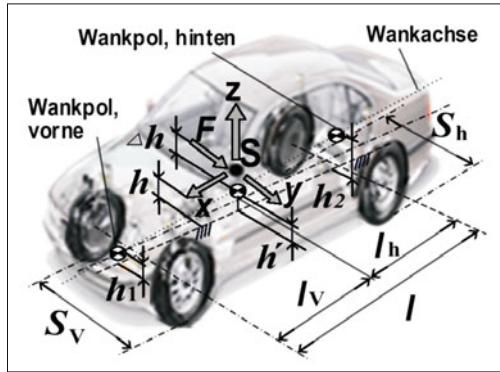


Bild 2-128: Zweispurmodell für die Untersuchung des Fahrverhaltens

Mit den in Bild 2-128 dargestellten Kräften lassen sich für Vorder- und Hinterachse Momentengleichgewichte aufstellen. Unter der Verwendung von Größen aus Tabelle 2-15 gilt für die Hinterachse:

$$\sum M_{HA} = 0 = F_{Flieh,Ah} \cdot h_2 + F_{Flieh,Rh} \cdot h_{Rh} + 2 \cdot \frac{\Delta F_{Fh}}{2} \cdot \frac{s_{Fh}}{2} - 2 \cdot \frac{\Delta G_{Rh}}{2} \cdot \frac{s_h}{2} \quad (2.321)$$

$$\frac{\Delta F_{Fh}}{2} = c_{Ah} \cdot \Delta f_h + c_{Stab,h} \cdot \Delta f_{Stab,h} \quad (2.322)$$

Für die effektiven Federwege gilt ein einfacher geometrischer Zusammenhang mit dem Wankwinkel:

$$\frac{\Delta F_{Fh}}{2} = c_{Ah} \cdot \varphi \cdot \frac{s_{Fh}}{2} + c_{Stab,h} \cdot \varphi \cdot \frac{s_{Stab,h}}{2} \quad (2.323)$$

Tabelle 2-15: Verwendete Größen

$F_{Flieh,Ah}$	Abzustützender Anteil der Aufbaufliehkraft an der Hinterachse. Es gilt: $F_{Flieh,Ah} = m_A \cdot a_y \cdot l_v / I$
h_2	Wankpolhöhe an der Hinterachse
$F_{Flieh,Rh}$	Fliehkraft der Hinterachsmasse. Es gilt: $F_{Flieh,Rh} = m_{Rh} \cdot a_y$
h_{Rh}	Achsschwerpunkt Hinterachse über Fahrbahn
ΔF_{Fh}	Federkraftdifferenz an der Hinterachse bei einer Wankbewegung
s_{Fh}	Hinterachse Spurweite zwischen den Federn
ΔG_{Rh}	Hinterachse Radlastdifferenz unter Querbeschleunigung.
s_h	Spurweite an der Hinterachse
c_{Ah}	Federrate der Aufbaufedern an der Hinterachse
Δf_h	Differenz der Federwege an der Hinterachse
$c_{Stab,h}$	Federrate des Stabilisators an der Hinterachse
$\Delta f_{Stab,h}$	Differenz der Federwege der Stabilisatorstangen an der Hinterachse
$s_{Stab,h}$	Spurweite zwischen den Stabilisatoren an der Hinterachse

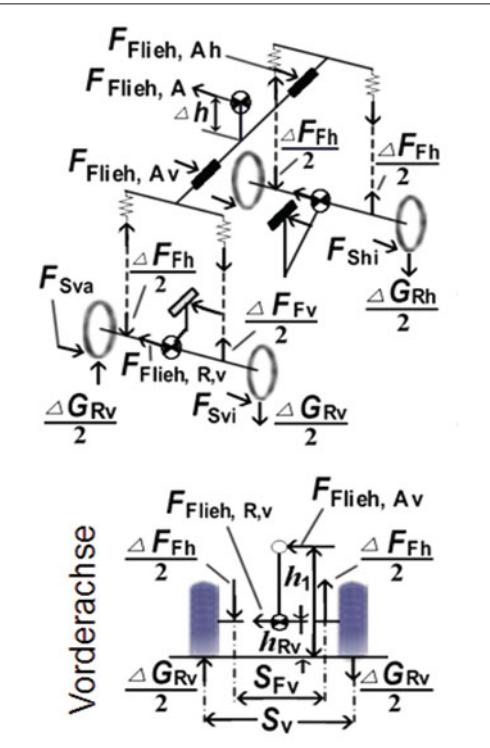


Bild 2-129: Kräfte am Zweispurmodell

Der Wankwinkel ist bei einem als starr angenommenen Fahrzeugaufbau an Vorder- und Hinterachse gleich. Wankwinkel φ sowie die Aufbaufliehkraft stehen in folgendem Zusammenhang, siehe Gl. (2.175).

$$\varphi = \frac{2 \cdot \Delta h \cdot F_{Flieh,A}}{c_{Av} \cdot s_{Fv}^2 + c_{Ah} \cdot s_{Fh}^2 + c_{stab,v} \cdot s_{stab,v}^2 + c_{stab,h} \cdot s_{stab,h}^2} \quad (2.324)$$

Aus Gl. (2.321) erhält man durch Umformung eine Gleichung für die Radlastdifferenz:

$$\Delta G_{Rh} = F_{Flieh,Ah} \cdot \frac{2 \cdot h_2}{s_h} + F_{Flieh,Rh} \cdot \frac{2 \cdot h_{Rh}}{s_h} + \Delta F_{Fh} \cdot \frac{s_{Fh}}{s_h} \quad (2.325)$$

Zusammen mit Gl. (2.323) ergibt sich folgende, wichtige Gleichung zur Radlastdifferenz an der Hinterachse:

$$\begin{aligned} \Delta G_{Rh} &= F_{Flieh,Ah} \cdot \frac{2 \cdot h_2}{s_h} + F_{Flieh,Rh} \cdot \frac{2 \cdot h_{Rh}}{s_h} \\ &\quad + c_{Ah} \cdot \varphi \cdot \frac{s_{Fh} \cdot s_{Fh}}{s_h} + c_{Stab,h} \cdot \varphi \cdot \frac{s_{Stab,h} \cdot s_{Fh}}{s_h} \end{aligned} \quad (2.326)$$

Für die Vorderachse gilt eine identische Herleitung:

$$\begin{aligned} \Delta G_{Rv} &= F_{Flieh,Av} \cdot \frac{2 \cdot h_1}{s_v} + F_{Flieh,Rv} \cdot \frac{2 \cdot h_{Rv}}{s_v} \\ &\quad + c_{Av} \cdot \varphi \cdot \frac{s_{Fv}^2}{s_v} + c_{Stab,v} \cdot \varphi \cdot \frac{s_{Stab,v} \cdot s_{Fv}}{s_v} \end{aligned} \quad (2.327)$$

Die effektive, resultierende Radlast setzt sich wie erwähnt pro Rad aus einem stationären (Ausgangszustand) und einem dynamischen Anteil (Längs- und Querdynamik) zusammen. Generell gilt:

$$G_{ij} = \frac{1}{2} \cdot G_{\text{stat},j} \pm \frac{1}{2} \cdot \Delta G_{\text{dyn},j} \quad (2.328)$$

Die jeweilige stationäre Achslast ergibt sich aus dem Gesamtgewicht sowie der Gesamtschwerpunktlage in Längsrichtung. Für die einzelnen Radlasten gilt für vorne außen:

$$G_{Rva} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \frac{l_h}{l} + \frac{1}{2} \cdot \Delta G_{Rv} \quad (2.329)$$

vorne innen:

$$G_{Rvi} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \frac{l_h}{l} - \frac{1}{2} \cdot \Delta G_{Rv} \quad (2.330)$$

hinten außen:

$$G_{Rha} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} + \frac{1}{2} \cdot \Delta G_{Rh} \quad (2.331)$$

hinten innen:

$$G_{Rhi} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} - \frac{1}{2} \cdot \Delta G_{Rh} \quad (2.332)$$

Das bedeutet, dass die Räder an der Außenseite der Kurve die deutlich höheren Seitenkräfte abzustützen haben, da die Radlast hier jeweils wesentlich höher ist als an der kurveninneren Seite.

$$\sum F_{sv} = F_{svi} + F_{sva} = F_{\text{Flieh,ges}} \cdot l_h / l \quad (2.333)$$

$$\sum F_{sh} = F_{shi} + F_{sha} = F_{\text{Flieh,ges}} \cdot l_v / l \quad (2.334)$$

Wichtig ist bei dieser Betrachtung, dass über die Seitenkräfte aller Räder die Fliehkraft des kompletten Fahrzeugs abzustützen ist.

Vereinfachend wird zunächst davon ausgegangen, dass die Schräglauwinkel an beiden Rädern einer Achse gleich groß sind. Somit lassen sich mit der statischen Achslast sowie der entstehenden Radlastdifferenz entweder die erreichbaren Reifenseitenkräfte ermitteln oder bei gegebener Querbeschleunigung (damit gegebener Fliehkraft) die notwendigen Schräglauwinkel. Der hier dargestellte Verlauf der Seitenführungskraft durch Schräglauwinkel ist typisch für normale Fahrzeureifen. Die Seitenkraft ist ab einem bestimmten Bereich stark degressiv über der Radlast bzw. über dem Schräglauwinkel. In der Praxis heißt dies, dass es bei höheren Radlasten zu einer Seitenkraftsättigung kommt und ab dem Seitenkraftmaximum die Seitenkraft sogar wieder abnimmt.

Ausgehend von einem theoretischen, symmetrischen Ruhezustand könnten die beiden Reifen einer Achse

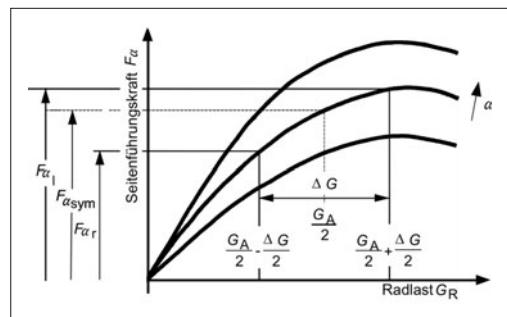


Bild 2-130: Auswirkungen von Radlastdifferenzen

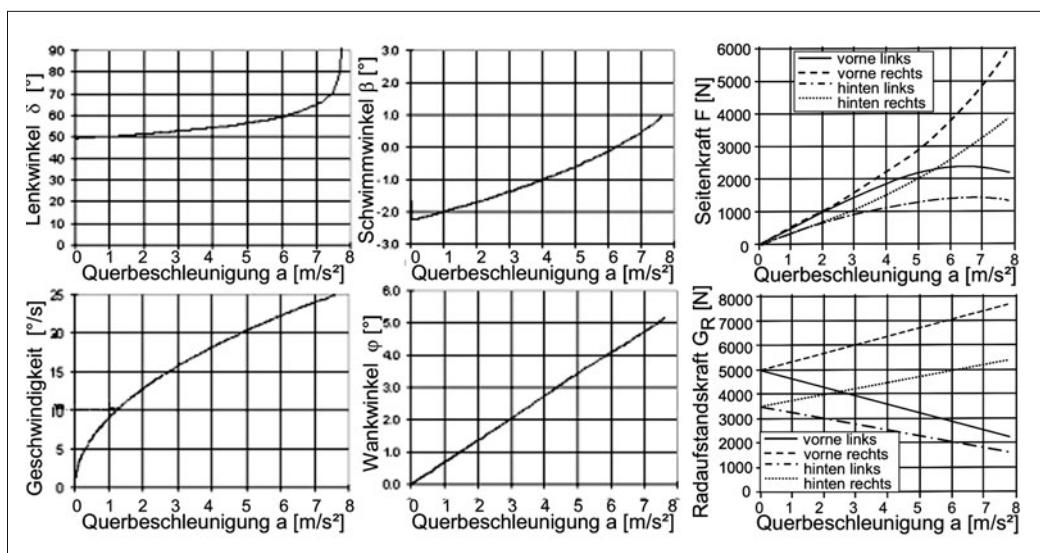


Bild 2-131: Simulationsergebnisse bei stationärer Kreisfahrt der Ausgangsversion [18]

jeweils die gleiche Seitenführungs Kraft übertragen (hier $F_{\alpha,\text{sym}}$). Bewegt man sich nun von diesem Arbeitspunkt mit den Radlastdifferenzen nach rechts und links, so lässt sich getrennt für jedes Rad die jeweilige Seitenführungs Kraft ablesen. Man erkennt direkt, dass man im degressiven Bereich des Reifenkennfeldes auf jeden Fall mit sinkender Radlast (kurveninnen) mehr Seitenführungs Kraft reduziert als man mit steigender Radlast (kurvenaußen) hinzugewinnt. Es gilt also:

$$2 \cdot F_{\alpha,\text{sym}} > F_{\alpha i} + F_{\alpha a} \quad (2.335)$$

Das bedeutet, dass durch eine große Radlastdifferenz an einer betrachteten Fahrzeugachse zwangsläufig das Seitenkraftpotential absinken muss (**Bild 2-130**).

2.5.7 Parametervariation

Zur Verdeutlichung der fahrdynamischen Zusammenhänge beim Zweispur-Modell wird eine Parametervariation vorgestellt [1].

Der Grundzustand (Variation 0) hat folgende Daten:

Gesamtmasse des Fahrzeugs:	m_{ges}	=	1678 kg
Radmasse:	m_{Rad}	=	35 kg
Radstand:	l	=	2680 mm
Spurweite vorn/hinten:	$s_v = s_h$	=	1520 mm
Schwerpunktlage:	l_v	=	1080 mm
	l_h	=	1600 mm
Schwerpunkthöhe:	h	=	520 mm
Wankpolöhnen:	$h_1 = h_2$	=	0 mm

Bild 2-131 zeigt die Simulationsergebnisse für die Nullversion bei stationärer Kreisfahrt.

Zur Beschreibung der stationären Lenkeigenschaften werden folgende Größen betrachtet:

Lenkradwinkel:	δ_H	=	$f(a_y)$
Schwimmwinkel:	β	=	$f(a_y)$
Wankwinkel:	φ	=	$f(a_y)$
Gierwinkelgeschwindigkeit:	$\dot{\psi}$	=	$f(a_y)$

Die stationäre Kreisfahrt wird zunächst dazu verwendet, den Lenkwinkelbedarf unter steigender Querbeschleunigung zu ermitteln. Wie in **Bild 2-131** oben links zu erkennen ist, steigt der Lenkwinkel zunächst zwar linear an, wird dann aber bei höherer Querbeschleunigung stark progressiv. Die Ausgangsversion dieser Parameterstudie ist also untersteuernd ausgelegt.

Aus dem linearen Teil der Kurve für den Lenkwinkelbedarf lässt sich gemäß Gl. (2.278) der Eigenlenkgradient EG unter Berücksichtigung der Lenkübersetzung ($i_{\text{Lenk}} = 13$) ablesen: $EG = 0,0017 \text{ rad}/(\text{m/s}^2)$. Der stationäre Gierverstärkungsfaktor nach **Bild 2-132** ist hier ebenfalls abzulesen. Im linearen Bereich der Fahrdynamik gilt:

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{v}{l + EG \cdot v^2} \quad (2.336)$$

Damit ergibt sich der folgende Verlauf des Gierverstärkungsfaktor über der Geschwindigkeit, (**Bild 2-132**). Das Maximum dieser Kurve und damit die gierfreu-

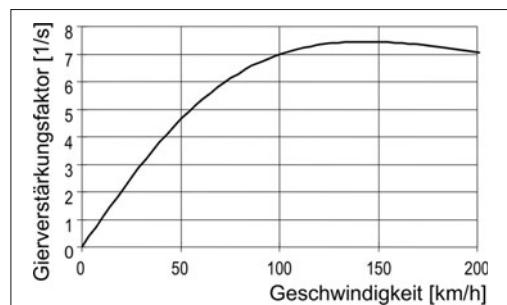


Bild 2-132: Gierverstärkungsfaktor als Funktion der Fahrgeschwindigkeit [18]

digste Geschwindigkeit liegen leicht oberhalb der eigentlich geforderten 65 bis 100 km/h.

Weiterhin ist der Schwimmwinkelverlauf dargestellt. Wie **Bild 2-131** zeigt, ist der Schwimmwinkel bei langsamer Kurvenfahrt zunächst negativ und wird erst bei höheren Querbeschleunigungen einen Nulldurchgang aufweisen. Dann befindet sich der Kurvenmittelpunkt vor der Schwerpunktlinie. Bei Beginn der Kurvenfahrt folgt der Schwimmwinkel der einfachen geometrischen Beziehung:

$$\beta_0 = \frac{l_h}{r} = -2,2^\circ \quad (2.337)$$

Der Nulldurchgang wird im vorliegenden Fall erst bei ca. 6 m/s^2 erreicht. Dann liegen Fahrzeulgängsachse und Bahntangente auf einer gemeinsamen Geraden. Darüber hinaus zeigt die Fahrzeulgängsachse bei höheren Querbeschleunigungen in den Bahnradius hinein, der Schwimmwinkel wird gemäß Definition positiv.

2.5.7.1 Variation der Schwerpunkthöhe (Variante 1)

In dieser Variation wird die Schwerpunkthöhe bis auf die Fahrbahn abgesenkt und entspricht damit den Zuständen beim Einspurmodell. Die Simulationsergebnisse sind in Folge dargestellt, **Bild 2-133**.

Signifikant ist der Unterschied im Eigenlenkverhalten bzw. im dargestellten Lenkwinkelbedarf. Gegenüber der Nullversion zeigt die Version 1 eine wesentlich geringer ausgeprägte Untersteuertendenz. Dieses Verhalten entspricht in etwa dem eines Einspurmodells.

Im Zeitbereich sind bei der Version 1 geringer ausgeprägte Überschwinger in der Giergeschwindigkeit und im Schwimmwinkel zu erkennen, was auf eine höhere Gierdämpfung hindeutet.

Die Begründung für dieses Verhalten ist im Wesentlichen bereits im Abschnitt 2.5.6 erklärt. Durch das Absenken der Schwerpunkthöhe werden die entstehenden Radlastdifferenzen ausgehend vom realen Wert bis auf Null abgesenkt. Durch hohe Radlastdifferenzen sinkt das übertragbare Seitenkraftpotential, die effektive Schräglaufsteifigkeit sinkt also mit steigender Radlastdifferenz und macht sich daher hier deutlich bemerkbar.

2.5.7.2 Variation der Schwerpunktlage in Längsrichtung (Variante 2)

In dieser Variante wird der Schwerpunkt gegenüber der Nullversion in Längsrichtung zurückverlegt, befindet sich aber immer noch im vorderen Teil des Fahrzeugs. Hier ist eine leichte Minderung der Untersteuertendenz der Variante 2 gegenüber der Nullvariante zu erkennen. Im Zeitbereich ist eine etwas bessere Gierdämpfung zu erkennen (**Bild 3-134**).

Auch hier ist das degressive Reifenverhalten für dieses Verhalten verantwortlich. Durch eine Vergrößerung des Schwerpunktsabstands von der Vorderachse wird die Achslast an der Vorderachse verringert, der Ausgangspunkt bezüglich der Radlast wandert im Reifennetzfeld nach links. Die effektive Schräglauftestigkeit an der Vorderachse nimmt dadurch zu, weil der Einfluss des degressiven Bereichs kleiner wird. Die Zunahme ist allerdings nicht so groß wie die Zunahme des Schwerpunktabstands.

2.5.7.3 Variation der Wankachse (Variante 3)

Wie beschrieben wird sich der Aufbau unter Querbeschleunigung um die sogenannte Wankachse neigen. Bei der Nullversion liegen die Wankpole auf der Fahrbahn, daher liegt auch die Wankachse auf Fahrbahnhöhe. In dieser Variante wird der vordere Wankpol auf 0,15 m über der Fahrbahn angehoben. Damit ist die Wankachse nach hinten abfallend.

Da die Schwerpunkthöhe konstant bleibt, wird der Hebelarm Δh der Aufbauflehkraft um die Wankachse gegenüber der Nullversion kleiner. Die direkten Folgen sind klar ersichtlich, **Bild 2-135**. Der resultierende Wankwinkel wird gemäß Gl. (2.324) bei gleicher Querbeschleunigung kleiner. Wie in Gl. (2.326) sowie Gl. (2.327) zu erkennen ist, wird die Radlastdifferenz ebenfalls kleiner, da alle anderen Parameter der Radlastdifferenzgleichungen identisch bleiben.

Gemäß den Gleichungen (2.321 ff.) muss die gesamte Fahrzeuglehkraft über die Summe der Radlastdiffe-

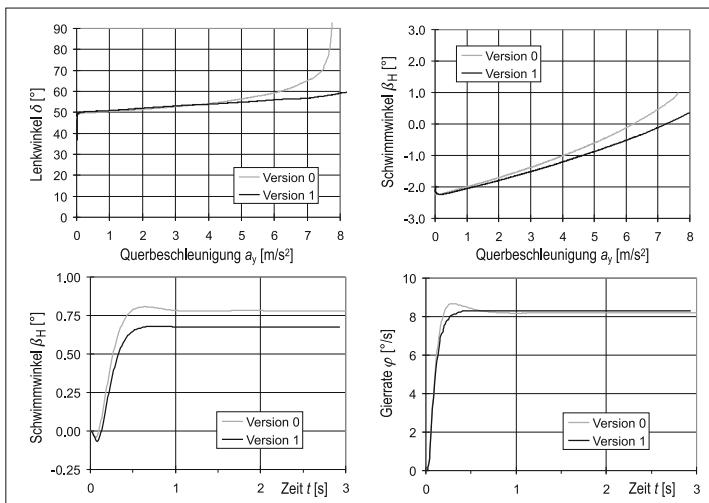


Bild 2-133:
Simulationsergebnisse bei abgesenkter Schwerpunkthöhe (Variante 1) [18]

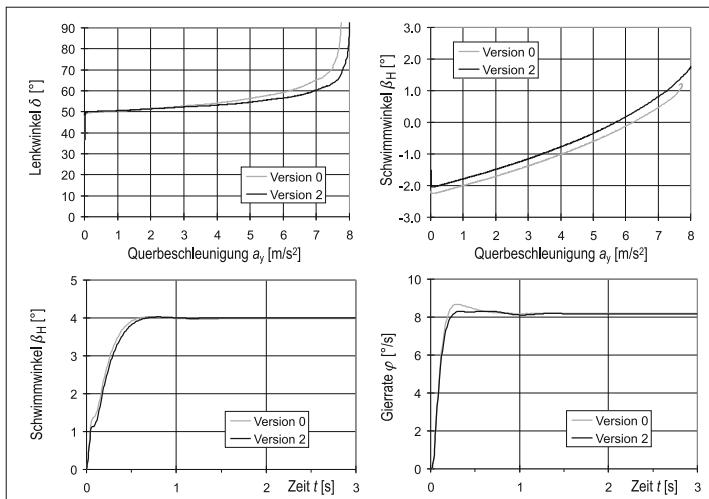


Bild 2-134:
Simulationsergebnisse bei veränderter Schwerpunktlage (Variante 2) [18]

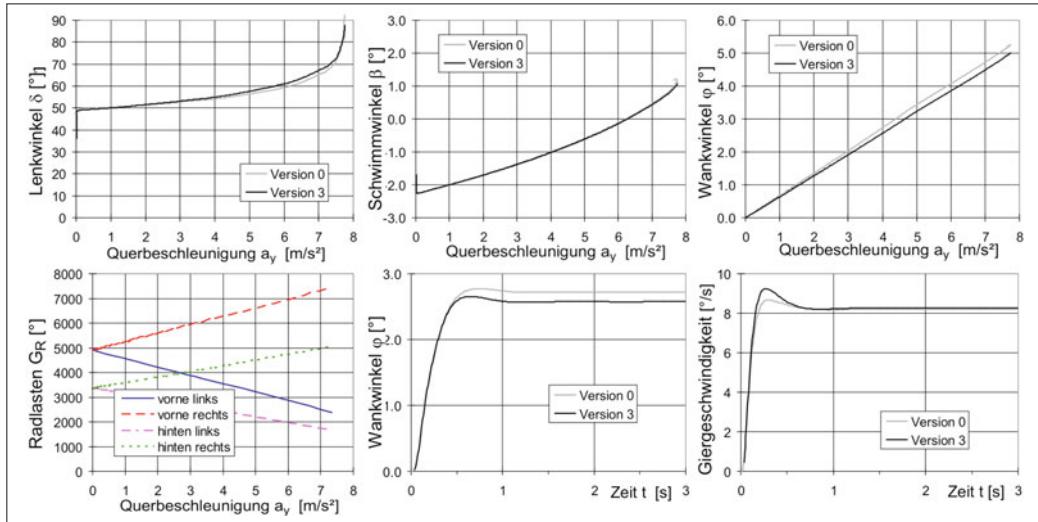


Bild 2-135: Simulationsergebnisse bei veränderter Wankachse (Variante 3) [18]

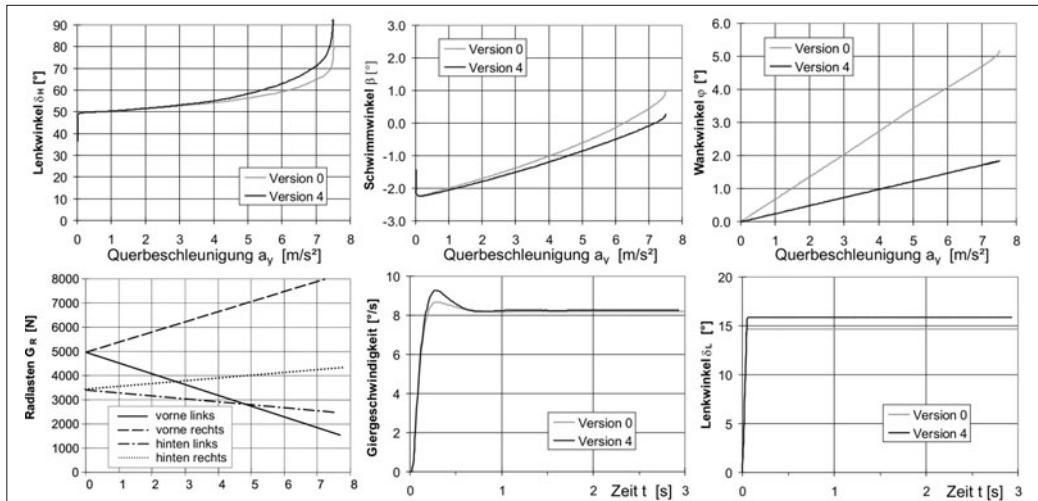


Bild 2-136: Variation der Stabilisatorsteifigkeit (Variante 4) [18]

renzen an Vorder- und Hinterachse kompensiert werden. Da also die Radlastdifferenz wegen des geringeren Wankwinkels und der ansonsten gleich bleibenden Parameter an der Hinterachse kleiner wird, muss die Radlastdifferenz an der Vorderachse entsprechend größer werden, siehe Gln. (2.326) sowie (2.327). Daher nimmt also die Untersteuertendenz bei der Variante 3 noch weiter zu, da die effektive Schräglauftiefe der Vorderachse weiter abgesenkt wird. Die Gierdämpfung nimmt entsprechend auch etwas ab.

2.5.7.4 Variation der Wankfederverteilung (Variante 4)

Gegenüber der Nullversion wird in dieser Variante die Stabilisatorsteifigkeit an der Vorderachse erhöht (Bild

2-136). Eine Erhöhung einer der beiden Stabilisatorsteifigkeiten führt per se in einem Fahrzeug zu einem niedrigeren Wankwinkel, s. Gl. (2.315).

Allerdings hat der Einbauort der erhöhten Stabilisatorsteifigkeit einen entscheidenden Einfluss auf das Fahrverhalten und insbesondere auf das Eigenlenkverhalten.

Zur Abschätzung werden erneut die beiden Gleichungen für die Radlastdifferenz herangezogen, (2.326) sowie (2.327). Bei einer Erhöhung der Stabilisatorsteifigkeit an der Vorderachse wird die Radlastdifferenz an der Hinterachse kleiner, da hier nur der Wankwinkel verändert wird (Gl. (2.326)). In Folge muss die Radlastdifferenz an der Vorderachse in gleichem Maße ansteigen, um weiterhin die gleiche Gesamtfliehkraft

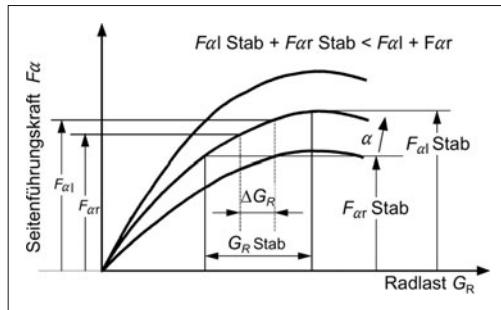


Bild 2-137: Einfluss des Stabilisators auf die Seitenführungskraft [18]

abzustützen. Den Einfluss einer höheren Stabilisatorsteifigkeit zeigt **Bild 2-137**.

Ein Stabilisator vergrößert de facto die Radlastdifferenzen an der betreffenden Achse und verringert daher ihre wirksame Schräglauftsteifigkeit.

Die Simulationsergebnisse zeigen daher eine Erhöhung der Untersteuertendenz gegenüber der Nullversion. Wie bereits erwähnt, hat der Stabilisator einen entscheidenden Einfluss auf das Fahrverhalten.

Er verringert nicht nur den resultierenden Wankwinkel, sondern kann durch geschickten Einsatz auch dazu verwendet werden, das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs entscheidend zu verändern.

Eine Erhöhung der Stabilisatorsteifigkeit an der Vorderachse erhöht die Untersteuertendenz, eine Erhöhung an der Hinterachse verringert die Untersteuertendenz.

2.5.7.5 Variation des Antriebskonzepts (Variante 5)

Man kann bereits in der Variante 1 erkennen, dass der Lenkwinkelbedarf mit steigender Querbeschleunigung

ansteigt. Dies lässt sich mit Einflüssen aus dem Antrieb erklären. Eine steigende Querbeschleunigung geht direkt einher mit einer erhöhten Fahrgeschwindigkeit und damit auch mit erhöhten Fahrwiderständen durch Luft- und Reibungswiderstand. Diese erhöhten Fahrwiderstände müssen durch eine höhere Antriebskraft an der angetriebenen Achse kompensiert werden. Wie im Abschnitt 2.2.1.2, Bild 2-57 (Krempeldiagramm), dargestellt, beeinflussen sich Längs- und Querkraft des Reifens, d. h., dass das Seitenkraftpotential unter erhöhter Längskraft reduziert wird. Dadurch wird die effektive Schräglauftsteifigkeit an der angetriebenen Achse reduziert.

Dieser Effekt ist bei kleinen Kurvengeschwindigkeiten und niedrigen Querbeschleunigungen noch sehr gering, wird aber bei höheren Querbeschleunigungen deutlich spürbar (**Bild 2-138**). Bei einem Fahrzeug mit Vorderradantrieb wird daher die Untersteuertendenz noch durch das Antriebskonzept verstärkt [18]. Ein durch eine geeignete Parameterauswahl tendenziell untersteuerndes heckgetriebenes Fahrzeug kann dagegen durchaus ein lokal übersteuerndes Verhalten nach Bergmann (s. Bild 2-114) aufweisen.

Das hier zu beobachtende lokale Übersteuerverhalten ist dadurch zu erklären, dass die effektive Schräglauftsteifigkeit an der Hinterachse stärker reduziert wird als an der Vorderachse. An der Hinterachse wird diese durch steigende Radlastdifferenz sowie durch die Erhöhung der Umfangskräfte (erhöhter Fahrtwiderstand) herabgesetzt, an der Vorderachse allein durch die steigende Radlastdifferenz.

Der Schräglauftwinkel an der Hinterachse steigt dadurch stark an, wodurch ein sehr großer Schwimmwinkel des Fahrzeugs resultiert. In Folge muss der Lenkwinkel an der Vorderachse zurückgenommen werden, um das Fahrzeug kursstabil zu halten.

Bei einem frontgetriebenen Fahrzeug setzt ein selbstsichernder Effekt ein. Die Untersteuertendenz nimmt immer weiter zu, der Bahnradius erhöht sich dabei.

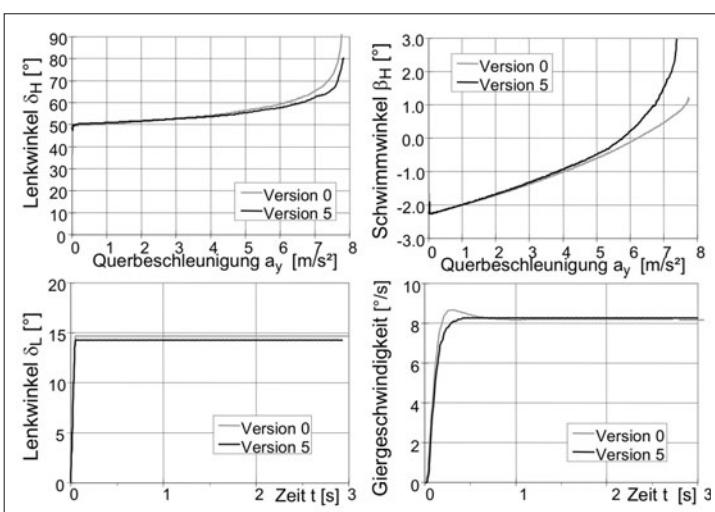


Bild 2-138: Variation des Antriebskonzeptes (Variante 5) [18]

Dadurch sinken die Querbeschleunigung und damit die einhergehende abzustützende Seitenkraft. Die Vorderachse verlässt unter diesem Einfluss den gesättigten Bereich der Seitenführungskraft und befindet sich wieder in einem stabilen Zustand.

Wie bereits in Abschnitt 2.5.3.3 beschrieben, zeigt das übersteuernde Fahrzeug ein Selbstverstärkungsverhalten im negativen Sinne. Durch das Einlenken in die Kurve wird der Übersteuereffekt in kürzester Zeit verstärkt. Ohne ein schnelles Gegenlenken ist das Fahrzeug instabil und beginnt, unkontrolliert zu schleudern.

Bei Fahrzeugen mit Allradantrieb hängt das Verhalten im Grenzbereich davon ab, wie die Antriebsmomente auf Vorder- und Hinterachse verteilt werden [18].

Generell lässt sich allerdings mit einem Allradfahrzeug eine etwas höhere Querbeschleunigung erreichen, da die Antriebskräfte auf Vorder- und Hinterrad verteilt werden.

In der Fahrzeugentwicklung gibt es das Bestreben, die Querbeschleunigungsfähigkeit der Fahrzeuge permanent zu erhöhen. Bei Betrachtung der grundsätzlichen theoretischen Zusammenhänge ist allerdings zu beachten, dass der Übergang vom Grenzbereich in den Bereich, in dem eine Kurshaltung praktisch nicht mehr möglich ist, dabei immer abrupter erfolgen muss. Die erreichbare Grenzquerbeschleunigung wird nämlich immer weiter der theoretisch möglichen Querbeschleunigung angenähert, die nur vom Reibwert abhängt. Es bleibt Aufgabe des Fahrwerkentwicklers, dass der Fahrer bei der Einschätzung des Grenzbereichs nicht überfordert wird. Weiterhin kann der Fahrer durch aktive Fahrwerksysteme bei seiner Fahraufgabe im Sinne eines Kursreglers unterstützt werden.

2.6.1 Wechselwirkungen zwischen Vertikal-, Längs- und Querdynamik

Im allgemeinen Fall der Fahrt entlang eines beliebigen Kurses auf beliebiger Fahrbahn kann die Vertikal-, Längs- und Querdynamik des Fahrzeugs nicht getrennt voneinander betrachtet werden. Es existieren Wechselwirkungen untereinander, die das Fahrverhalten zum Teil erheblich beeinflussen (**Bild 2-139**).

Bereits bei Betrachtung des Kraftübertragungsverhaltens von Fahrzeugreifen wurde deutlich, dass kombinierte Schlupfzustände, wie beispielsweise Beschleunigen oder Bremsen in der Kurve einen starken Einfluss auf den Seiten- und Längskraftaufbau haben, der den fast vollständigen Verlust der Seitenkraft zur Folge haben kann.

Im Weiteren sollen daher folgende Wechselwirkungen näher untersucht werden:

- ◆ Vertikalkraftschwankungen und deren Einfluss auf die Reifen-Horizontalkräfte,
- ◆ Einfluss längsdynamischer Vorgänge auf die Querdynamik.

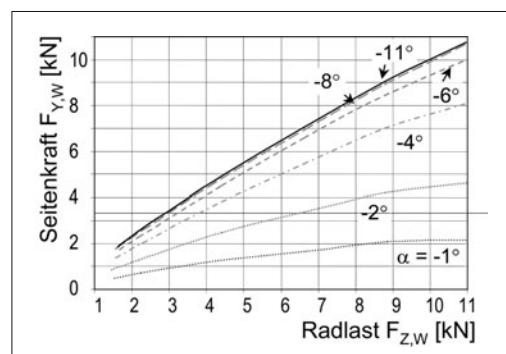


Bild 2-139: Degressiver Anstieg übertragbarer Seitenkräfte $F_{Y,W}$ mit zunehmender Radlast $F_{Z,W}$ [18]

2.6 Allgemeine Fahrdynamik

Bisher wurde jeweils eine der drei Fahrdynamikdomänen betrachtet. Um die Vorgänge vereinfacht zu erklären und zu verstehen, wurden dabei jeweils die Einflüsse anderer Domänen außer Acht gelassen.

Bei einer normalen Fahrt ist es jedoch sehr selten der Fall, dass nur Vertikal-, Längs- oder Querkräfte auftreten.

Bei der Geradeausfahrt auf einer Schlechtwegstrecke entstehen z. B. neben den Längskräften auch dynamische Radlasten. Das bedeutet gleichzeitiges Wirken von längs- und vertikaldynamischen Bewegungen.

Während der Kurvenfahrt oder beim Spurwechsel entstehen Quer- und Längskräfte, wenn dabei gebremst, beschleunigt oder ein Lastwechsel durchlaufen wird. Eine Kurvenfahrt auf einer unebenen Fahrbahn verursacht schließlich Kräfte in allen drei Fahrsynamikdomänen.

2.6.1.1 Vertikalkraftschwankungen

Bei Fahrt auf unebener Straße, im Gelände oder beim Überrollen von Fahrbahnhindernissen treten Schwankungen im Verlauf der Radlast $F_{Z,W}$ auf. Darüber hinaus führen Beschleunigungs- und Bremsvorgänge sowie Kurvenfahrten in Folge dynamischer Massenkräfte zu Veränderungen der Radlast $F_{Z,W}$.

Der Zusammenhang zwischen der Vertikalkraft $F_{Z,W}$ in der Reifenaufstandsfläche A_T und der übertragbaren Horizontalkraft $F_{H,W}$ ist nicht linear. Vielmehr nimmt die Horizontalkraft $F_{H,W}$ bei steigender Radlast $F_{Z,W}$ degressiv zu (**Bild 2-139**).

Doppelte Radlast $F_{Z,W}$ führt demnach nicht zu doppelter Seitenkraft $F_{Y,W}$ bzw. Längskraft $F_{X,W}$. Der dadurch in Summe bedingte Verlust an Seiten- und Längskraft muss durch größere Schräglauftwinkel bzw. erhöhte Umfangsschlupf kompensiert werden. Insbesondere im Hinblick auf die Querdynamik kann das Eigenlenkverhalten eines Fahrzeugs durch Lastwech-

sel und die dadurch bedingten Vertikalkraftschwankungen beeinflusst werden.

Fahrbahnunebenheiten führen ebenfalls zu dynamischen Vertikalkraftschwankungen. Bedingt durch den nichtlinearen Zusammenhang zwischen Radlast und Seitenkraftaufbau führen Fahrbahnunebenheiten wiederum zum Verlust von Seitenkraftübertragungspotenzial. Bild 2-140 macht dies am Beispiel einer sinusförmigen Vertikalkraftschwankung deutlich. Die in Summe übertragbare Seitenkraft ist geringer als sie es bei konstanter Radlast wäre. Gegenteiliges gilt für das Rückstellmoment. Es nimmt im Mittel zu.

Ein weiterer Effekt dynamischer Radlastschwankungen ist der Horizontalkraftverlust in Folge des transienten Reifenverhaltens (s. Abschnitt 2.2.1 und Bild 2-58). Abnehmende Radlast $F_{Z,W}$ macht sich im selben Moment durch entsprechenden Verlust von Umfangskraft $F_{X,W}$ bzw. Seitenkraft $F_{Y,W}$ bemerkbar. Zum Neuaufbau der Horizontalkräfte $F_{H,W}$ nach steigender Radlast $F_{Z,W}$ vergeht aufgrund des transienten Verhaltens und einer Reifen-Einlauflänge (PT₁-Verzögerer) eine gewisse Wegstrecke σ und somit Zeit.

Dieser Effekt ist nicht nur für Schlupf- und Schräglaufländerungen gültig, sondern betrifft auch Radlastschwankungen. Die im zeitlichen Mittel bei dynamischen Radlastschwankungen übertragbare Horizontalkraft $F_{H,W}$ liegt daher auch aufgrund des Einlaufverhaltens unter der, die bei konstanter Radlast erzeugbar wäre.

Ziel der Fahrwerkauslegung sollte es daher sein, durch geschickte Auswahl der Aufbaufederung und Aufbaudämpfung, durch Reduktion ungefederter

Massen sowie Optimierung des einzustellenden Reifenfülldrucks, dynamische Radlastschwankungen in Folge Fahrbahnunebenheiten so gering wie möglich zu halten. Ebene Fahrbahnen tragen ebenso dazu bei, die Fahrsicherheit durch optimale Kraftschlussausnutzung zu erhöhen.

2.6.2 Kritische Fahrsituationen

Betrachtet man die Wechselwirkungen zwischen Längs-, Quer- und Vertikaldynamik, so sind vor allem die folgenden Fahrsituationen von Interesse:

- ◆ Bremsen in der Kurve,
- ◆ Beschleunigen in der Kurve,
- ◆ Lastwechsel (Gaswegnahme, Auskuppeln),
- ◆ Vertikalanregung durch Fahrbahnunebenheiten bei Kurvenfahrt,
- ◆ Bremsen/Anfahren auf einer inhomogenen Fahrbahnoberfläche (z. B. μ -Split).

Die ersten drei Fahrmanöver verursachen bei einer Kurvenfahrt eine querdydnamische Fahrzeugreaktion, die vom Fahrer durch Lenkkorrekturen kompensiert werden muss [18]. Beim Bremsen bzw. Anfahren auf einer μ -Split-Fahrbahnoberfläche wirkt, hervorgerufen durch verschiedene große Bremskräfte auf der linken und rechten Fahrzeugseite, ein Störgiermoment auf das Fahrzeug, dem der Fahrer ebenfalls durch Lenkkorrekturen entgegenwirken muss. Die vier aufgeführten Fahrmanöver sollen nun im Folgenden genauer betrachtet werden.

2.6.2.1 Bremsen in der Kurve

Bei der Betrachtung der Fahrzeugreaktion beim Bremsen in der Kurve ist zwischen geringen bis mittleren Verzögerungen und hohen Verzögerungen zu unterscheiden. Beim Bremsen mit geringer bis mittlerer Verzögerung wird die Wirkung des dem Bremsbeginn vorangegangenen Lastwechsels verstärkt, d. h. das Fahrzeug dreht sich stärker in die Kurve hinein. Die Fahrzeugreaktion wird wie beim Lastwechsel im wesentlichen durch das übersteuernd wirkende Giermoment bestimmt, das durch die dynamische Achslastverlagerung hervorgerufen wird.

Beim Bremsen mit mittleren bis hohen Verzögerungen hängt die Fahrzeugreaktion dagegen in zunehmendem Maße vom Einfluss der Reifenumfangskräfte auf die gleichzeitig übertragbaren Reifenseitenkräfte ab. Je nach Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse sind zwei Grenzfälle der Fahrzeugreaktion zu unterscheiden. Wird beim Bremsen in der Kurve die Hinterachse überbremst (d. h., der an der Hinterachse ausgenutzte Kraftschlussbeiwert ist größer als der an der Vorderachse), dann bricht das Fahrzeug bei Erreichen der Kraftschlussgrenze mit dem Heck aus und verliert damit die Gierstabilität. Wird dagegen die Vorderachse überbremst, verliert das Fahrzeug bei Erreichen der Kraftschlussgrenze zwar die Lenkbarkeit,

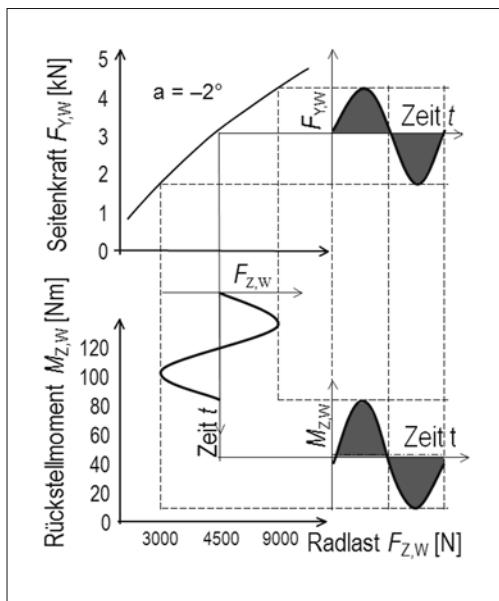


Bild 2-140: Seitenkraftverlust und Rückstellmomentänderung in Folge dynamischer Vertikalkraftänderungen [18]

behält aber die Gierstabilität und ist nach Lösen der Bremse wieder zu beherrschen [18].

Um die Gierstabilität zu gewährleisten, ist demnach eine Bremskraftverteilung mit einem ausreichenden Sicherheitsabstand zwischen der Kurve der installierten Bremskraftverteilung (s. Bild 3-36) und der Parabel der idealen Bremskraftverteilung bei Geradeausbrembung vorzusehen bzw. ein Bremskraftregler einzusetzen, der die Bremskraftverteilung in Abhängigkeit von der Verzögerung steuern kann.

Mit Hilfe eines Anti-Blockier-Systems erreicht man, dass die Lenkbarkeit auch während einer Vollbrembung erhalten bleibt. Als Bewertungskriterium werden die Werte der Bewegungsgrößen 1 s nach Bremsbeginn (Reaktionszeit des Fahrers) bei stationärer Kreisfahrt mit fixiertem Lenkrad herangezogen.

Als Parameter wird neben dem Ausgangsradius und der Ausgangsquerbeschleunigung die Längsverzögerung variiert. Wenn diese Werte oberhalb der Referenzlinien für eine Abbremsung mit exakter Einhaltung des Ausgangskreises liegen, deutet dies auf ein Eindrehen in den Kreis beim Bremsen hin. Die Grenze der Lenkbarkeit ist dadurch charakterisiert, dass die Querbeschleunigung nach Bremsbeginn auf Null abfällt. Die Giergeschwindigkeit fällt in diesem Fall unter die Referenzlinie ab, da das Fahrzeug über die Vorderachse zum Kurvenaußenrand schiebt (siehe auch Bild 2-161).

Mit ABS oder ESP werden die Bremskräfte individuell auf die Räder verteilt. Dadurch kann ein zusätzliches kurskorrigierendes Giermoment aufgebaut werden, welches übermäßige Unter- und Übersteuereffekte verhindert (s. Bild 2-141).

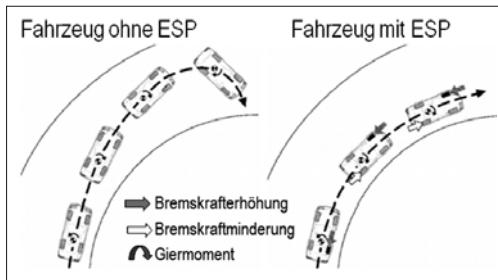


Bild 2-141: Bremsen in der Kurve mit und ohne ESP [45]

2.6.2.2 Beschleunigte Kurvenfahrt

Beim Beschleunigen eines Fahrzeugs wird durch die dynamische Achslastverlagerung die Vorderachse entlastet und die Hinterachse im selben Maß belastet. Ohne Lenkkorrektur schieben auf griffiger Fahrbahn sowohl Fahrzeuge mit Hinterradantrieb als auch Fahrzeuge mit Frontantrieb über die Vorderachse zum Kurvenaußenrand, da die resultierende Achsseitenkraft an der Vorderachse mit der Achslast abnimmt, die abzustützende Querbeschleunigungskraft jedoch mit der Fahrgeschwindigkeit beim Beschleunigen zunimmt [18].

Bei Fahrzeugen mit Frontantrieb sind in der Regel höhere Lenkkorrekturen erforderlich, da durch die an der Vorderachse übertragenen Antriebskräfte die gleichzeitig übertragbaren Seitenkräfte reduziert und dadurch die dynamische Untersteuertendenz zusätzlich verstärkt wird. Als Bewertungsmaßstab für die Fahrzeugreaktion beim Beschleunigen in der Kurve kann die Giergeschwindigkeitsdifferenz zum Zeitpunkt Δt nach Beschleunigungsbeginn herangezogen werden, die sich mit festgehaltenem Lenkrad beim Übergang von einer stationären Kreisfahrt mit $R_0 = \text{const.}$ zur beschleunigten Kreisfahrt ergibt. Bild 2-142 zeigt die Giergeschwindigkeitsdifferenz nach $t = 1$ s in Abhängigkeit von der Längsbeschleunigung a_y für verschiedene Antriebskonzepte auf griffiger Fahrbahn [18], [40].

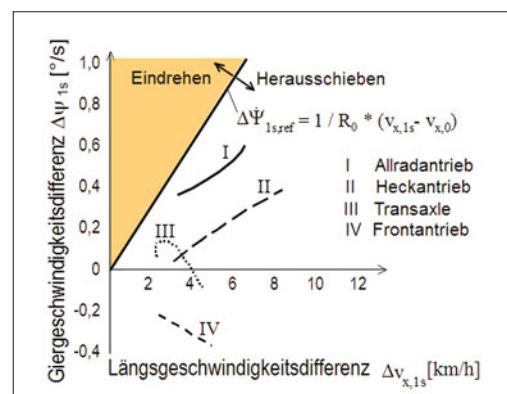


Bild 2-142: Giergeschwindigkeitsabweichung beim Beschleunigen in der Kurve (griffige Fahrbahn) [40]; I: Allradantrieb, II: Heckantrieb, III: Transaxle, IV: Frontantrieb; 1-Sekundenwert der Giergeschwindigkeitsdifferenz $\Delta\psi_{1s} = \psi_{1s} - \psi_0$ nach Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt $R_0 = 100$ m, $a_{y,0} = 3,0$ m/s²

Die Referenzgerade in Bild 2-142 kennzeichnet die Giergeschwindigkeitszunahme, die aus der Fahrgeschwindigkeitszunahme resultieren würde, wenn beim Beschleunigen keine Abweichung vom Ausgangsradius auftreten würde. Auf Eis sind die Fahrzeugreaktionen deutlicher ausgeprägt, Bild 2-143. Das durch die kombinierte Schlupfsituation hervorgerufene dynamische Übersteuern der Fahrzeuge mit Hinterradantrieb führt hier zu einem Eindrehen in den Ausgangskreis. Die Vorteile der Aufteilung der Antriebskräfte auf alle vier Räder beim Allradantrieb werden auf rutschiger Fahrbahn deutlich. Auf trockener Fahrbahn sind die Unterschiede dagegen eher auf die Auslegung des stationären Lenkverhaltens (geringe Untersteuertendenz) zurückzuführen als auf das Antriebskonzept. Mit ESP werden Kursabweichungen bei Beschleunigungsvorgängen durch radindividuelle Bremseingriffe ausgeglichen. Bild 2-144 zeigt dies am Beispiel eines eindrehenden Fahrzeugs auf rutschiger Fahrbahn.

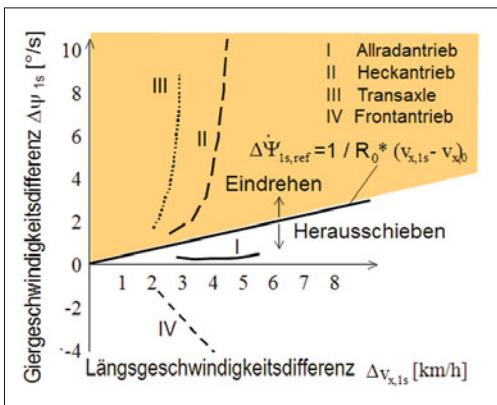


Bild 2-143: Giergeschwindigkeitsabweichung beim Beschleunigen in einer rutschigen Kurve [40];

I: Allradantrieb, II: Heckantrieb, III: Transaxle, IV: Frontantrieb; 1-Sekundenwert der Giergeschwindigkeitsdifferenz $\Delta\dot{\psi}_{ls} = \dot{\psi}_{ls} - \dot{\psi}_0$ nach Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt auf Eis $R_0 = 45$ m, $a_{y,0} = 1,2 \text{ m/s}^2$

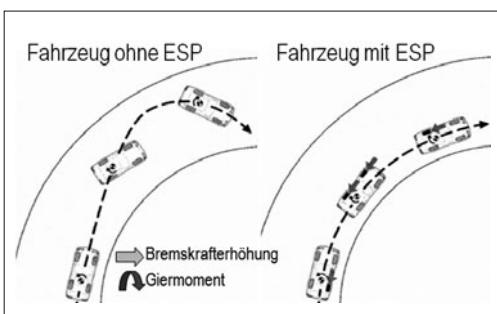


Bild 2-144: Fahrzeugbewegung beim Beschleunigen in der Kurve auf rutschiger Fahrbahn mit und ohne ESP [45]

2.6.2.3 Lastwechsel in der Kurve

Mit Lastwechsel wird die sprunghafte Änderung der Antriebskräfte beim schnellen Wechsel der Gaspedalstellung, beim Auskuppeln oder zu Beginn des Schaltvorgangs eines automatischen Getriebes bezeichnet. Bei Kurvenfahrt kann die sprunghafte Änderung der Umfangskräfte an den Antriebsrädern eine Gierreaktion des Fahrzeugs verursachen, die ohne Lenkkorrektur des Fahrers zu einem Eindrehen in die Kurve führt. Die heftigste Anregung stellt hier das plötzliche Loslassen des Gaspedals dar, da die Antriebskräfte nicht nur zu Null werden, sondern aufgrund des Motorschleppmoments in Bremskräfte umschlagen. Da das plötzliche Loslassen des Gaspedals eine natürliche Reaktion des Fahrers beim zu schnellen Anfahren einer sich im weiteren Verlauf verengenden Kurve darstellt, hat die Lastwechselreaktion eine große Bedeutung für die aktive Sicherheit.

Den weitaus größten Einfluss auf die Lastwechselreaktion hat die dynamische Achslastverlagerung, die zu einer zusätzlichen Belastung der Vorderachse und Entlastung der Hinterachse führt. Diese dynamische Achslastverlagerung bewirkt eine Seitenkraftzunahme an der Vorderachse und gleichzeitig eine Seitenkraftabnahme an der Hinterachse. Die Seitenkraftänderungen verursachen unabhängig vom Antriebskonzept ein in die Kurve eindrehendes Giermoment (dynamisch Übersteuern) [40], [46] **Bild 2-145**.

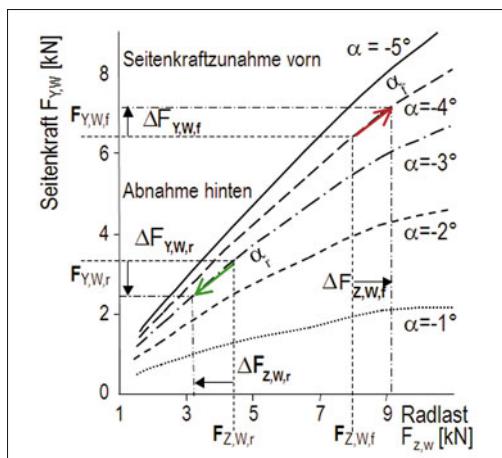


Bild 2-145: Seitenkraftänderungen beim Lastwechsel

Durch die kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften der Radaufhängungen kann das Eindrehen in den Kreis verstärkt oder verringert werden. So verstärken z. B. mit dem Einfederweg zunehmende Vorspurwinkel und negative Sturzwinkel an der Hinterachse die für die Fahrstabilität günstige Untersteuertendenz. Beim Lastwechsel federt jedoch die Hinterachse aufgrund der dynamischen Achslastverschiebung aus. Die aktuell wirksamen Seitenkräfte durch negativen Sturz und Vorspur werden damit bei einem Fahrzeug mit entsprechend ausgelegter Hinterachskinematik abgebaut und verstärken dort den Seitenkraftverlust an der Hinterachse durch die Achslastverschiebung und somit die Lastwechselreaktion. Eine Abschwächung der Lastwechselreaktion kann dagegen durch eine entsprechende Auslegung der elastokinematischen Eigenschaften der Antriebsachse erzielt werden. Wird z. B. bei einem Fahrzeug mit Hinterradantrieb das kurvenäußere Hinterrad von Antriebskräften in Nachspur und von Bremskräften in Vorspur gedrückt, dann wirkt dieser durch den Wechsel der Reifen-Umfangskraft gesteuerte Eigenlenkeffekt der Lastwechselreaktion entgegen. Als Bewertungskriterium einer Lastwechselreaktion dient die Abweichung der Schwerpunktbaahn vom Ausgangskreis R_0 nach einem Lastwechsel bei stationärer Kreisfahrt mit fixiertem Lenkrad (**Bild 2-146**) sowie die Abweichung der

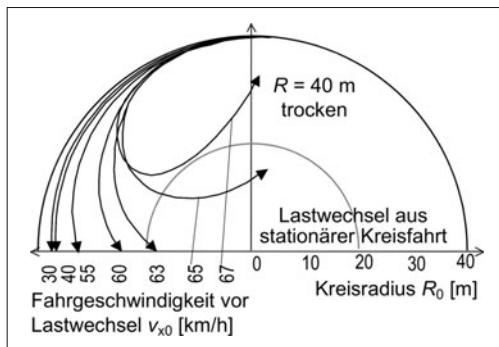


Bild 2-146: Abweichung der Schwerpunktbahnen beim Lastwechsel [40]

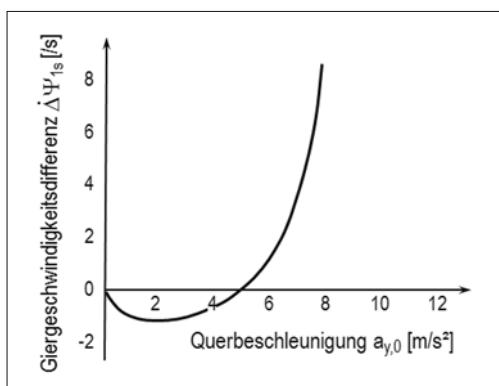


Bild 2-147: Giergeschwindigkeitsabweichung 1 s nach einem Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt auf trockener Fahrbahn $R = 40$ m, Frontantrieb; 1-Sekundenwert der Giergeschwindigkeitsdifferenz $\Delta\dot{\psi}_{1s} = \dot{\psi}_{1s} - \dot{\psi}_0$ [40]

Bewegungsgrößen von den Ausgangswerten 1 s nach dem Lastwechsel (Reaktionszeit des Fahrers). Als Parameter werden Ausgangsradius und Ausgangsquerbeschleunigung variiert (**Bild 2-147**).

2.6.2.4 Vertikalanregung durch Fahrbahnunebenheiten bei Kurvenfahrt

Die Fahrbahnunebenheiten verursachen dynamische Radlastschwankungen. Da aber die übertragbare Horizontalkraft am Reifenlatsch von der Radlast abhängt, ändern sich dann unter den einzelnen Rädern auch die Kraftübertragungsgrenzen. Dadurch wird die Kurshaltung beeinflusst und in kritischen Fällen kann ein Rad seitlich ins Rutschen geraten, wenn die Radlast zu sehr zurück geht.

2.6.2.5 Bremsen und Anfahren auf einer inhomogenen Fahrbahnoberfläche (μ -Split)

Beim Bremsen auf einer Fahrbahn mit unterschiedlich griffigen Fahrspuren (z. B. Fahrbahn mit vereistem

Rand) resultiert aus der Bremskraftdifferenz zwischen rechter und linker Fahrzeugseite ein Giermoment, welches das Fahrzeug zur griffigeren Fahrspur eindreht. Um dieses Giermoment zu kompensieren, muss ein Kräftepaar aus einer Seitenkraft an der Vorderachse und einer entgegengerichteten Seitenkraft an der Hinterachse wirksam werden **Bild 2-148**.

Der hierzu erforderliche Schräglauwinkel an der Hinterachse kann nur aufgebaut werden, wenn das Fahrzeug sich während der Bremsung mit dem Schwimmwinkel β zur Fahrtrichtung bewegt. An der Vorderachse ist ein Lenkwinkel in Richtung der weniger griffigen Fahrspur erforderlich (**Bild 2-148**).

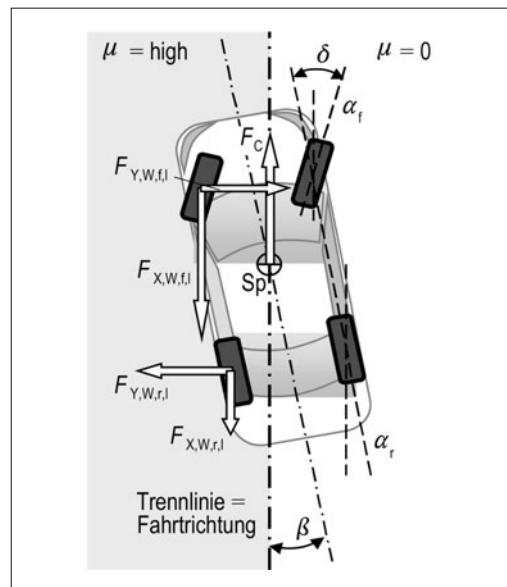


Bild 2-148: Giermomentenbilanz beim Bremsen unter μ -Split-Bedingungen [47]

Zu Beginn der Bremsung, noch bevor die Reaktionszeit des Fahrers abgelaufen ist und ein Gegenlenken eingesetzt, kann durch eine geschickte elastokinematische Auslegung des Fahrwerks bereits ein Giermoment aufgebaut werden, das der durch die Bremskraftdifferenz hervorgerufenen Gierdrehung entgegenwirkt.

Die Bremsstabilität wird verbessert, wenn die Elastokinematik der Radaufhängung so ausgelegt ist, dass das auf griffigem Grund laufende Vorderrad in die Vorspur gedrückt wird (**Bild 2-149**). Dabei ist allerdings zu beachten, dass dies beim Bremsen in der Kurve das Eindrehen des Fahrzeugs in die Kurve begünstigt. Eine weitere Möglichkeit, das Fahrverhalten beim Bremsen auf μ -Split für den Fahrer leichter beherrschbar zu machen, ist bei Fahrzeugen mit ABS gegeben. Wird das auf hohem Reibwert laufende Vorderrad, durch ABS zunächst bewusst unterbremst, dann wird das durch die Bremskraftdifferenz hervorgerufene Giermoment

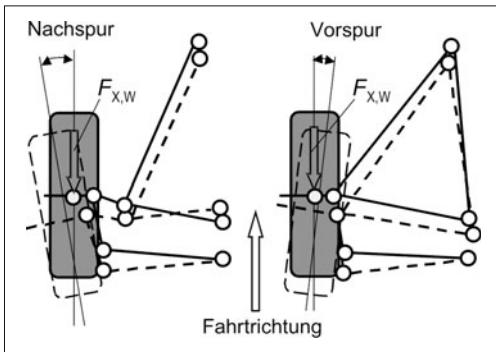


Bild 2-149: Elastokinematische Auslegung der Vorderradaufhängung zur Verbesserung der Bremsstabilität unter μ -Split-Bedingungen [42]

verzögert aufgebaut und dem Fahrer ein rechtzeitiges Gegenlenken erleichtert [18].

2.7 Fahrverhalten

Neben den emotional belegten Bereichen Design und Image ist das stark technisch bestimmte Fahrverhalten nach wie vor eines der wesentlichen Kriterien für die Entscheidung über den Kauf eines bestimmten Fahrzeugs. Die Abstimmung des Kompromisses zwischen Agilität, Sicherheit und Komfort kann für eine Marke ein wesentliches Differenzierungsmerkmal sein, weil es für den Kunden schon bei der ersten Probefahrt unmittelbar wahrnehmbar, also „erfahrbar“ ist. Hinzu kommt auch das sichtbar werden der Fahrverhaltsabstimmung in den Bewertungen der Populär- und Fachpresse, in denen Tests zur Fahrsicherheit und -agilität ein großes Gewicht haben.

Das Fahrverhalten ist definiert als „die Fahrzeugreaktion auf Fahrerhandlungen und auf das Fahrzeug einwirkende Störungen während der Fahrbewegung, beschrieben durch die Bewegungsgrößen“ [48]. Gutes Fahrverhalten ist insbesondere die Möglichkeit der exakten Kurshaltung im Sinne der Führungsaufgabe und damit ein Teil der Regelgüte des Gesamtsystems. Eng verknüpft mit der Fahrzeugreaktion ist das Schluckvermögen des Fahrzeugs bezüglich der Störungen, die dem Komfort zugeordnet werden müssen (z. B. Schwingungen, Lenkunruhe). Wichtig ist, dass zur Bewertung des Fahrverhaltens stets der Fahrer einzogen sein muss, um die Einflüsse des Komforts bei seiner Bewertung herausfiltern zu können [49]. Die grundsätzliche Aufgabe des Fahrwerks und speziell der Radaufhängung ist die Verbindung von Straße und Fahrzeugaufbau. Es sollte möglichst leicht sein und bei größtmöglichem Fahrkomfort die Fahrsicherheit zu jedem Zeitpunkt gewährleisten. Die exakte Führung der Räder zählt ebenso dazu, wie eine präzise und leichtgängige Lenkung, die dem Fahrer einen guten Fahr-

bahnkontakt vermittelt. Das Fahrverhalten muss durch die Kinematik und Elastokinematik der Achsen und der Radaufhängung für den Fahrer vorhersehbar sein und durch gezielte konstruktive Maßnahmen unterstützend in der Fahraufgabe wirken. Weiterhin soll das Fahrwerk eine geringe Empfindlichkeit gegenüber Fahrbahn-, Beladungs- und Umwelteinflüssen aufweisen. Als weitere Komfortanforderung gilt es, Abroll- und Fahrwerksgeräusche vom Fahrzeuginnenraum fernzuhalten, um einen guten Akustik- und Schwingungskomfort zu bieten.

Anforderungen an das Fahrverhalten:

- ◆ hohes Niveau an Fahrsicherheit, durch ein neutrales bis leicht untersteuerndes Eigenlenkverhalten,
- ◆ sicheres, stabiles Fahrverhalten und Beherrschbarkeit bei allen Fahrbedingungen bis in den Grenzbereich,
- ◆ geringe Empfindlichkeit gegenüber Lastwechselreaktionen,
- ◆ gute Seitenführung,
- ◆ gute Rückmeldung über Fahrzeugreaktion und Fahrbahnbeschaffenheit,
- ◆ Rückmeldung über die Annäherung an den physikalischen Grenzbereich,
- ◆ ruhiger, stabiler und komfortabler Geradeauslauf in Bezug auf Seitenwind und Fahrbahnprofil,
- ◆ komfortables Abrollen bei guter Kontrolle der Aufbaubewegungen,
- ◆ gutes Schwing- und Akustikverhalten,
- ◆ präzises, intuitives Lenkverhalten, das sowohl komfortabel und leichtgängig ist und ein Gefühl für die Straße vermittelt.

Die genannte Aufgabenvielfalt sollte das Fahrwerk mit geringem Aufwand an Gewicht, Bauraum und Kosten erfüllen und dies möglichst konstant über die gesamte Lebensdauer des Fahrzeugs. Des Weiteren sollte es einen geringen Fertigungsaufwand, sowie eine hohe Montage- und Reparaturfreundlichkeit aufweisen. Wegen der Vielfalt der Anforderungen an das Fahrverhalten und der subjektiv geprägten Wahrnehmung durch den Kunden wird die letztendliche Freigabe eines Fahrwerks auch heute noch durch das Subjektivurteil von Testfahrern bestimmt. Auch ein großer Teil der Entwicklungs- und Abstimmungsarbeit erfolgt im Rahmen von Testfahrten mit anschließender Subjektiveurteilung. Da aber die theoretischen Grundlagen zum Entwurf und zur Grundabstimmung von Fahrzeugen zunehmend erschlossen werden, wird die subjektive Beurteilung mehr und mehr durch quantifizierbare Simulations- und Messergebnisse gestützt und somit objektivierbar.

Das folgende Kapitel befasst sich daher mit den Methoden und Testabläufen zur subjektiven und objektiven Beurteilung des Fahrverhaltens, wie sie heute üblich sind. Als Grundlage werden zunächst die fahrzeugseitigen Bestimmungsgrößen und die wichtigsten Abstimmungsmöglichkeiten an einer bestimmten

Fahrzeugkonfiguration vorgestellt. Die verschiedenen gebräuchlichen Methoden und Fahrmanöver zur Fahrverhaltensabstimmung bilden das Handwerkszeug für die im Anschluss erwähnten Einzelkriterien zur Beurteilung des Fahrverhaltens.

2.7.1 Beurteilung des Fahrverhaltens

Ziel der Fahrverhaltensbeurteilung ist die Prüfung und Abstimmung der Fahreigenschaften eines Fahrzeugs über den gesamten Bereich der fahrdynamisch möglichen Zustände im Hinblick auf den oben dargestellten Anforderungskomplex. Dazu wird im Verlauf des Entwicklungsprozesses ein Mix aus subjektiven und objektiven Methoden eingesetzt. Grundsätzlich kann festgestellt werden, dass im Bereich der Auslegung und Grundabstimmung zunehmend objektive Mess- und Simulationsmethoden im offenen Regelkreis zum Einsatz kommen, die endgültige Feinabstimmung jedoch immer noch im geschlossenen Regelkreis und durch das Subjektivurteil der Testfahrer erfolgt.

Für die zahlreichen Einzelkriterien der Fahrverhaltensbeurteilung etablieren sich im Zuge einer Standardisierung zusehends genormte Fahrmanöver und Testbedingungen (ISO TC22/SC9). Da die Detailabstimmung aber stark vom Anspruch des Fahrzeugherstellers an das Fahrverhalten abhängt, sind viele unterschiedliche und nicht normierte Einzelmanöver üblich. Es hat sich dennoch in der Automobilindustrie ein vergleichbares Repertoire an Beurteilungskriterien herausgebildet, welches im Folgenden vorgestellt wird.

Objektive und subjektive Beurteilung

Da die Wahrnehmungsfähigkeit und das Fahrempfinden des Menschen in seiner großen Bandbreite noch weit davon entfernt ist, vollständig objektiv erfasst zu sein, findet ein großer Teil der Fahrverhaltensbeurteilung noch durch den Testfahrer statt. Die Beurteilung der vielfältigen Einzelkriterien in einer für den Entwicklungsprozess geeigneten Form entzieht sich zudem dem Normalfahrer, weshalb die Tests von so genannten „Skilled Drivers“, also geschulten Fahrern oder Entwicklungingenieuren durchgeführt werden. Die Testfahrer als „Sensor Mensch“ unterliegen trotz ihrer Professionalität psychisch und physisch bedingten Mess- und Beurteilungsschwankungen. Zudem unterliegen die Auflösungsgenauigkeit und die Trennschärfe der menschlichen Sinnesorgane Grenzen, die

eine vollständige Beurteilung nicht immer zulassen. Da am Ende jedoch das Fahrverhalten in seiner Gesamtheit auf den Menschen wirkt, ist diese Methode bislang nicht zu ersetzen [49].

Wo durch Grundlagenuntersuchungen der Wirkzusammenhang zwischen fahrdynamischen Messgrößen und dem Fahrerempfinden hergestellt werden konnte, kommen zunehmend objektive Methoden zum Einsatz. Die Abbildung des subjektiven Empfindens in Mess- und abgeleiteten Kennwerten ist vor dem Hintergrund der frühzeitigen Absicherung der Fahreigenschaften im Entwicklungsprozess ein Hauptanliegen der Fahrwerksentwicklung. Nur wenn dieser Zusammenhang geschaffen wurde, können zu einem frühen Zeitpunkt z. B. Simulationsmethoden zur Optimierung des Konstruktionsstandes eingesetzt werden. Dies kann einen wertvollen Beitrag zur Verkürzung der Entwicklungszeiten und zur Verbesserung der ersten Prototypenstände leisten. Objektive Tests können in Form von Testfahrten mit Messausrüstung oder durch Simulation bestimmter Fahrmanöver mit Dokumentation der Fahrzeugreaktionen erfolgen.

Zur Verknüpfung zwischen Messwerten und Subjektivurteil hat sich allgemein ein Auswerteprozedere etabliert, welches diesen Zusammenhang mit Hilfe von Methoden aus der Korrelations- und Regressionsstatistik herzustellen versucht [48], [50], [51].

Offener und geschlossener Regelkreis

Die Unterscheidung zwischen Messungen im offenen und geschlossenen Regelkreis betreffen die Art der Betätigung der Bedienelemente zur Längs- und Querdynamikregelung. Während im geschlossenen Regelkreis der Mensch das Fahrzeug durch Längsführung und Kursregelung bewegt, sind die Bedieneingaben im offenen Regelkreis fest vorgegeben und damit besser reproduzierbar (**Bild 2-150**).

Messungen im geschlossenen Regelkreis zielen in erster Linie auf das Zusammenspiel der Regelstrecke Fahrzeug mit dem Regler Mensch in seiner ganzen Komplexität ab. Dabei stehen Stabilitäts- und Lenkfähigkeitsuntersuchungen im Vordergrund. Es wird also die Regelgüte des Gesamtsystems Fahrer-Fahrzeug-Umwelt unter den Einschränkungen der Regelfähigkeit des Menschen beurteilt [49].

Im offenen Regelkreis soll der Fahrereinfluss minimiert oder ausgeschaltet werden. Es wird dabei die Reaktion des Fahrzeugs auf festgelegte Lenk- bzw.

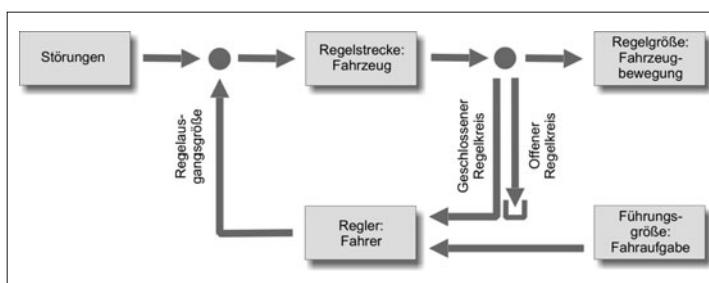


Bild 2-150:
Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umwelt [52]

Längsdynamik-Eingaben beurteilt, ungeachtet der sich ergebenden Fahrspur. Mit dieser Methode werden auch die für das Fahrzeug charakteristischen physikalischen Grenzbereiche ermittelt. Diese Methoden können dezentriert untergliedert werden [49]:

Geschlossener Regelkreis (auch *Closed Loop* oder Fahrleistungstest)

- ♦ Fahrzeug wird durch den Fahrer im Normalfahrbereich oder im Grenzbereich geführt, die fahrdynamischen Eigenschaften werden subjektiv beurteilt,
- ♦ Fahrzeug wird durch den Fahrer in standardisierten Fahrmanövern geführt mit Messung und Analyse der Bewegungsgrößen.

Offener Regelkreis (auch *Open Loop* oder Fahrverhaltenstest)

- ♦ Fahrversuch mit standardisierten Eingaben für die Betätigungs elemente (Lenkrad, Fahrpedal, Bremspedal) und Messung und Analyse der Bewegungsgrößen.

Zusätzlich werden häufig zwei Spezialfälle des offenen Regelkreises genannt:

- ♦ Fixed Control: vorgegebene Funktion für den Lenkwinkel, z. B. fixiertes Lenkrad beim Seitenwindverhalten,
- ♦ Free Control: freigegebenes Lenkrad.

2.7.2 Fahrmanöver

Die Fahrversuche sollen möglichst den gesamten späteren Einsatzbereich eines Pkw abdecken, damit das Verhalten des Fahrzeugs auch in außergewöhnlichen und extremen Situationen bekannt ist. **Tabelle 2-16** stellt eine Systematik für die Möglichkeiten dar, ein Fahrzeug aktiv durch Lenk-, Brems- und Fahrpedaleingaben zu bewegen. Um alle im späteren Alltagsgebrauch vorkommenden Situationen abzudecken, wird ein Teil der Manöver zusätzlich in dem in Abschnitt 2.7.3 beschriebenen Parameterraum gefahren. Auf

speziellen Schlechtwegstrecken erfolgt dort z. B. die Überlagerung der Tests zur Quer- und Längsdynamik unter Einfluss einer vertikaldynamischen Anregung. Verschiedene Reibschlussverhältnisse müssen ebenso betrachtet werden, wie unterschiedliche Beladungszustände, Bereifungsvarianten und das Seitenwindverhalten [49].

Kategorisierung der Fahrmanöver

Die quantitative Ausführung der Manöver (Fahrgeschwindigkeit, Kurvenradien etc.) ist trotz fortschreitender Standardisierung (ISO-TC22/SC9) bei verschiedenen OEM und Testinstituten noch unterschiedlich. In die Normungsarbeit werden umfassende „Closed-Loop-Verfahren“ aber erst dann aufgenommen, wenn der Einfluss des Fahrers auf die Versuchsergebnisse separiert bzw. eliminiert werden kann. Solange dies nicht möglich ist, beschränkt sich die Normung auf die Festlegung der Rahmenbedingungen, also z. B. der Fahrgassenführung [53].

Einzelmanöver im Überblick

In der Praxis gebräuchliche Fahrmanöverkombinationen listet **Tabelle 2-17**. Sie zeigt auch die Zuordnung, ob ein Manöver für die subjektive Beurteilung oder für die Messung verwendet wird. In den einzelnen Manövern werden Lenkwinkelamplitude, -frequenz, Beschleunigungen und Verzögerungen und schließlich die Fahrgeschwindigkeit variiert, um möglichst alle Alltagsbedingungen abzudecken.

Die gebräuchlichsten Lenkwinkleingaben für Open-Loop-Manöver zeigt **Bild 2-151**.

In den folgenden Bildern werden die gängigsten Fahrmanöver graphisch dargestellt und erläutert:

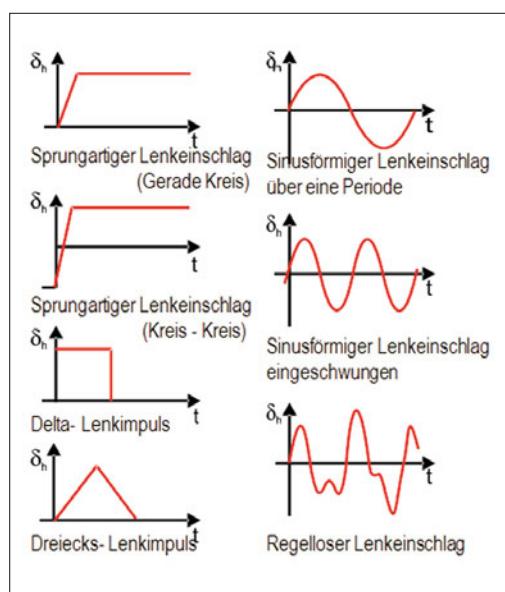


Tabelle 2-16: Systematik der Fahrmanöver [52]

Längsdynamik (Längsbeschleunigung a_x)				
	$a_x = 0$	$a_x \neq 0$, Lastwechsel	$a_x > 0$, Beschleunigen	$a_x < 0$, Bremsen
$\delta = 0$				
$\delta \neq 0$, free control	stationär			
$\delta \uparrow$ ansteigend				
$\delta \neq 0$, regellos				
$\delta \neq 0$, sinusförmig				
$\delta \neq 0$, impulsförmig				
		instationär		

Bild 2-151: Gängige Lenkwinkelfunktionen [52]

Tabelle 2-17: Einzelne Fahrmanöver im Überblick [52]

Kategorie	Manöver (KF Kreisfahrt, LW Lenkwinkel)	Stationär	Instationär	Open Loop	Closed Loop	Subjektiv	Objektiv
Freie Fahrt	Handlingkurs, Teststrecke	X		X	X		
	Öffentliche Straßen	X		X	X		
Geradeausfahrt	Ebene Fahrbahn	X		X	X	X	X
	Unebene Fahrbahn	X	X	X	X	X	X
	Bremsen	X	X	X	X	X	X
	Beschleunigen	X	X	X	X	X	X
	Lastwechselreaktion	X	X	X	X	X	X
	Wechselenken um Nulllage	X		X	X		
	Seitenwind (Kursregelung)	X		X	X		
	Anlenken (Lenkkraftniveau Mittellage)	X		X	X		
Kreisfahrt	Stationäre KF	X					X
	Bremsen aus stationärer KF	X	X	X	X	X	X
	Lastwechsel aus stationärer KF	X	X	X	X	X	X
	Beschleunigen aus stationärer KF	X	X	X	X	X	X
	Lenkrückstellverhalten aus stat. KF	X	X	X	X	X	X
	Hindernisüberfahrt in stationärer KF	X	X	X	X	X	X
Sinusförmiges Lenken	Slalom (18 m, 36 m)	X		X	X		
	Wedelfahrt: LW-frequenz wird erhöht	X	X				X
	Wedelfahrt: LW-amplitude wird erhöht	X	X				X
	Freies Wedeln (Proportionalbereich)	X		X	X		
	Sinuslenken über eine Periode	X	X				X
	Sinuslenken eingeschwungen	X	X				X
Wechselenken	Einfacher Spurwechsel „SP“	X		X	X	X	X
	Doppelter SP, schnell ISO Wedeltest	X		X	X	X	X
	Doppelter SP, langsam (Elchtest)	X		X	X	X	X
	Fishhook-Manöver	X	X				X
	Lenkradfreigabe nach Wechselenken	X		X	X		
	Regelloser Lenkeinschlag	X	X				X
	Parkieren	X		X	X	X	X
Lenkwinkel- sprung	Gerade → Kreis	X	X				X
	Kreis → Kreis	X	X				X
	Wiederholter Lenkwinkelsprung	X	X				X
Lenkimpulse	Rechteckimpuls	X	X				X
	Dreiecksimpuls	X	X				X
	Anreißen (Dämpfungsmaß Anhänger)	X	X	X	X	X	X

VDA Ausweichtest (Elchtest) (Bild 2-152): Bei diesem Test wird mit leerem und beladenen Fahrzeug gefahren. Er soll eine Kippneigung bei abrupten Ausweichmanöver mit anschließendem Wiedereinfädeln in die ursprüngliche Fahrspur aufdecken. Hochbauende VANs und SUVs mit weit oben liegendem Schwerpunkt sind hier zwar prinzipiell gefährdet, doch durch das Einwirken des ESP wird die kritische Situation im Ansatz vermieden.

Doppelter Spurwechsel auf Nässe (Bild 2-153): Bei diesem Test gilt es, bei Landesstraßengeschwindigkeit auf nasser Fahrbahn einen Hindernis auszuweichen und anschließend wieder in die Fahrspur zurückzulenken.

ISO Wedeltest (Bild 2-154): Wie ein Fahrzeug sich bei einem schnellen Ausweichmanöver auf der Autobahn verhält, kann mit dem sogenannten ISO-Wedeltest beurteilt werden. Dieser Test lässt außerdem Aussagen über Spurtreue und Lenkverhalten zu.

μ -Split Bremsen (Bild 2-155): Eine Teil- oder Vollbremsung auf unterschiedlichem Straßenbelag kann Kursabweichungen auslösen, deren Ausmaß in dieser Testsituation beurteilt wird. Eine derartige Situation kann auch auftreten, wenn mit zwei Rädern auf einem rutschigen Seitenstreifen, mit den anderen beiden auf Asphalt gebremst wird.

Slalomtest (Bild 2-156): Spurtreue, Lenkverhalten in Wechselkurven und Fahrstabilität lassen sich mit dem Slalomtest beurteilen. Die häufig im Abstand von 18 m aufgestellten Pylonen werden – wie auch bei allen anderen Fahrdynamiktests – mit leerem und vollbeladenem Fahrzeug umfahren. Je höher die Geschwindigkeit, bei der das Fahrzeug ohne Berührung der Pylonen auf dem Slalomkurs bleibt, desto besser wird die Fahrstabilität beurteilt.

Stationäre Kreisfahrt (Bild 2-157): Auf nasser und trockener Fahrbahn wird mit dem Fahrzeug der Grenz-

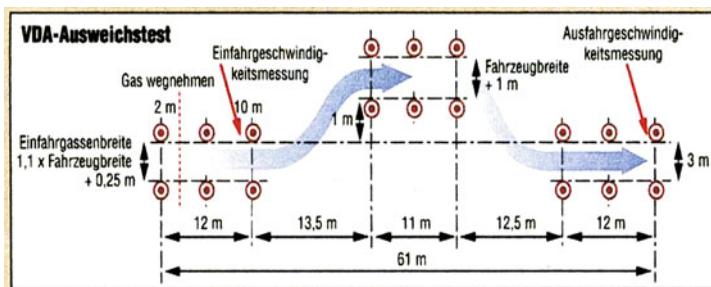


Bild 2-152:
VDA-Ausweichtest (Elch-)Test [54]

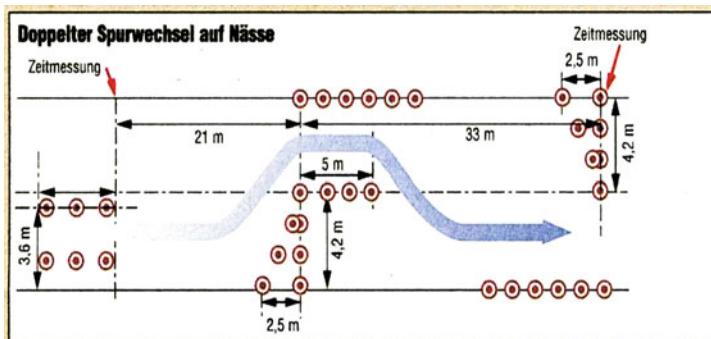


Bild 2-153:
Doppelter Spurwechsel auf Nässe [54]

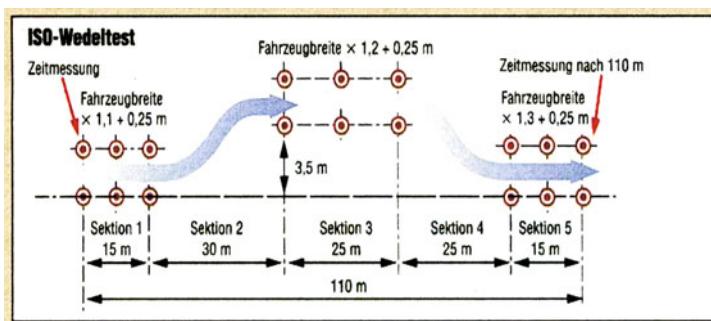


Bild 2-154:
ISO-Wedeltest [54]

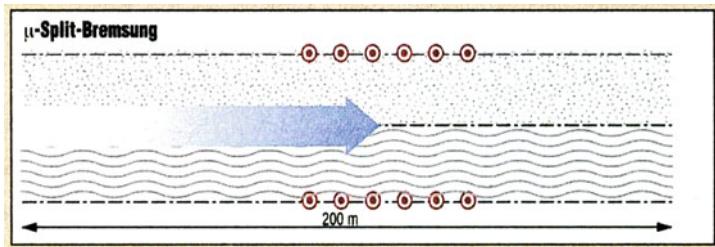


Bild 2-155:
μ -Split-Bremsung [54]

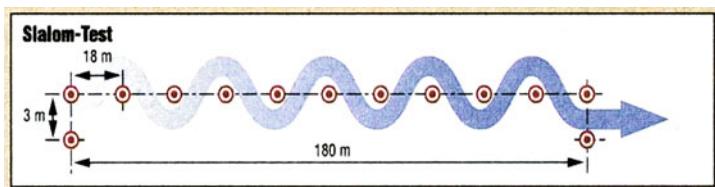


Bild 2-156:
Slalomtest [54]

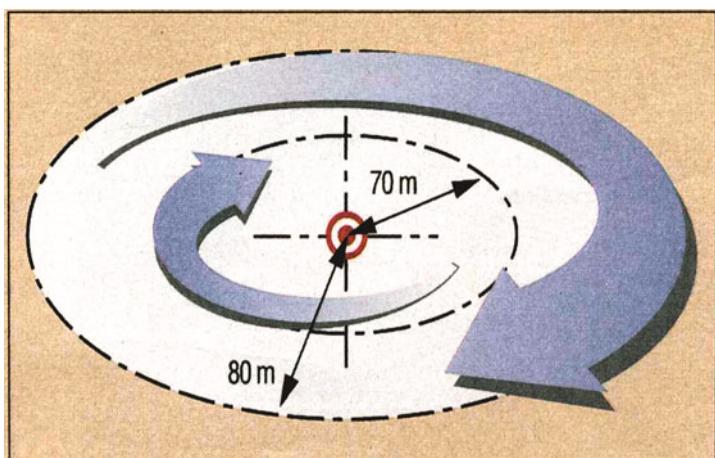


Bild 2-157:
Stationäre Kreisfahrt [54]

bereich angefahren, bei dem Über- oder Untersteuern einsetzt. Übliche Radien der befahrenen Kreisbahnen sind 40, 80, 100, 200 m.

müssen zumindest alle Closed-Loop Fahrmanöver mit mehreren Testfahrern durchfahren werden, um fahrerseitige Einflüsse zu identifizieren, sofern die Versuche nicht mit Fahrrobotern durchgeführt werden.

2.7.3 Fahrmanöver Parameterraum

Die genannten Fahrmanöver bilden die Möglichkeiten ab, ein Fahrzeug längs- und querdynamisch zu bewegen. Einige werden auf Fahrbahnen mit unterschiedlichen und teilweise wechselnden Reibbeiwerten durchgeführt, um Fahrverhalten und Regelsysteme für das gesamte im Alltag auftretende Spektrum an Fahrsituationen zu testen. Verschiedenartige, durch die Fahrbahnbeschaffenheit hervorgerufene Vertikalanregungen vervollständigen den Parameterraum seitens der Fahrbahn.

Nachfolgend sind die fahrzeugseitigen Variationsmöglichkeiten beschrieben. Dies betrifft in erster Linie die Bereifung, Dach- und Anhängelasten und als wichtigsten Parameter unterschiedliche Fahrzeuggewichte durch Zuladung sowie Ausstattung. Darüber hinaus

Fahrbahn

Die Vielzahl der Testmanöver erfordert unterschiedliche Streckenformen und -eigenschaften und unterschiedliche Randbedingungen hinsichtlich Reibbeiwert, Steigung oder Fahrbahnunebenheit. Die erforderlichen Testbedingungen stellen hohe Ansprüche an die Vielseitigkeit von Testgeländen. Hinzu kommen Fahrdynamiktests in Heiß- und Kaltländern, da die entsprechenden Fahrbahnbedingungen wie z. B. Schnee- und Eisfahrbahnen sonst nicht zuverlässig erzeugt werden können. In **Tabelle 2-18** sind die gebräuchlichen Teststrecken zur Fahrdynamikabstimmung kurz beschrieben. In der Tabelle 6-7 sind die weltweit bekanntesten mietbaren Testgelände aufgelistet, auf denen Fahrzeugtests durchgeführt werden.

Beladung

Für die Bewertung sind in erster Linie zwei Beladungszustände relevant. Zum einen das minimale Testgewicht bestehend aus dem Fahrer und dem Leergewicht des Fahrzeugs (dazu ggf. Messausstattung) und zum anderen das maximale Testgewicht, welches durch das zulässige Gesamtgewicht bestimmt wird. Dieser Zustand kann durch das Ausnutzen entweder der zulässigen Hinterachsbelastung oder der zulässigen Vorderachsbelastung variiert werden. Die Auslastung des Fahrzeugs mit zulässigem Gesamtgewicht und zugleich zulässiger Hinterachsbelastung ist für den Fahrverhaltenstest als der kritischste anzusehen [55].

Ein weiterer Beladungszustand ist die der sogenannten „Konstruktionslage“ zugrunde liegende Besetzung des Fahrzeugs durch drei Personen. Ebenso üblich ist der Test mit 5 Personen und 80 kg Zusatzgewicht im Kofferraum. Für die Beladungszustände sind mit Wasser gefüllte Ballast-Dummies (meist 68, 75, 80 kg) an Stelle zusätzlicher Personen üblich (**Bild 2-158**).

Vor den Testfahrten ist der Zustand des Fahrzeugs zu dokumentieren. Dies umfasst das Fahrzeuggewicht, die



Bild 2-158: Ballast-Dummy

Achslasten, die Kennwerte der Radstellung, relevante Fahrwerksdaten, die Reifenart und den Luftdruck sowie die Fahrzeugvariante und deren Ausstattung. Die Terminologie, sowie Hinweise und Vorschriften zu den Messbedingungen sind in DIN 70020 und 70027 dokumentiert.

Tabelle 2-18: Gebräuchliche Teststrecken zur Fahrverhaltensbeurteilung

Öffentliche Strecken	Autobahnen: Hochgeschwindigkeitstests und ggf. Tests für elektronische Regelsysteme, die andere Verkehrsteilnehmer bei hohen Geschwindigkeiten erfordern (ACC)
	Bergstrecken und Pässe: Anhängerbetrieb und Bremsentests (bergab) auch mit Anhänger
	Stadtstrecken: Handlichkeit, Parkiermanöver und Übersichtlichkeit (Karosserie)
	Überlandstrecken: Normaler Fahrbetrieb, Alltagstests von seriennahen Prototypen
Fahrdynamik-teststrecken	Kreisfahrtstrecke [49] (trocken, nass): Stationäres und instationäres Kurven- und Lenkverhalten, Brems-, Beschleunigungs- und Lastwechselverhalten
	Fahrdynamikfläche [49] (trocken, nass): Stationäres und instationäres Kurven- und Lenkverhalten
	Schnellfahrbahn [49] (trocken, nass): Hochgeschwindigkeitsverhalten, Dauerbelastungstests (Antriebsstrang)
	Verschiedene Straßendecken wie Blaubasalt, Asphalt, Beton (trocken, nass): Traktion, Bremsen, Kurven- und Lenkverhalten, Regelverhalten von Regelsystemen
	Handlingkurs (unterschiedliche Kurvenradien, Wechselkurven) [49] (trocken, nass): Kurven- und Lenkverhalten, Traktion
	Seitenwindprüfstrecke [49]: Seitenwindverhalten mit und ohne Anhänger
	Steigungsstrecke (trocken, nass, Schnee, Eis): Traktion, Schlupfregelsysteme
Niedrigreibwert-strecken	Eis, Schnee: Kurven-, Lenk-, Brems-, Beschleunigungs- und Lastwechselverhalten
	Eis, Schneematsch auf Asphaltfahrbahn: Kurven- und Lenkverhalten, Brems-, Beschleunigungs- und Lastwechselverhalten
	Gemischter Reibwert μ -Split, μ -Jump (gerade, mit Kurven): Traktion, Brems-, Beschleunigungsverhalten, Regelgüte von Regelsystemen
	Überflutete Straße: Aquaplaning
Fahrkomfort-teststrecken	Verschiedene Straßendecken wie Blaubasalt, Asphalt, Beton (trocken, nass): Geräusche und Schwingungen
	Unebene Fahrbahnen mit unterschiedlichen Fahrbodenoberflächen (gleichzeitige versetzte Wellen, Löcher, Querrinnen): Geräusche und Schwingungen
	Schlechtwegstrecke eben oder mit Gefälle (Schotter, Geröll, Sommerwegstreifen): Geräusche und Schwingungen

Reifen

Zur Schaffung einer vergleichbaren Basis für die Bewertung werden in den verschiedenen Vorschlägen der ISO-Normungsgruppe [40] neue Reifen empfohlen, die 150 bis 200 km in der üblichen Anordnung am Testfahrzeug ohne übermäßig harten Einsatz eingefahren wurden. Es können aber auch Reifen mit einem beliebigen Abnutzungszustand eingesetzt werden, solange das Profil eine Mindesttiefe von 1,5 mm am gesamten Reifenumfang nicht unterschreitet. Vor dem Test sind die Reifen warm zu fahren. Dazu werden verschiedene stationäre und instationäre Manöver vorgeschlagen (s. ISO 4138, ISO/DIS 7975, [40]). Der Reifenluftdruck ist vor der Fahrt genau einzustellen und nach der Fahrt erneut zu messen.

2.7.4 Abstimmungsmaßnahmen

Durch die Auswahl der Achs- und Lenkungskonzepte wird schon bei der Konzeption eines Fahrzeugs das mögliche Eigenschaftsspektrum des fertigen Fahrzeugs bestimmt. Die Vor- und Nachteile der einzelnen Achs- und Lenkungskonstruktionen werden an anderer Stelle des Buches behandelt. Hier sollen beispielhaft die Möglichkeiten benannt werden, die sich dem Fahrwerksingenieur bieten, ein Fahrzeug mit einem bestehenden Achs- und Lenkungskonzept abzustimmen ohne die Konzepte zu ändern.

Am Beispiel des für die Grundabstimmung des Fahrverhaltens sehr wichtigen Manövers der stationären Kreisfahrt sollen die wichtigsten Maßnahmen gezeigt werden.

2.7.4.1 Abstimmungsmaßnahmen zum stationären Lenkverhalten

Die Abstimmung des stationären Lenkverhaltens wird durch die Beeinflussung der Kräfte und Kraftverhältnisse in den 4 Radaufstandsflächen erreicht. In der Regel wird durch die Veränderung der Achslasten oder die Veränderung der Radlastunterschiede zwischen kurveninnerem und kurvenäußerem Rad der Schräglauwinkelbedarf einer Achse in die gewünschte Richtung verändert. Eine Erhöhung des Schräglauwinkelbedarfs an der Vorderachse verändert das Fahrverhalten in Richtung untersteuernd, eine Verringerung entsprechend in Richtung übersteuernd. Die Aussagen gelten umgekehrt für die Hinterachse.

Tabelle 2-19 beschreibt isoliert die Auswirkung der Einzelmaßnahme für das Eigenlenkverhalten in stationärer Kreisfahrt mit den dabei auftretenden Radlastunterschieden. Jede Maßnahme hat in der Regel zusätzliche Auswirkungen auf das Fahrverhalten. Diese sind für eine Ausprägung einer Maßnahme an einer Achse beschrieben. An der anderen Achse, bzw. in entgegen gesetzter Ausprägung umgesetzt, bewirkt sie das Gegenteil.

Tabelle 2-20 gibt einen Überblick über die vielfältigen konstruktiven Möglichkeiten zur Einflussnahme auf

das Fahrverhalten. Bezogen auf das Gesamtfahrzeug sind dies die Änderungen beim Radstand, der Spurweite, der Schwerpunktlage, des Antriebskonzepts und der Aerodynamik. Für jedes Fahrwerksystem sind in der Tabelle Merkmale bzw. Parameter aufgelistet, durch deren Variation das Fahrverhalten beeinflusst werden kann. Viele dieser Maßnahmen beeinflussen sich gegenseitig und erschweren eine nachträgliche Abstimmung des Fahrverhaltens.

2.7.5 Subjektive Fahrverhaltensbeurteilung

Für die subjektive Fahrverhaltensbeurteilung gibt es bisher keine einheitlichen oder standardisierten Fahrmanöver, Beurteilungskriterien und Bewertungsskalen. Fahrzeughersteller und Zulieferer, Testinstitute und Fachzeitschriften verwenden meist selbst entwickelte Verfahren mit einer eigenen Terminologie. Nur in wenigen Fällen wurde der einer Beurteilung zu Grunde liegende Verlauf der Fahrspur standardisiert (z. B. doppelter Fahrspurwechsel nach [51]). Nachfolgend sind deshalb die heute gebräuchlichen Beurteilungskriterien zur Fahrverhaltensabstimmung und die dazu verwendeten Fahrmanöver qualitativ beschrieben. Ebenso wird die in der Industrie übliche Beurteilungsskala für die Subjektivbeurteilung vorgestellt. Ein Teil dieser Kriterien wird auch objektiv beurteilt.

2.7.5.1 Bewertungsmethoden und Darstellung

Die Beurteilung der Kriterien des Fahrverhaltens erfolgt in einem zweistufigen Notensystem. Die Noten bewegen sich zwischen 1 und 10, wobei 10 die beste Bewertung darstellt (**Tabelle 2-21**). Die Noten 1 bis 4 werden als „unter dem Industriestandard“ bezeichnet und sind für ein Serienfahrzeug nicht akzeptabel.

Für eine bessere Qualifizierung der Aussage können in dem meist benutzten Bereich, zwischen 5 und 9 Halbbe- und zwischen 6 und 8 Viertelnoten vergeben werden, obwohl die Wahrnehmung von Viertelnotenunterschieden an die Grenzen der Beurteilungsfähigkeit führt und durch zusätzliche Vergleichsbeurteilungen mit Referenzfahrzeugen gestützt werden muss.

Die Vergabe der Benotungen ist abhängig von der Fahrzeugklasse, weil z. B. in der Oberklasse andere Anforderungen hinsichtlich des Komforts gelten als bei einem Kompaktfahrzeug. Außerdem unterliegt die Bewertung einer Veränderung über der Zeit, um den fortschreitenden Stand der Technik zu berücksichtigen und den resultierenden Verbesserungen im Fahrverhalten und Komfort Rechnung zu tragen. Als groben Richtwert insbesondere für die Komfortdisziplinen kann man 0,5 Noten Abwertung für einen 2-Jahres-Turnus annehmen [56].

Tabelle 2-19: Grundlegende Abstimmungsmaßnahmen für das stationäre Lenkverhalten [52]
VA: Vorderachse, HA: Hinterachse, 4WD: Allradantrieb

Maßnahme	Physikalische Auswirkung	Effekt
Reifenbreite VA vergrößern	Schräglaufwinkelbedarf VA sinkt	Übersteuern
Achslast VA erhöhen	Höhere Normalkräfte → übertragbare Seitenkräfte steigen → Schräglaufwinkelbedarf sinkt (Effekt überwiegt die Zunahme der Radlastunterschiede und die damit verbundene Erhöhung des Schräglaufwinkelbedarfs)	Untersteuern
Spurweite VA vergrößern	Radlastunterschiede sinken, Schräglaufwinkelbedarf sinkt	Übersteuern
Momentanpol VA tiefer legen	Verringerung der Wankmomentenabstützung, Radlastunterschiede sinken, Schräglaufwinkelbedarf sinkt	Übersteuern
Federrate VA erhöhen	Radlastunterschiede VA und Schräglaufwinkelbedarf VA steigen Radlastunterschiede HA und Schräglaufwinkelbedarf HA sinken	Untersteuern
Stabilisator VA härter	Radlastunterschiede VA und Schräglaufwinkelbedarf VA steigen Radlastunterschiede HA und Schräglaufwinkelbedarf HA sinken	Untersteuern
Ausgleichsfeder HA verstärken, Hubfederrate verringern	Radlastunterschiede HA sinken, Schräglaufwinkelbedarf HA sinkt	Untersteuern
Vorspur VA erhöhen	Schräglaufwinkel außen steigt, Schräglaufwinkel innen sinkt → Schräglaufwinkelbedarf VA sinkt	Übersteuern
+ Radsturz VA verringern oder - Radsturz VA vergrößern	Sturzseitenkraft steigt außen → Schräglaufwinkelbedarf VA sinkt	Übersteuern
Wanklenken n. kurveninnen	Zusätzlicher Lenkwinkel nach Aufbau des Wankwinkels	Übersteuern
Seitenkraftlenken nach kurveninnen	Zusätzlicher Lenkwinkel nach Aufbau der Querbeschleunigung in VA	Übersteuern
aerodynamischen Auftrieb an der HA vermindern	Höhere Normalkräfte → übertragbare Seitenkräfte steigen → Schräglaufwinkelbedarf sinkt	Untersteuern
Lenugesetz Richtung Ackermann- auslegung verändern	Geringerer effektiver Lenkwinkel durch Verringerung der Vorspur	Untersteuern
Nachlaufwinkel der VA vergrößern	Verringerung des Radlenkwinkels durch Elastizitäten	Untersteuern
Bremskraftanteil der VA erhöhen	Größerer Bedarf an Kraftschlusspotenzial durch Längskräfte → Weniger Potenzial für Querkräfte zur Verfügung → Schräglaufwinkelbedarf steigt (Effekt beim Bremsen wirksam)	Untersteuern
Antriebskraftanteil der VA bei 4WD erhöhen	Größerer Bedarf an Kraftschlusspotenzial durch Längskräfte → Weniger Potenzial für Querkräfte zur Verfügung → Schräglaufwinkelbedarf steigt (nur unter Vortrieb wirksam)	Untersteuern

Tabelle 2-20: Möglichkeiten zur Einflussnahme auf das Fahrverhalten

Baugruppe	Maßnahme
Gesamt-fahrzeug	Radstand, Spurweite, Achslastverteilung, Schwerpunktlage, Massenträgheitsmomente des Aufbaus Dynamische Achslastverlagerung (v.a. bei Längsbeschleunigungen) Antriebskonzept und Antriebsmomentenverteilung (Allrad) Aerodynamische Eigenschaften (v.a. im Hochgeschwindigkeitsbereich)
Bremsen	Bremskonzept, -dimensionierung und -ausführung Bremskraftverteilung Auslegung Bremskraftregler Bremsbelagcharakteristik
Achsen	Achskonzept und -ausführung Ausführung und Abstimmung von Federung, Stabilisierung, Dämpfung und Zusatzfedern Kinematik und Elastokinematik der Achsen (Längs- und Seitenkraftlenken) Längs- und Querelastizitäten von Vorderachse und Hinterachse Dynamische Radlastverlagerung Nickkinematik der Achsen (Anfahrtstützwinkel: Anti-Squat, Bremsnickausgleich: Anti-Dive) Wankkinematik der Achsen (Lage Wankachse, Wankabstützung durch Federung, Zusatzfedern, Stabilisierung und Dämpfung) Verteilung der Wankabstützung zwischen Vorder- und Hinterachse
Radstellung	Nachlaufwinkel, -strecke, -versatz, Spreizung, Spur, etc. Raderhebungskurven und Änderung der Radstellung beim Federn
Lenkung	Konzept und Ausführung Lenksystem, Ausführung Lenkgetriebe Statische und dynamische Lenkübersetzung Bauart und Lenkungskennfeld der Servounterstützung Lenkscharakteristik (Lenkmomente, Übersetzung) Elastizitäten, Trägheitsmomente und Dämpfung im Lenkungsstrang Störkrafthebelarm, Lenkradius, Anordnung der Spurstangen (Pfeilung) Auslegung kinematische Lenkrückstellung (Nachlauf, Spreizung)
Reifen	Dimensionierung von Rad und Reifen Profilgestaltung Schräglaufsteifigkeit
Antriebs-strang	Konstruktive Anordnung der Aggregate und deren Lagerung Elastizitäten und Dämpfung des Antriebsstrangs Motorcharakteristik (Momentenverlauf Schleppmoment-Charakteristik) Getriebeübersetzung, Wandlercharakteristik Länge und Torsionssteifigkeit der Antriebswellen Sperrcharakteristik der Differenziale Charakteristik der Gaspedalbetätigung
Regelsys-teme	Die Auslegungen der Antriebs-Schlupf-Regelsysteme, Brems- und Fahrstabilitätssysteme sind grundsätzlich Aufgabe der Fahrverhaltensabstimmung und besitzen ein eigenes komplexes Parameterfeld zur Abstimmung. Dies gilt insbesondere unter dem Gesichtspunkt der Vernetzung der Regelsysteme in einem Integrated Chassis Management

Tabelle 2-21: Zweistufiges Bewertungssystem zur subjektiven Beurteilung von Fahrzeugeigenschaften [56]

1. Stufe	2. Stufe			3. Stufe	
	Bewertung	Mangel	Wahrnehmbar durch	Note	
Eigenschaft im Industriestandard	optimal	nicht wahrnehmbar	ausgebildete Beobachter	10	
	sehr gut	kaum wahrnehmbar	ausgebildete Beobachter	9	8,5
	gut	äußerst gering	ausgebildete Beobachter kritische Kunden	8	8,25 7,75
	noch gut	sehr gering	kritische Kunden	7	7,25 6,75
	befriedigend	gering	kritische Kunden	6	6,25 5,75
	genügend	gut	kritische Kunden und Normalkunden	5	5,5
Eigenschaft unter Industriestandard	mangelhaft	unangenehm, Reklamation, Verbesserung erforderlich	Normalkunden	4	
	schlecht	nicht akzeptabel Bauteil fehlerhaft	alle Kunden	3	
	sehr schlecht	nicht akzeptabel, Bauteil bedingt funktionstätig	alle Kunden	2	
	völlig ungenügend	nicht akzeptabel Bauteil ohne Funktion	alle Kunden	1	

2.7.5.2 Anfahrverhalten

Das Anfahrverhalten beschreibt die Auswirkungen der Antriebskräfte beim Anfahren auf die Quer-, Längs-, Vertikaldynamik des Fahrzeugs, sowie die Rückwirkungen auf das Lenksystem (**Tabelle 2-22**). Hinzu kommen die Kriterien Traktion und Beschleunigungsvermögen, die jedoch meist objektiv erfasst werden.

Das Anfahrverhalten wird nach den Kriterien Anfahrnicken, Anfahrendeln, Anfahrschütteln, Verlenken, Lenkungsklemmen, Traktion und Regelverhalten der Traktionskontrollsysteme beurteilt.

2.7.5.3 Bremsverhalten

Die Abstimmung des Bremsverhaltens bezieht sich auf die Beurteilung der Bremsanlage samt deren Betätigungscharakteristik und die fahrdynamischen Auswirkungen von Verzögerungskräften auf die Fahrzeugbewegung (**Tabelle 2-23**). Ein wichtiges Kriterium ist bei den Testmanövern im geschlossenen Regelkreis der Regelaufwand zur Kurshaltung bei der Bremsung.

Es kann unterschieden werden zwischen Tests bei Geradeausfahrt mit dem Fokus auf Bremsenfunktion und Fahrstabilität und Tests in Kurvenfahrt mit dem Fokus Fahrverhalten bei Bremsung. Dazu kommen Tests zu

Ergonomie und Komfort der Bremsbetätigung und der Rückwirkung auf den Fahrer insbesondere bei Bremsregelsystemen. Ausschlaggebend für die Abstimmung der eigentlichen Fahrdynamik sind die Bremstests in Kurvenfahrt mit den Kriterien: Kurvenlauf, Lenkbarkeit und Gierstabilität.

Die allgemeinen Beurteilungskriterien sind Bremsverzögerung, Standfestigkeit, Geradeauslauf, Kurvenlauf, Lenkbarkeit, μ -Split Bremsung, Bremsnicken, Pedalkraftaufwand, Pedalgefühl, Pedalrückwirkung, Pedalmoving (beide mit ABS/ESP), Bremsenrubbeln, Bremstrompeln und Bremsgeräusche.

2.7.5.4 Lenkverhalten

Die Beurteilung bezieht sich auf das Lenkverhalten bei Geradeausfahrt und bei Kurvenfahrt sowie auf das Lenkkraftniveau und die Beurteilung von Lenkradschwingungen (**Tabelle 2-24**). Es kann unterschieden werden zwischen Manövern, die sich mit dem Lenken aus der Nulllage heraus, oder um die Nulllage herum befassen und solchen, die das Lenkverhalten während der Kurvenfahrt beschreiben.

Als weitere Kriterien werden das Zurücklenken in die Nulllage, das Lenkkraftniveau und der Fahrbahnkontakt beurteilt. Dieser ist für den Fahrer eine wichtige

Informationsquelle über den Zustand der Fahrbahnoberfläche und die herrschenden Reibverhältnisse. Die Beurteilungskriterien sind sehr vielseitig; angefangen von Anlenk- und Ansprechverhalten, Mittengefühl, Lenkkraftniveau in unterschiedlichen Situationen bis hin zu Zielgenauigkeit, Fahrbahnkontakt, Handlichkeit sowie Lenkungsrücklauf.

Diese lassen sich aber durch vier Oberbegriffe zusammenfassen:

- ◆ Lenkverhalten bei Geradeausfahrt,
- ◆ Lenkkraftverhalten,
- ◆ Lenkschwingungen und
- ◆ Lenkverhalten bei Kurvenfahrt.

Tabelle 2-22: Kriterien zur Beurteilung des Anfahrverhaltens [52], [56]

Kriterium	Fahrmanöver	Entwicklungsziel
Anfahrnicken	Anfahren, Beschleunigen aus langsamer Fahrt, unterschiedliche Beschleunigungen, μ -high	Der zeitliche Nickwinkelverlauf und die Nickgeschwindigkeit sollten möglichst gering sein.
Anfahrendeln	Anfahren, Beschleunigen aus langsamer Fahrt, unterschiedliche Beschleunigungen, μ -high, ausgeprägte Fahrbahnunebenheiten	Die aus den Fahrbahnunebenheiten resultierenden Ungleichförmigkeiten in der Kraftübertragung sollen möglichst nicht zu Wank-, Gierbewegungen führen und keinen hohen Aufwand zur Kursregelung erfordern.
Anfahrschütteln	Anfahren, Beschleunigen aus langsamer Fahrt, unterschiedliche Beschleunigungen, Fahrbahnen mit gemischten Griffigkeiten	Ungleichförmigkeiten durch Elastizitäten im Antriebsstrang sollen möglichst nicht zu Komfort mindernden Schwingungen am Lenkrad oder in der Karosserie führen.
Verlenken	Anfahren, Beschleunigen aus langsamer Fahrt, hohe Beschleunigungen, unebene Fahrbahn mit μ -high oder μ -Split	Durch die Fahrbahn induzierte unterschiedliche Antriebskräfte zwischen linker und rechter Fahrzeugseite sollen möglichst geringe Gierbewegungen des Fahrzeugs bedingen und damit einen möglichst geringen Regelungsaufwand am Lenkrad verursachen.
Torque Steer	Anfahren, Beschleunigen aus langsamer Fahrt, hohe Beschleunigungen, unebene Fahrbahn oder μ -split	Unsymmetrien im Antriebsstrang (Lenkungselastizitäten, ungleich lange Antriebswellen etc.) sollten möglichst nicht zu zusätzlichen Gierwinkeln und damit zu einem erhöhten Regelungsaufwand führen.
Lenkungsklemmen (Frontantrieb)	Hohe Beschleunigungen aus dem Stand oder aus langsamer Fahrt, μ -high	Die auftretenden Traktionskräfte sollten möglichst wenig Einfluss auf die Betätigungs Kräfte am Lenkrad haben. Lenkungsrückstellung und Mittellagengefühl sollten erhalten bleiben.
Traktion	Beschleunigung aus dem Stand oder langsamer Fahrt, μ -high, μ -low, μ -Split, μ -Jump	Möglichst hohe Traktion und gutes Beschleunigungsvermögen, Bewertung erfolgt in erster Linie objektiv
Regelverhalten (ATC)	Beschleunigen aus dem Stand oder vorgegebenen konstanten Fahrgeschwindigkeiten, Fahrbahnen mit unterschiedlichen, wechselnden Reibwertverhältnissen, ggf. Kurvenstrecken und Steigungsstrecken	Das Eingreifen von Regelsystemen zur Traktionskontrolle sollte möglichst weich erfolgen, eine gute Beschleunigung ermöglichen und einen geringen zusätzlichen Lenkaufwand erfordern.
Pedalrückwirkung (ATC)	Beschleunigen aus dem Stand oder vorgegebenen konstanten Fahrgeschwindigkeiten, Fahrbahnen mit unterschiedlichen, wechselnden Reibwertverhältnissen	Die Rückwirkungen des Regelsystems am Fahrpedal können Informationen über die Traktionsverhältnisse vermitteln, sollten dabei aber nicht Komfort mindernd wirken; heute meist nur noch optische Anzeige des Regeleingriffs.

Tabelle 2-23: Kriterien zur Beurteilung des Bremsverhaltens [52], [56]

Kriterium	Fahrmanöver	Entwicklungsziel
Bremsverzögerung	Vollbremsungen auf ebener Fahrbahn, μ -high, μ -low, μ -Split, μ -Jump	Beurteilt werden die erreichbare Verzögerung und der Regelaufwand für Kurshaltung; Kriterium wird eher objektiv beurteilt.
Standfestigkeit	Vollbremsungen in der Ebene oder im Gefälle, μ -high	Subjektive Bewertung von Veränderungen im Pedalgefühl und Pedalkraufwand; Bremsweg wird jedoch objektiv bewertet
Geradeauslauf	Bremsen ohne Blockieren der Räder mit unterschiedlicher Verzögerung, unterschiedliche Reibbeiwerte	Möglichst geringer Regelaufwand zur Kurshaltung, Möglichst geringe Kursabweichungen
Kurvenlauf	Bremsen in Kurvenfahrt mit unterschiedlichen Verzögerungen aus unterschiedlichen Geschwindigkeiten, unterschiedliche Radien, μ -high, μ -low	Fahrzeugreaktion soll über den gesamten Parameterbereich qualitativ gleich sein. Fahrzeugreaktion sollte den Fahrer während Lenk-Brems-Manövern unterstützen, indem die Situation durch leichtes Eindrehen in die Kurve entschärft wird.
Lenkbarkeit	Bremsung aus Geradeausfahrt mit gleichzeitigem Lenken, unterschiedliche Reibbeiwerte	Die Fahrzeugreaktion sollte bei der Bremsung ähnlich sein, wie ohne Einfluss der Verzögerung.
Gierstabilität	Bremsen aus Geradeausfahrt aus verschiedenen Geschwindigkeiten mit verschiedenen Verzögerungen, μ -high, μ -low, μ -Split	Der Lenkaufwand zur Kurshaltung sollte möglichst gering sein. Fahrzeugaktionen sollten nicht überraschend und leicht korrigierbar sein.
Bremsnicken	Bremsen auf μ -high	Nickwinkel und Nickwinkelgeschwindigkeit sollten möglichst gering sein.
Pedalkraftaufwand	Bremsen auf μ -high	Zur Fahrzeugcharakteristik passender Pedalkraufwand. Kriterium wird teilweise durch Messung der Pedalkraft ergänzt.
Pedalgefühl	Bremsung aus Geradeausfahrt aus unterschiedlichen Geschwindigkeiten und unterschiedlichen Verzögerungen, Bremsbetätigung schnell, langsam, unterschiedliche Reibbeiwerte.	Eindeutige, intuitive Zuordnung des Kraft-Weg-Verlaufs am Bremspedal zu Bremsverzögerung muss möglich sein.
Pedalrückwirkung (ABS)	Bremsungen aus Geradeausfahrt aus unterschiedlichen Geschwindigkeiten und mit unterschiedlichen Verzögerungen mit ABS-Regelung, unterschiedliche Reibwerte und Reibwertübergänge	Pedalbewegungen sollten dem Fahrer Information über den Fahrbahnkontakt übermitteln, sollten jedoch nicht Komfort mindernd sein.
Pedalmoving (ABS)	Bremsungen aus Geradeausfahrt aus unterschiedlichen Geschwindigkeiten und mit unterschiedlichen Verzögerungen mit ABS-Regelung, unterschiedliche Reibwerte und Reibwertübergänge	Niederfrequente Bewegungen (Verschiebungen) des Bremspedals während der ABS-Regelbremsung sollten so gering wie möglich sein.
Bremsenrubbeln	Geradeausbremsung bei hohen Geschwindigkeiten mit verschiedenen Verzögerungen	Es sollten keine durch Bremsenrubbeln ausgelöste Komfort mindernde Schwingungen am Lenkrad, in der Bodengruppe oder am Sitz auftreten.
Bremsgeräusche	Bremsen bei Geradeaus- und Kurvenfahrt bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten und Verzögerungen, Stop&Go beim niedrigen Bremsdrücken.	Es sollten keine Bremsgeräusche (Quietschen, Buhnen, Brummen, Knarren) auftreten.

Tabelle 2-24: Kriterien zur Beurteilung des Lenkverhaltens [52], [56]

Kriterium	Fahrmanöver	Entwicklungsziel
Anlenkverhalten	Anlenken aus Geradeausfahrt bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten, Trockene und nasse Fahrbahn, Variiert werden Lenkwinkel und Lenkwinkelgeschwindigkeit	Möglichst spontane und proportionale Reaktion auf Lenkeingaben, Phasenverzug und Überreaktion sollten gering gehalten werden
Ansprechverhalten	Sinusförmiges oder regelloses Anlenken aus Geradeausfahrt mit größer werdenden Amplituden, bis eine deutliche Gierreaktion eintritt, Trockene und nasse Fahrbahn, ggf. Längsrillen, Variiert wird die Fahrgeschwindigkeit	Reaktion bereits auf kleine Lenkradwinkel, bei niedrigen und mittleren Geschwindigkeiten, Geradeausstabilität bei hohen Geschwindigkeiten durch progressiv ansteigenden Lenkwinkelbedarf
Überschwingen bei Lenkrücklauf	Übergang von Kurvenfahrt zu Geradeauslauf, Lenkrad freigeben oder durch Fahrerhand zurück gleiten lassen	Möglichst geringe Amplitude von Lenkradüberschwingen, Überschwingen soll schnell abklingen
Nachschwingen nach Richtungswechsel	Einmaliges sinusförmiges Anlenken im Bereich der Wankeigenfrequenz	Gierschwingungen sollten möglichst schnell abklingen
Nachlenken nach Kurvenfahrt	Aus Kurvenfahrt in Geradeausfahrt übergehen, Verschiedene Querbeschleunigungen und Lenkgeschwindigkeiten	Möglichst keine Lenkmomentschwankungen, keine Nachlenkeffekte durch Seitenkraft bzw. Querelastizitäten
Zielgenauigkeit	Kurvenfahrt mit unterschiedlichen Radien (Handlingkurs, Autobahn), Unterschiedliche Geschwindigkeiten	Fahrzeug folgt dem eingeschlagenen Kurs störungsfrei, geringer Nachlenkbedarf, Störungen sind leicht auszuregeln
Grabeneffekt	Spurwechsel bzw. zügiges Anlenken aus Geradeausfahrt bei mittleren bis hohen Geschwindigkeiten	Merklicher Lenkmomentanstieg beim Übergang von Geradeausfahrt zu Lenkphase bei höheren Geschwindigkeiten, Gut spürbare Selbstzentrierung, Harmonischer Übergang zwischen Geradeausfahrt und Lenkphase
Mittengefühl (center point feeling)	Leichtes Anlenken, Geschwindigkeiten > 120 km/h.	Kein Spiel, keine Hysterese bei kleinen Lenkradwinkel im Hochgeschwindigkeitsbereich, Nach dem Anlenken gute Selbstzentrierung und hohe Geradeausstabilität
Fahrbahnkontakt	Geraden oder Kurven, Unterschiedliche Geschwindigkeiten und Querbeschleunigungen bis zur Haftgrenze, Trocken und nasse Fahrbahnen mit unterschiedlicher Unebenheit	Deutliche, aber nicht komfortmindernde Informationen über Querbeschleunigung, Fahrbahnoberfläche, Reibwertverhältnisse und Haftgrenzreserve aus dem Verlauf des Lenkmoments
Lenkungsrücklauf	Kurven mit unterschiedlichen Radien, Obere Geschwindigkeiten, Unterschiedliche Querbeschleunigung	Nach der Kurvenfahrt selbstständiges Rücklaufen der Lenkung in die Geradeausstellung, Kein negatives Rückstellmoment (selbstständiges Einlenken)
Lenkkrafthöhe	Wechsellenken, μ -high (trocken, nass), Geschwindigkeiten von 0 bis v_{max} , Verschiedene Querbeschleunigungen	Hystereseefreier, proportionaler Verlauf des Lenkmoments bei allen Geschwindigkeiten und Lenkmanövern, Geringer Unterschied zwischen Lenk- und Haltemomenten, Rückmeldung über Reibwertverhältnisse und Seitenführung, Abnahme des Lenkmoments bei Annäherung an die Haftgrenze
Lenkungsüberholen	Schnellstmögliche Wechsellenken aus Geradeausfahrt, Unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten	Kein Nacheilen oder Aussetzen der Lenkungsunterstützung
Handlichkeit	Kurven mit unterschiedlichen Radien, Niedrige bis hohe Geschwindigkeiten, Gesamter Querbeschleunigungsbereich	Möglichst agiler Gesamteindruck mit spontanem Ansprechen bei geringem Lenkaufwand

2.7.5.5 Kurvenverhalten

Das Kurvenverhalten beschreibt das Gierverhalten und die Zusatzbewegungen, die dem Fahrzeug bei Kurvenfahrt unter dem Einfluss von Quer- und Längsbeschleunigungen aufgeprägt werden (**Tabelle 2-25**). Dieses Verhalten wird maßgeblich von der Eigenschaft der Reifen beeinflusst, Längs- und Seitenkräfte nur unter Schlupf übertragen zu können. Dadurch und wegen der unter Krafteinwirkung sowie bei Aufbaubewegungen auftretenden Radstellungsänderungen entsteht die Mehrzahl der in der Tabelle aufgeführten Eigenlenkeffekte (z. B. Über- oder Untersteuern). Ein typisches Kriterium der objektiven Beurteilung ist das Eigenlenkverhalten. Trotz zahlreicher Kennwerte zu diesem Kriterium wird es immer auch einer Subjektivbeurteilung unterzogen.

Beurteilt werden das Eigenlenkverhalten sowie der Regelaufwand zur Kurshaltung. Insbesondere werden die Höhe und die Änderung des erforderlichen Lenkradwinkels in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung bewertet. Die Lenkarbeit zur Kurshaltung sollte gering und eindeutig vorhersehbar sein.

2.7.5.6 Geradeausfahrt

Die Geradeausfahrt wird durch Störkräfte als Folge von Bodenunebenheiten, aerodynamischen Einflüs-

sen, nicht zur Kurshaltung erforderlichen Lenkbewegungen (Fahrerrauschen) und inneren Kräften sowie Momenten im Antriebsstrang bzw. in der Radführung beeinflusst (**Tabelle 2-26**). Bewertet wird, in welchem Ausmaß der Geradeauslauf durch Richtungsänderungen und Seitenversatz gestört wird und wie hoch der Aufwand zur Ausregelung der Störung ist. Free control, fixed control und Kursregelung durch den Fahrer sind die Möglichkeiten der Lenkradbetätigung, die bei der Beurteilung des Geradeauslaufs verwendet werden. Als Entwicklungsziel gilt, dass sich das Fahrzeug möglichst selbsttätig und stetig zentrieren sollte, sodass nur geringe Haltekräfte und Korrekturbewegungen am Lenkrad erforderlich sind.

2.7.5.7 Fahrkomfort (subjektiv)

Die Untersuchungen zum Fahrkomfort beschäftigen sich hauptsächlich mit der Fähigkeit des Fahrwerks, vertikaldynamische Anregungen jeglicher Art so zu verarbeiten, dass sie sich für die Insassen nicht unangenehm auswirken. Dazu werden Schwingungen und Geräusche in den verschiedenen Frequenzbereichen subjektiv und objektiv beurteilt. Der Fahrkomfort muss im Zusammenhang mit den Fahreigenschaften eines Fahrzeugs beurteilt werden [49]. Der Testfahrer sollte jedoch bei der subjektiven Beurteilung des Handling versuchen, die Einflüsse der Vertikaldynamik auszusondieren.

Tabelle 2-25: Kriterien zur Beurteilung des Kurvenverhaltens [52], [56]

Kriterium	Fahrmanöver	Entwicklungsziel
Eigenlenkverhalten	Kreisbahn mit unterschiedlichen Radien und unterschiedlichen Geschwindigkeiten, Verschiedene Reibwerte (trocken, nass, Eis)	Gut vorhersehbares Gierverhalten bei Kurvenfahrt, möglichst geringe Lenkarbeit zur Kurshaltung, Ziel: Neutrales bis leicht untersteuerndes Eigenlenkverhalten bis zu mittleren Querbeschleunigungen, Darüber sollte die Untersteuertendenz überproportional zunehmen
Einlenkverhalten	Übergang von Geraden zu Kurven unterschiedlicher Radien, Unterschiedliche Fahrgeschwindigkeit und Giergeschwindigkeit, (trocken, nass)	Gierwinkel und Gierbeschleunigung möglichst proportional zum Lenkwinkel bei allen Lenkwinkelgeschwindigkeiten, Möglichst kein Zeit- bzw. Phasenverzug, keine Überreaktion.
Seitenkraftaufbau	Übergang von Geraden zu Kurven unterschiedlicher Radien bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten, Querbeschleunigungen, (trocken, nass)	Seitenkraftaufbau und -abstützung spontan und ohne Phasenverzug zwischen Vorder- und Hinterachse, Möglichst keine Querelastizitäten und Anlegeeffekte spürbar
Giergeschwindigkeitsaufbau	Einfache und doppelte Fahrspurwechsel, (trocken, nass)	Giergeschwindigkeitsaufbau proportional zur Lenkgeschwindigkeit, Keine Unstetigkeiten, Trägheiten, Phasenverzug

Tabelle 2-25: Kriterien zur Beurteilung des Kurvenverhaltens [52], [56] (Fortsetzung)

Kriterium	Fahrmanöver	Entwicklungsziel
Querführungsvermögen	Wechselkurven mit unterschiedlichen Radien, Unterschiedliche Geschwindigkeiten und Querbeschleunigung bis in den Grenzbereich, (trocken, nass)	Querführungsvermögen möglichst groß, Gute Balance zwischen Vorder- und Hinterachse unabhängig von Reibwert und Querbeschleunigung, Rückmeldung über Annäherung an Grenzbereich, Übergang in Grenzbereich ohne hektische Gierreaktion
Wankverhalten	Fahrt auf Geraden und in Wechselkurven, Unterschiedliche Geschwindigkeiten, Querbeschleunigungen und Lenkwinkelgeschwindigkeiten	Wankreaktion möglichst gering und proportional zur Querbeschleunigung, Wankwinkel soll Rückmeldung über aufgebaute Seitenkraft geben
Diagonales Tauchen	Fahrt auf Geraden und in Wechselkurven, Unterschiedliche Geschwindigkeiten und bewusst unharmonische und sprungartige Lenkeinschläge	Wankbewegung möglichst nur um Fahrzeug-Längsachse, Kein gegenphasiges Federn von Vorder- und Hinterachse, sodass keine diagonalen Federbewegungen spürbar werden
Aufstützen	Fahrt auf Geraden und in Wechselkurven, Unterschiedliche Geschwindigkeiten und bewusst unharmonische und sprungartige Lenkeinschläge	Möglichst keine Unwilligkeit zum Einfedern kurvenaußen spürbar, die durch „Aushebeln“ des Fahrzeugs die Spurhaltung beeinträchtigen kann
Wankschrauben	Kurvenlauf mit mindestens einer Bodenwelle oder -senke, Unterschiedliche Geschwindigkeiten	Aufbauhubfederbewegungen bei Bodenwelle möglichst parallel zur Fahrbahn, Keine Überlagerung von Hub- und Gierbewegung durch Unsymmetrien in der Achskinematik
Spurwechselverhalten	Einfache und doppelte Fahrspurwechsel, Mehrere Geschwindigkeiten, Unterschiedlich schnelle Fahrspurwechsel bis in den Grenzbereich, (trocken, nass, Eis, Schnee)	Möglichst präzise und verzugsfreie Reaktion auf die Lenkeingabe, Keine großen Lenkkorrekturen durch Überreaktion oder Trägheit
Lenk-Bremsverhalten	Bremsungen aus Kurvenfahrt mit mittleren bis hohen Verzögerungen (mit ABV und ESP auch im Regelbereich), Kurven mit unterschiedlichen Radien, Bis Höchstgeschwindigkeit	Hohe Richtungsstabilität, Möglichst geringe, korrigierbare Gierreaktionen
Lenk-Beschleunigungsverhalten	Beschleunigung aus konstanter Kreisfahrt auf Kreisbahnen mit unterschiedlichen Radien und Fahrbahnoberflächen, Unterschiedlich starke Betätigung des Fahrpedals, Mehrere Geschwindigkeiten und Querbeschleunigungen bis zur Haftgrenze	Mäßig reduziertes Untersteuern (Leistungsübersteuern), Unabhängig vom Fahrzustand und Fahrbahn vorhersehbare und leicht zu korrigierende Gierreaktion
Lastwechselverhalten	Sprungartiges Loslassen des Fahrpedals aus stationärer Kreisfahrt, Variation des Motorbremsmoments durch Gangwahl, Kreisbahn mit unterschiedlichen Radien und Oberflächen, Unterschiedliche Querbeschleunigungen bis zur Haftgrenze	Mäßiges Eindrehen in den Kreis, Unabhängig vom Fahrzustand und Fahrbahn vorhersehbare und leicht zu korrigierende Gierreaktion
Fahrbahn-einflüsse	Gerade und kurvige Strecken, Beschleunigen und Bremsen bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten, Besonders breite Variation der Reibwerte und Fahrbahnoberflächen	Charakteristik des Lenk- und Fahrverhaltens sollte unverändert bleiben

Tabelle 2-26: Kriterien zur Beurteilung der Geradeausfahrt [[52], [56]]

Kriterium	Fahrmanöver	Entwicklungsziel
Geradeauslauf	Gerade Strecke, breit variierte Reibwerte, Oberflächenbeschaffenheiten und Unebenheiten, Geschwindigkeiten von 80 km/h bis v_{max} , Geringer Seitenwind	Selbstständiges, stetiges Zentrieren, so das nur geringe Haltekräfte und Korrekturbewegungen erforderlich sind
Federungslenken	Gerade Fahrbahn, μ -high, Unterschiedliche Bodenunebenheiten, Geschwindigkeiten von 80 km/h bis v_{max}	Möglichst keine Gierbewegungen oder Bewegungen am Lenkrad auch bei starkem Durchfedern
Wanklenken	Gerade Fahrbahn, μ -high, Unterschiedliche, auch einseitige Bodenunebenheiten, Geschwindigkeiten von 80 km/h bis v_{max}	Möglichst keine Gierbewegungen oder Bewegungen am Lenkrad auch bei starken Wankbewegungen
Lenkungspendeln	Geradeausfahrt mit sinusförmigem Lenken steigender Frequenz bis zur Eigenfrequenz, geringe Amplituden, dann Freigabe des Lenkrads aus eingeschwungenem Zustand, Mittlere bis hohe Geschwindigkeiten, Alternativ: Anreißen aus Geradeausfahrt und Freigeben des Lenkrads	Möglichst kein Lenkungspendeln, auch bei Anregung durch Unebenheiten. Lenkrückstellkräfte sollten harmonischer Anregung entgegenwirken, Pendelbewegung soll möglichst schnell ausklingen, Möglichst schnelles Zurückkehren in Nulllage, ohne starkes Überschwingen
Längsfugenempfindlichkeit	Geradeausfahrt, μ -high, Konstante mittlere bis hohe Geschwindigkeiten, Überfahren ausgeprägter Längsfugen im spitzen Winkel	Keine durch Längsfugen induzierte Lenkbewegungen, Lenkmomentschwankungen und Kursänderungen
Spurrinnenempfindlichkeit	Geradeausfahrt, μ -high, Konstante mittlere bis hohe Geschwindigkeit, Überfahren ausgeprägter Spurrinnen im spitzen Winkel.	Keine durch Spurrinnen induzierten Lenkbewegungen, Lenkmomentschwankungen und Kursänderungen
Lastwechselsteuern	Geradeausfahrt mit plötzlichem Loslassen/vollständigem Durchtreten des Fahrpedals, Trocken, nass, Eis, Schnee, Konstante mittlere bis hohe Geschwindigkeiten	Keine durch den Lastwechsel induzierten Lenkbewegungen, Lenkmomentschwankungen und Kursänderungen
Seitenwindverhalten	Geradeausfahrt, μ -high, Konstante mittlere bis hohe Geschwindigkeit, Natürlicher Seitenwind oder Seitenwindanlage	Möglichst geringe Richtungsänderung und Spurversatz, Dämpfung auftretender Störungen, Möglichst geringer Lenkaufwand zur Kurskorrektur
Windempfindlichkeit	Geradeausfahrt mit Überholen und Überholtwenden, um in die Wirbelschleppen anderer Fahrzeuge zu geraten (besonders Busse und Lkw), Unterschiedliche Geschwindigkeiten	Möglichst keine Fahrzeugreaktion durch Wirbelschleppen, Möglichst geringer Aufwand zur Kursregelung
Pendelstabilität mit Anhänger	Geradeausfahrt auf μ -high bis zur kritischen Geschwindigkeit. Sinusförmige Lenkbewegungen mit Eigenfrequenz der Anhänger-Pendelbewegung und geringer Amplitude. Alternativ: Kurzes Anreißen aus Geradeausfahrt	Gespann muss gesetzlich vorgeschriebene Geschwindigkeit sicher erreichen, Siehe auch „Objektive Fahrverhaltensbeurteilung“

Tabelle 2-27: Kriterien zur Beurteilung des Fahrkomforts [52], [56]

Kriterium	Fahrmanöver	Entwicklungsziel
Federungskomfort	Fahrt mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten (50 km/h bis v_{max}), unterschiedliche Beladungszustände	Harmonisierung von Aufbaubeschleunigungen abhängig von Fahrzeugpositionierung im Lastenheft, Häufig verschiedene Fahrwerkvarianten (Sport-, Normal- und Komfortfahrwerk)
Nickfedererverhalten	Fahrt mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten (50 km/h bis v_{max}), unterschiedliche Beladungszustände	Weitestgehende Reduktion von Nicken bei Erhalt der sicheren Fahrzeugführung
Wankfedererverhalten	Fahrt mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten (50 km/h bis v_{max}), unterschiedliche Beladungszustände	Weitestgehende Reduktion von Wanken bei Erhalt der sicheren Fahrzeugführung, Kompromiss zwischen Anfedern einseitiger Bodenwellen und straffer Führung bei schnellen Lenkeingaben
Aufbaudämpfung	Fahrt mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten (50 km/h bis v_{max}), unterschiedliche Beladungszustände	Minimierung der Aufbaubeschleunigungen ohne Nachschwingen, sichere Fahrzeugführung
Abrollkomfort	Fahrt mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten (20 km/h bis v_{max})	Minimierung hochfrequenter Aufbaubeschleunigungen ohne Nachschwingen oder Springen der Räder
Rauigkeit (Harshness)	Fahrt mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten (20 km/h bis v_{max}) bei verschiedenen Lastzuständen (Zug, Teillast, Schub)	Minimierung des hör- und fühlbaren Schwingungspegels, Gute Abstimmung wird als geschmeidig abrollend und gut isolierend bezeichnet
Abrollgeräusch	Fahrt mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten (20 km/h bis v_{max})	Minimierung wahrnehmbarer Innenraumgeräusche
Kantenempfindlichkeit	Fahrt mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten (20 km/h bis v_{max})	Minimierung des Geräuschpegels und spürbarer Aufbaubeschleunigungen, Maßgebliche Beeinflussung des Gesamtkomforteindrucks durch Kantenempfindlichkeit
Dröhnen	Fahrt mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten (20 km/h bis v_{max})	Vermeidung von Schwingungsüberhöhungen im Bereich zwischen 30 und 70 Hz
Dämpferpoltern	Schrittgeschwindigkeit und Langsamfahrt bis 40 km/h auf Straßen mit geringer Oberflächenqualität	Eliminierung von Poltergeräuschen
Prellen	Fahrt mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten (50 bis 150 km/h) über Einzelhindernisse	Eliminierung von Nachschwingungen an Rädern und Achsbauteilen
Schluckvermögen	Fahrt mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten (50 bis 150 km/h) auf Straßen mit klein- und mittelwelligen Unebenheiten	Minimierung von Aufbaubeschleunigungen und -stößen ohne große Karosseriebewegungen
Aushängen	Fahrt im Geschwindigkeitsbereich von 30 km/h bis v_{max} auf Strecken, die Räder zum Abheben veranlassen	Vermeidung von Fahrbahnkontaktverlust bei kundenrelevantem Fahrbetrieb, Kursabweichungen, Abhebegeräusche und Beschleunigungsspitzen durch Abheben der Räder sind bis zu hohen Geschwindigkeiten zu vermeiden
Puffereinsatz	Fahrten im Geschwindigkeitsbereich zwischen 30 km/h und v_{max} mit unterschiedlichen Beladungszuständen auf Strecken mit großen Bodenwellen oder Sprunghügeln	Harmonische Begrenzung der Einfederbewegung durch Zusatzfedern ohne Kraftspitzen

Tabelle 2-27: Kriterien zur Beurteilung des Fahrkomforts [52], [56] (Fortsetzung)

Kriterium	Fahrmanöver	Entwicklungsziel
Zurückwerfen	Fahrten im Geschwindigkeitsbereich zwischen 30 km/h und v_{max} mit unterschiedlichen Beladungszuständen auf Strecken mit großen Bodenwellen oder Sprunghügeln	Vermeidung zu großer und zu schneller Ausfederbewegungen und Kraftspitzen nach dem Einfedern
Reiten	Fahrten im Geschwindigkeitsbereich zwischen 60 km/h und v_{max} auf Stecken, die Resonanzschwingungen in Hochrichtung auslösen (Bsp.: Plattenbeton Los Angeles)	Vermeidung störender Resonanzerscheinungen bei Sinusanregungen und periodischen Rechtecksignalen
Anfedern	Fahrten im Geschwindigkeitsbereich zwischen 40 und 120 km/h auf Stecken mittlerer Oberflächengüte mit unregelmäßiger Anregung	Geschmeidiges Überrollen von Fahrbahnunebenheiten
Stuckern	Fahrten im Geschwindigkeitsbereich zwischen 30 und 120 km/h mit geringem Vortrieb unter Fahrzuständen, die Resonanzschwingungen in der Bodengruppe anregen	Eliminierung störender Resonanzphänomene durch Fahrbahnkoppelschwingungen zwischen 5 und 15 Hz
Lastwechselschlag	Positive und negative Lastwechsel bei verschiedenen Motordrehzahlen und unterschiedlichen Fahrstufen/Gängen	Eliminierung von wahrnehmbaren Effekten aus dem Lastwechsel am Antriebsaggregat und den Betätigungslementen
Aufbauzittern	Fahrten im Geschwindigkeitsbereich zwischen 50 und 150 km/h auf homogenen Oberflächen mit Einzelhindernissen	Vermeidung von komfortvermindernden Schwingungen zwischen 15 und 40 Hz nach Einzelhindernissen
Lenkungszittern	Fahrt mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten (50 km/h bis v_{max})	Minimierung von translatorischen Schwingungen in Folge von Einzelhindernissen
Lenkungsflattern	Fahrten mit präparierten Reifen (Unwuchtgewichte oder Uniformity-Abweichungen) in unterschiedlichen Geschwindigkeitsbereichen im Bereich der Radeigenfrequenzen	Unempfindlichkeit gegenüber Unwuchten und Toleranzen der Serienfertigung
Lenkungsstößigkeit	Gerade und kurvige Strecken mit möglichst einseitiger Überfahrt von Einzelhindernissen (Kanaldeckel, Querfugen, Kanten) mit und ohne Seitenkrafteinwirkung	Vermeidung von stoßförmigen Drehimpulsen am Lenkrad durch Längs- und Seitenkräfte an den Einzelhindernissen
Lenkungsrück-schlagen	Kurvige Strecken mit Einzelhindernissen, die mit wechselnder Geschwindigkeit, Fahrstufe, oder Motordrehzahl unter Vortriebs- und Bremskräften durchfahren werden	Eliminierung rückschlagender Impulse in die Lenkung auf Grund von dynamischer Kurvenfahrt
Lenkungsklappern	Gerade und kurvige Strecken mit schlechter Oberflächengüte werden bevorzugt mit geringer Geschwindigkeit durchfahren. Zunächst erfolgen minimale Lenkradwinkeleingaben, die anschließend gesteigert werden	Eliminierung mechanischer Klappergeräusche beim Lenken auf schlechter Fahrbahnoberfläche

Die subjektiven Fahreindrücke, insbesondere Komfortbewertungen werden zum großen Teil von Geräuschen mitgeprägt [57].

Bei der subjektiven Schwingungsbeurteilung von Fahrzeugen lassen sich dominierende Frequenzbereiche gängigen Begriffen zuordnen. Für den Fahrwerkbereich interessieren etwa folgende Schwingungsbezirke [56]:

- ◆ Aufbauschwingungen 0,5 – 5 Hz
- ◆ Anfedern, Reiten 2 – 5 Hz
- ◆ Stuckern 5 – 15 Hz
- ◆ Prellen 7 – 25 Hz
- ◆ Zittern 15 – 40 Hz
- ◆ Dröhnen 30 – 70 Hz
- ◆ Abrollakustik 30 – 300 Hz.

Die teilweise Überdeckung von Frequenzbereichen resultiert aus den dominanten Einleitungsrichtung der Störkräfte. So beinhaltet Prellen große Anteile von Längsbeschleunigungen, die beim Überfahren von Einzelhindernissen entstehen, während den restlichen Begriffen überwiegend harmonische Beschleunigungen in Vertikalrichtung zugeordnet werden können. In **Tabelle 2-27** sind nur die üblichen Kriterien zur Beurteilung des Fahrkomforts zusammengefasst.

2.7.6 Objektive Fahrverhaltensbeurteilung

Dieser Abschnitt befasst sich mit der auf Messungen beruhenden Beurteilung des Fahrverhaltens. Dazu werden zunächst die für die Ableitung der Kenngrößen erforderlichen Messgrößen vorgestellt.

Die Beurteilungskriterien sind analog dem Kapitel „Subjektive Beurteilung“ gegliedert. Anzahl und Art der in der Industrie verwendeten Beurteilungsgrößen sind zum Teil stark unterschiedlich. Hier soll ein Überblick über einige etablierte Größen und Ihre Interpretation gegeben werden. Ziel dieser Größen ist es, mittels Messung ein dem Empfinden des Fahrers entsprechendes Maß zur Beurteilung zu schaffen. Sehr deutlich wird dies im Fall des Eigenlenkverhaltens. Die ursprüngliche Definition des Eigenlenkverhaltens nur über die Schräglauflinie an Vorder- und Hinterachse wurde aufgegeben, weil die Korrespondenz mit dem Fahrerempfinden nicht gegeben war. Heute wird das Eigenlenkverhalten mittels der Eigenlenkgradienten beurteilt, der sehr gut mit dem Subjektivurteil übereinstimmt (s. Bild 2-114).

Um vergleichbare Messergebnisse erzeugen zu können, ist es notwendig, auch die Eingabegrößen für den Fahrvorgang reproduzierbar zu gestalten. Dazu wird entweder der Fahrer durch Hilfsmittel unterstützt oder es werden Lenk- bzw. Bremsmaschinen eingesetzt, welche den Fahrer ganz ersetzen (**Bild 2-159**). Die Eingaben sind damit unabhängig von der Fahrzeugreaktion immer gleich und die Ergebnisse stets reproduzierbar.

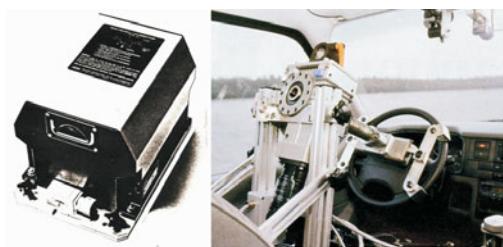


Bild 2-159: Messgerät kreiselstabilisierte Plattform und Lenkmaschine

2.7.6.1 Messgrößen

Zur Bildung der Kennwerte werden hauptsächlich die Bewegungsgrößen des Fahrzeugs und deren Ableitungen verwendet (**Tabelle 2-28**). Ein universelles Messgerät zur Erfassung der translatorischen Beschleunigungen und der Lagewinkel im Fahrzeug ist die kreiselstabilisierte Plattform. Die gleiche Funktionalität ist inzwischen auch durch elektronische Geräte ohne bewegte Teile realisiert, die robuster und schneller in der Inbetriebnahme sind. Für die Messung von Positionsdaten werden heute die Daten aus inertialen Messsystemen mit globalen Messdaten (z. B. GPS) verknüpft, um eine höhere Genauigkeit zu erreichen.

Tabelle 2-28: Messgrößen zur Bestimmung des objektiven Fahrverhaltens [40], [52]

Variable	Formelzeichen
Längsbeschleunigung, Querbeschleunigung, Vertikalsbeschleunigung	a_x, a_y, a_z
Längsgeschwindigkeit, Quergeschwindigkeit	v_x, v_y
Gierwinkel, Giergeschwindigkeit, Gierbeschleunigung	$\psi, \dot{\psi}, \ddot{\psi}$
Wankwinkel	φ
Nickwinkel	δ
Schwimmwinkel	β
Bremsweg	s_{Bx}
Kursabweichung (seitliche Fahrzeugkursabweichung von einem Referenzkurs)	s_{KA}
Koordinaten des Fahrzeugschwerpunktes in der Fahrbahnebene	X, Y, Z
Knickwinkel zwischen Zugfahrzeug und Anhänger (nur bei Pkw-Zügen)	$\Delta\psi$

2.7.6.2 Anfahrverhalten

Beim Anfahren werden hauptsächlich die Kriterien Traktion und Beschleunigungsvermögen auf unterschiedlichen Reibwerten objektiv bewertet. Es kann die Traktion im Stillstand mit fester Anbindung des

Versuchsfahrzeugs und bei langsamer Fahrt gegen eine Seilbremse oder ein gebremstes Messfahrzeug objektiv beurteilt werden. Dazu werden die durch das Testfahrzeug aufgebrachten Zugkräfte gemessen. Der Test wird typischerweise auf trockenem, nassem und vereistem Untergrund durchgeführt.

Neben dem Zusammenspiel der Radlastverteilung mit dem Antriebskonzept kann auch die Art der Radaufhängung einen Einfluss auf die Traktion haben. Außer der Zugkraft kann noch das Beschleunigungsvermögen durch Zeitstoppen gemessen werden. Dabei wird die Zeit bis zum Erreichen einer vorgegebenen Geschwindigkeit gemessen und die entsprechende Beschleunigung abgeleitet oder gemessen. Zugleich kann bei diesem Manöver (optimale Ausnutzung der Motorleistung bzw. der Reibwertverhältnisse) auch der Aufwand für die Lenkkorrektur zur Kurshaltung (*Free Control*) und der Gierwinkel bei festgehaltenem Lenkrad (*Fixed Control*) gemessen werden [40].

2.7.6.3 Bremsverhalten

Bremsen aus stationärer Kreisfahrt

Da die Fahrsituation „Bremsen in der Kurve“ bei kleinen Kurvenradien eine besondere Rolle im Unfallgeschehen spielt, kommt diesem Testmanöver eine besondere Bedeutung bei. Bei vielen Unfällen spielt zudem das Zusammenwirken von Bremsung und gleichzeitigem Lenkeinschlag eine Rolle. Es werden deshalb Versuchsvarianten getestet, bei denen der Lenkeinschlag während des gesamten Manövers konstant gehalten wird, und solche, bei denen mit der Bremsung auch ein Lenkeinschlag erfolgt. Beide Varianten sind Open-Loop-Manöver. Beim Versuch wird bei konstantem Kreisbahnradius aus verschiedenen Ausgangsquerbeschleunigungen die Bremse gegen Anschläge unter dem Bremspedal oder automatisch betätigt. Dabei wird ausgekuppelt, um den Motor nicht abzuwürgen und Überlagerungen mit dem Lastwechsel zu vermeiden.

Bei dem Manöver ist besonders zu unterscheiden zwischen dem Verhalten bei kleiner bzw. mittlerer und dem bei maximaler Verzögerung. Bis zu mittleren Verzögerungen tritt ein maximales Giermoment bei den durch die Radlastverlagerungen bedingten Veränderungen der Längskräfte in der Reifenaufstandsfläche auf. Es ergibt sich durch die höheren Radlasten ein reduzierter Schräglauwinkel an der Vorderachse und entsprechend ein erhöhter Schräglauwinkel an der Hinterachse. Der Momentanpol (Bild 2-160) der befahrenen Kreisbahn verschiebt sich nach vorne und näher an das Fahrzeug heran, sodass sich ein kleinerer Kurvenradius im Vergleich zum Ausgangszustand ergibt (Untersteuern).

Um auf dem ursprünglichen Kurs zu bleiben ist eine Lenkkorrektur (Lenkwinkelzurücknahme) erforderlich.

Das Verhalten bei maximaler Verzögerung wird dagegen durch die Blockierreihenfolge der Räder und somit durch die Bremskraftverteilung bestimmt.

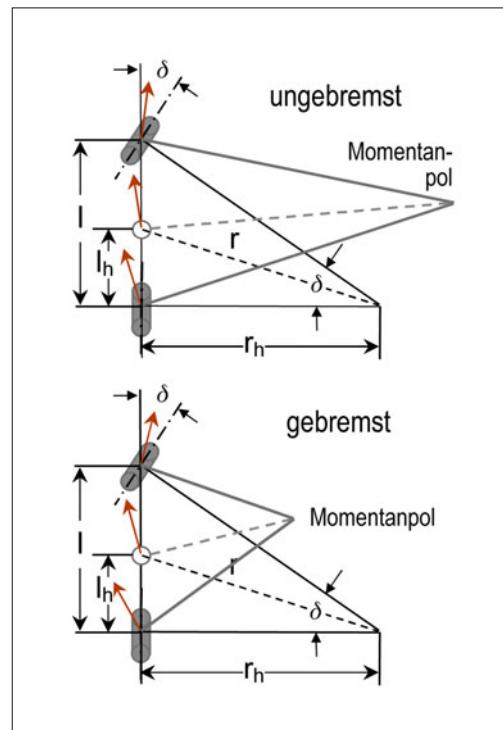


Bild 2-160: Einfürmodell: Bremsen aus stationärer Kreisfahrt [52]

Durch die Einführung von automatischen Blockierverhinderern (ABV) ist diese Unterscheidung für die meisten modernen Fahrzeuge aber nicht mehr relevant. Da bei diesem Manöver die stärksten Achslastverlagerungen auftreten, wird der Beladungszustand so variiert, dass neben dem maximal zulässigen Gesamtgewicht auch die Extrempunkte maximale Vorder- bzw. Hinterachsbelastung abgetestet werden. Die Bewertung der Fahrzeugreaktion bezieht sich auf die seitliche Abweichung von dem durch den Lenkeinschlag beabsichtigten Kurs und auf die Größe des auftretenden Gier- bzw. Schwimmwinkels und damit auf die Gierstabilität.

Neben den Maximalwerten z. B. der Giergeschwindigkeit werden auch die Abweichungen vom Wunschkurs und abgeleitete Größen zum Zeitpunkt der üblichen Fahrerreaktion (in der Regel 1 s, ggf. 0,5 oder 2 s, Bild 2-161) zur Beurteilung ermittelt.

Diese Werte zum Beobachtungszeitpunkt für Giergeschwindigkeit bzw. Querbeschleunigung werden auf den Ausgangswert bei stationärer Kreisfahrt bezogen.

Auch Schwimmwinkeldifferenz und Fahrgeschwindigkeitsdifferenz können bewertet werden. Alle Größen werden in Abhängigkeit von der Bremsverzögerung dargestellt [40], [52]:

$$\bar{a}_{x,t} = \frac{\Delta V_x}{t} \quad \text{und} \quad \frac{\dot{\psi}_{t,\text{ref}}}{\dot{\psi}_{t,0}} = \frac{V_t/R_0}{\dot{\psi}_{t,0}} \quad (2.338)$$

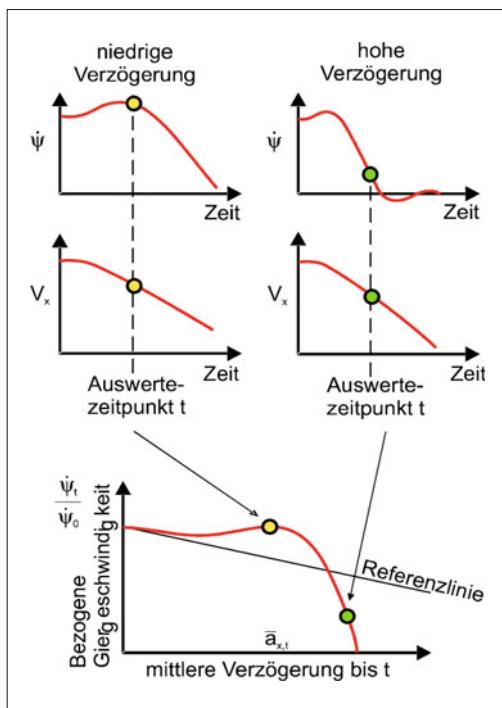


Bild 2-161: Kennwertbildung beim Bremsen aus statischer Kreisfahrt

Bremsen bei Geradeausfahrt

Das Manöver dient zur Beurteilung der Bremsverzögerung und der Fahrstabilität während des Bremsvorgangs bei Geradeausfahrt. Der Bremsdruck kann durch den Fahrer oder durch mechanische Hilfsmittel wie Pedalstützen oder Bremsmaschinen eingeregelt werden. Die Lenkradbetätigung kann durch den Fahrer als Kursregelung oder als *Free Control* bzw. *Fixed Control* erfolgen. Die Fahrbahnbedingungen sind entweder einheitlich trocken, nass oder auf Niedrigreibwertstrecken mit Schnee und Eis. Die Bremsungen bei μ -Split und μ -Jump werden hauptsächlich zur Beurteilung der Funktion von automatischen Blockierverhinderern (ABV und ESP) und dem erforderlichen Regelauflauf für den Fahrer bei der Regelbremsung herangezogen [40].

Verzögerungsmessung

Bei der Durchführung der Verzögerungsmessung ist darauf zu achten, dass der Bremsdruckaufbau sehr schnell erfolgt. Mindestens 90 % des Bremsdrucks sollten in weniger als 0,4 s erreicht werden. Wichtige Versuchsparameter sind die Fahrbahngriffigkeit und die Bremsentemperatur, die daher genau zu erfassen und konstant zu halten sind. Die Bremsdauer und der Bremsweg sind vom Erreichen von 5 % des maximalen

len Bremsdrucks bis zum Stillstand zu messen. Die Bremsbeschleunigung wird dabei berechnet zu:

$$a_x = \frac{1}{2} \cdot \frac{v_{x,0}^2}{s_{B,x}} \quad (2.339)$$

mit der Ausgangslängsgeschwindigkeit $v_{x,0}$ und dem Bremsweg $s_{B,x}$.

Für das Verzögerungsvermögen selbst existieren mehrere Kenngrößen:

- ♦ der Bremsweg als Funktion der Ausgangsgeschwindigkeit,
- ♦ die mittlere Verzögerung als Funktion des Bremsdrucks (alternativ: Bremspedalkraft oder Bremspedalweg),
- ♦ die Bremspedalkraft als Funktion der mittleren Verzögerung,
- ♦ die maximale Verzögerung als Funktion des Bremsdrucks (alternativ: Bremspedalkraft oder Bremspedalweg).

Kennzeichnend für die Güte einer Bremsanlage ist die sogenannte Kraftschlussausnutzung, also das Verhältnis des maximalen Verzögerungsvermögens bestimmt durch den Kraftschlussbeiwert μ . Daneben ist der Verlauf von Bremspedalkraft über dem Bremspedalweg und die resultierende Verzögerung ein wichtiges Merkmal für das Empfinden des Fahrers hinsichtlich Sicherheit und Fahrzeugcharakteristik. Dieses Kriterium unterliegt aber hauptsächlich der subjektiven Beurteilung [40].

Fahrstabilität und Kurshaltung

Zur Beurteilung von Fahrstabilität und Kurshaltung wird entweder der Regelauflauf, um das Fahrzeug auf Kurs zu halten (*Closed Loop*) oder die Spurabweichung des Fahrzeugs bei *Free Control* oder *Fixed Control* herangezogen. Es werden folgende Kenngrößen ermittelt [40]:

- ♦ die Seitenabweichung über dem Bremsweg,
- ♦ die Giergeschwindigkeit zum Beobachtungszeitpunkt T als Funktion der bis zum Zeitpunkt T mittleren Verzögerung,
- ♦ die Querbeschleunigung zum Beobachtungszeitpunkt T als Funktion der bis zum Zeitpunkt T mittleren Verzögerung,
- ♦ die maximale Gierbeschleunigung zum Beobachtungszeitpunkt T als Funktion der bis zum Zeitpunkt T mittleren Verzögerung.

Bremsen auf μ -Split

Das Manöver zur Bremsung auf μ -Split wird auf einer präparierten Fahrbahn mit einseitig niedriger Griffigkeit (μ -Split) durch Schnee bzw. Eis, Glasbausteine, Kunststofffolie oder Bitumenschlemme durchgeführt. Dabei erfolgt aus Geschwindigkeiten meist zwischen 60 und 120 km/h eine Geradeausbremsung mit unterschiedlichen Verzögerungen. Die Gierstabilität wird

bewertet durch die ohne Lenkkorrekturen während der Bremsung auftretenden Kursabweichungen, Giergeschwindigkeiten und Gierbeschleunigungen oder die zur Kurshaltung notwendigen Lenkkorrekturen. Auftretende Kursabweichungen, Giergeschwindigkeiten und Gierbeschleunigungen sollten möglichst gering sein. Die Gierreaktionen dürfen den Fahrer nicht überraschen und sollten mühelos korrigierbar sein [40], [52].

2.7.6.4 Lenkverhalten

Die objektive Beurteilung des Lenkverhaltens betrifft in erster Linie das instationäre Lenkverhalten. Zeit- und Verstärkungsverhalten eines Fahrzeugs auf Lenkeingaben sind von entscheidender Bedeutung für die Sicherheit und Stabilität des Fahrverhaltens. Die Fahrmanöver haben zum Ziel, die Parameter zu identifizieren, die das Fahrzeug als schwingungsfähiges System beschreiben. Dabei dienen die Fahrmanöver „sprungartiger Lenkeinschlag“, „Rechteckimpuls“, „Dreiecksimpuls“ und „Sinuslenken über eine Periode“ zur Ermittlung der Übertragungsfunktion. Das Eingeschwungene Sinuslenken dient zur Bestimmung von Amplitudenverhältnis und Phasengang.

Bild 2-162 zeigt die Veränderung der wichtigen Größen Dämpfungsmaß und gedämpfte Eigenfrequenz über der Fahrgeschwindigkeit.

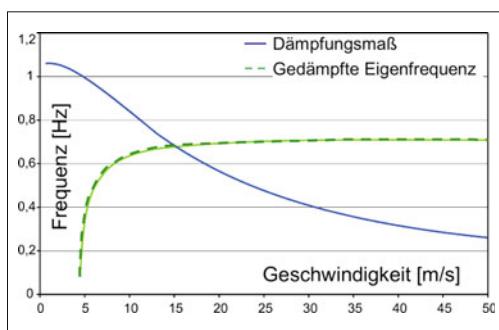


Bild 2-162: Dämpfungsmaß und gedämpfte Eigenfrequenz für das Einspurmodell [52]

Lenkwinkelsprung

Kennzeichnend für die Sprungantwort des Fahrzeugs ist die Verzögerung im Aufbau der Giergeschwindigkeit. Diese wird durch den Wert $T_{R\psi,90\%}$ und den Wert $T_{R\psi,max}$ beschrieben (**Bild 2-163**).

Bei der Abstimmung des Fahrverhaltens ist eine möglichst geringe Verzögerung beim Aufbau der Giergeschwindigkeit, ein geringes Überschwingen und ein schnelles Abklingen der Giergeschwindigkeitsschwingung wünschenswert. Die gleichzeitige Optimierung dieser Kenngrößen erzeugt Zielkonflikte hinsichtlich Fahrdynamik und Komfort.

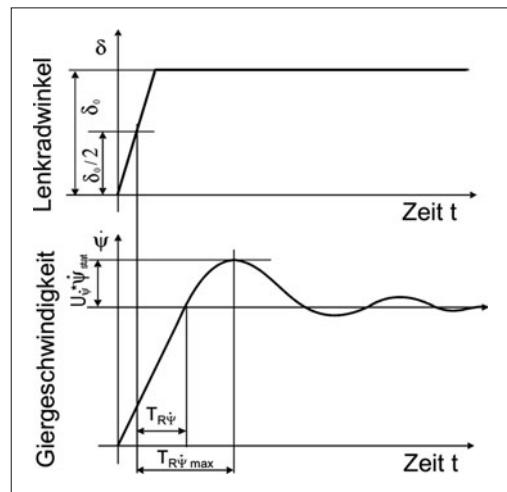


Bild 2-163: Lenkwinkelsprung und Ansprechverhalten

Sinuslenken

Die Ermittlung des Frequenzgangs als Verhältnis von Fahrzeugreaktion zu Lenkradwinkeleingabe erfolgt durch Stellen eines sinusförmigen Lenkradwinkels mit Frequenzen zwischen 0,2 und 2 Hz. Das Manöver wird mit einer vorher festgelegten Amplitude für alle Frequenzen und bei jeweils konstanten Fahrgeschwindigkeiten zwischen 80 und 120 km/h gefahren. Die Eingabe kann durch einen Testfahrt mit speziellen Hilfseinrichtungen zur Unterstützung der Sinusschwingung oder durch eine Lenkmaschine erfolgen. Die Auswertung erfolgt an Hand der Zeitschriebe. Daraus werden dann Amplitudenverhältnis und Phasenverschiebung zwischen Lenkradwinkel und Giergeschwindigkeit ermittelt (**Bild 2-164**).

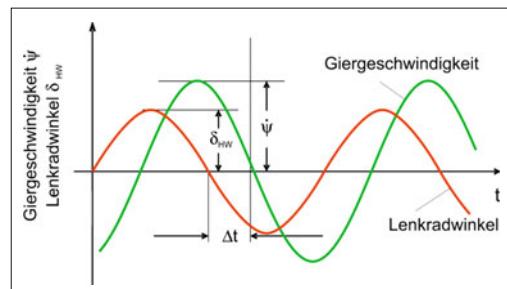


Bild 2-164: Sinuslenken zur Bestimmung von Amplitudenverhältnis und Frequenzgang [52]

Die günstige Auslegung von Amplitudenverhältnis und Phasenverzug ist sehr komplex und wird in [40] ausführlicher behandelt. Generell lässt sich sagen, dass die Auslegung den Regelungstechnischen Fähigkeiten des Menschen nicht zuwider laufen sollte.

Das erfordert zunächst, einen möglichst geringen Phasenverzug in dem für den Menschen zugänglichen Frequenzbereich bis 2 Hz.

- ♦ 0 Hz bis 0,4 Hz: Im Bereich der zur Fahrzeugführung wichtigen Lenkbewegungen kann der Fahrer auftretende Schwingungen zu 100 % ausregeln. In diesem Bereich soll das Fahrzeug mit möglichst wenig Phasenverzug reagieren.
- ♦ 0,4 Hz bis 2 Hz: Der Fahrer kann die Schwingung nur bedingt ausregeln, 2 Hz sind die Obergrenze für Aktionen des Fahrers.
- ♦ Über 2 Hz: Der Fahrer hat keine Möglichkeit, selbst auszuregeln und schaukelt die Schwingung durch gegenphasiges Lenken ggf. noch auf. Anregungen über dieser Frequenz z. B. durch Fahrbahnstörungen sollen vom Fahrzeug möglichst träge beantwortet werden. Das Amplitudenverhältnis sollte möglichst sehr klein sein.

Amplitudenverhältnis und Phasenwinkel beim Sinuslenken:

$$\hat{\delta}_H = \frac{\hat{\psi}}{f \cdot \Delta t} \quad (2.340)$$

$$\alpha = f \cdot \Delta t \cdot 360^\circ \quad (\text{Phasenwinkel}) \quad (2.341)$$

Der Frequenzgang kann auch aus den Fahrmanövern „Sinuslenken über eine Periode“, „Regelloses Lenken“ bzw. „Dreiecksimpuls“ ermittelt werden [40].

Lenkrückstellverhalten

In der Regel wird für dieses Kriterium das Lenkrad aus der stationären Kreisfahrt heraus freigegeben. Der Versuch wird mit verschiedenen Ausgangsgeschwindigkeiten und -querbeschleunigungen durchgeführt. Kennzeichnend sind die Zeitverläufe von Lenkradwinkel, Giergeschwindigkeit und Querbeschleunigung, sowie die Zeit, bis sich nach der Freigabe die Giergeschwindigkeit Null einstellt (**Bild 2-165**). Aus dem Zeitverlauf des Lenkradwinkels werden außerdem die maximale Überschwingbreite und das Dämpfungsmaß ermittelt [52].

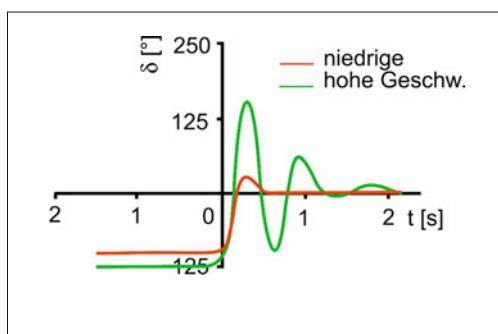


Bild 2-165: Lenkrückstellverhalten bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten [52]

Wünschenswert für die Abstimmung sind das möglichst schnelle Abklingen der Lenkraddrehschwingung und eine geringe Überschwingbreite.

Die maximale Amplitude nimmt dabei mit steigender Geschwindigkeit und steigender Beschleunigung zu. Das Dämpfungsmaß sinkt mit steigenden Querbeschleunigung bzw. Geschwindigkeit. Das Dämpfungsmaß wird gemäß Gl. (2.340) ermittelt, wobei A_n die Amplituden der Gierschwingungen sind [52].

$$D = \frac{\ln(r)}{\sqrt{\pi^2 + (\ln(r))^2}} \quad (2.342)$$

mit

$$r = \frac{1}{n-1} \left(\frac{A_1}{A_2} + \frac{A_2}{A_3} + \dots + \frac{A_{n-1}}{A_n} \right) \quad (2.343)$$

und A_1 als maximale Überschwingbreite.

2.7.6.5 Kurvenverhalten

Die objektive Beurteilung des Kurvenverhaltens bezieht sich auf die Eigenschaften bei stationärer Kreisfahrt sowie auf die Lastwechselreaktionen und das Verhalten bei Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt. Das Manöver wird genauer in DIN 70000 beschrieben.

Stationäres Lenkverhalten

In der stationären Kreisfahrt werden primär das Eigenlenkverhalten und der Gierverstärkfaktor bestimmt. Zusätzlich werden die Verläufe von Lenkwinkel, Lenkmoment sowie Wank- und Schwimmwinkel gemessen. Die Kenngrößen werden meist in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung ermittelt und daher aus der sogenannten quasistationären Kreisfahrt gewonnen. Dabei wird die Längsgeschwindigkeit bei konstantem Radius langsam stufenweise vom querkraftfreien Ausgangszustand bis zur maximalen Querbeschleunigung erhöht [40]. Die Messung erfolgt jeweils mindestens 3 Sekunden nachdem ein stationärer Zustand von Fahrgeschwindigkeit, Giergeschwindigkeit und Querbeschleunigung erreicht ist. In dem Manöver werden Kreisbahnen mit unterschiedlicher Geschwindigkeit und Radius befahren, wobei die Fahrt mit konstantem Radius am gebräuchlichsten ist.

Eigenlenkverhalten und Eigenlenkgradient EG

Das Eigenlenkverhalten wird heute durch die Abhängigkeit des Lenkradwinkels δ_H von der Querbeschleunigung definiert. Dazu wird auf einem konstanten Radius schrittweise beschleunigt und der Lenkwinkel für die verschiedenen Stufen der sich einstellenden Querbeschleunigung gemessen. Der Eigenlenkgradient ergibt sich aus der Steigung der Lenkwinkelkurve (**Bild 2-166**).

Die Kenngröße beschreibt die Tendenz eines Fahrzeugs zum Unter- bzw. Übersteuern bei Kurvenfahrt und ist ein wichtiges Kriterium für die Grundauslegung des Fahrverhaltens. Da das Ausbrechen des

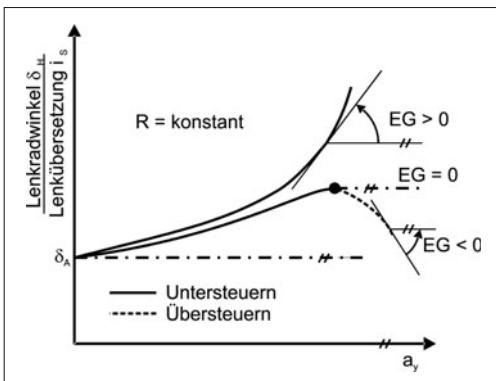


Bild 2-166: Lenkcharakteristik und Eigenlenkverhalten aus stationärer Kreisfahrt [52]

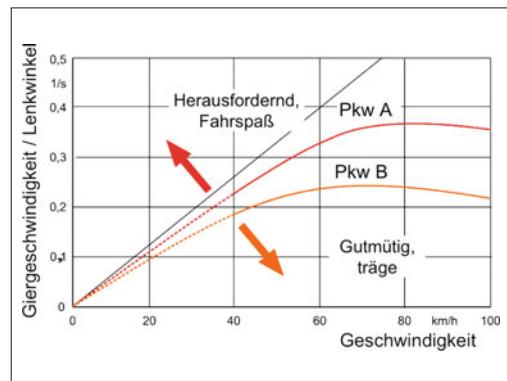


Bild 2-167: Gierverstärkungsfaktor und Fahrdynamikbewertung

Hecks als Folge eines stark übersteuernd ausgelegten Kurvenverhaltens schwer beherrschbar ist, sind heute alle Fahrzeuge grundsätzlich leicht untersteuernr ausgelegt. Der Einsatz von stabilisierenden Assistenzsystemen erlaubt es, moderne Fahrzeuge wieder mehr in Richtung übersteuernd abzustimmen, um die Agilität zu verbessern.

Definition des Eigenlenkgradienten:

$$EG = \frac{1}{i_s} \cdot \frac{d\delta_H}{da_y} - \frac{d\delta_A}{da_y} \quad (2.344)$$

- ♦ $EG > 0$: Untersteuern
- ♦ $EG = 0$: Neutralsteuern,
- ♦ $EG < 0$: Übersteuern.

Bei höheren Querbeschleunigungen ergibt sich eine nichtlineare Abhängigkeit des Eigenlenkgradienten von der Querbeschleunigung, die in erster Linie auf die Sättigung der Reifenkennlinie zurückzuführen ist.

Gierverstärkungsfaktor

Der Gierverstärkungsfaktor ist die Giergeschwindigkeit bezogen auf den Lenkwinkel. Aus der Abhängigkeit des Gierverstärkungsfaktors von der Fahrgeschwindigkeit werden die Kenngrößen „charakteristische Geschwindigkeit“ v_{char} und „kritische Geschwindigkeit“ v_{krit} abgeleitet (Bild 2-167) [58].

Definitionen

Charakteristische Geschwindigkeit: die Geschwindigkeit für ein untersteuerndes Fahrzeug, bei der der Gierverstärkungsfaktor ein Maximum erreicht.

Kritische Geschwindigkeit: die Geschwindigkeit für ein übersteuerndes Fahrzeug, bei der der Gierverstärkungsfaktor bei stationärer Kreisfahrt gegen unendlich geht.

Da übersteuernde Fahrzeuge heute nur noch selten vorkommen, ist die kritische Geschwindigkeit praktisch nicht von Bedeutung. Dagegen ist die charakteristische Geschwindigkeit, nämlich diejenige bei der das Fahrzeug am empfindlichsten auf Lenkeingaben reagiert, für die Abstimmung sehr wohl relevant [58].

Lastwechselreaktion aus stationärer Kreisfahrt

Mit dem Fahrmanöver zur Erfassung der Lastwechselreaktion wird die fahrdynamische Reaktion des Fahrzeugs bei einer plötzlichen Umkehr der Kraftrichtung in der Radaufstandsfläche unter Einfluss von Querbeschleunigungen untersucht. Es wird als Open-Loop-Manöver getestet, d. h. der Lenkradwinkel wird bei der Messung konstant gehalten.

Aus der stationären Kreisfahrt wird das Fahrpedal gelassen, sodass sich eine Verzögerung einstellt. Bei dem Manöver werden Querbeschleunigung und die Ausgangsbedingungen des Lastwechsels, also Fahrstufe und Fahrgeschwindigkeit variiert, um das Ausmaß der Änderung der Umfangskräfte zu verändern. Wie bei allen instationären Manövern ist die Fahrzeureaktion stark vom Beladungszustand und dem Reibbeiwert abhängig und wird bei entsprechenden Bedingungen getestet.

Die Beschreibung des Fahrverhaltens erfolgt über die Größen Giergeschwindigkeit, Gierbeschleunigung, Querbeschleunigung, Fahrspurradius und Fahrspurkrümmung. Ein Kennwert kann über die Veränderung der Giergeschwindigkeit (üblicherweise $1 \text{ s} = \text{Passivzeit des Fahrers}$) nach Einleitung des Lastwechsels in Abhängigkeit von der Veränderung der Längsgeschwindigkeit im selben Zeitraum oder in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung erfolgen. Es ist auch möglich, die Veränderung der Giergeschwindigkeit auf den Ausgangszustand oder auf den hypothetischen Wert eines Fahrzeugs ohne Lastwechselreaktion zu beziehen.

Ein Gütekriterium für die Beurteilung des Fahrverhaltens ist die aus der Gierreaktion folgende Kursänderung des Fahrzeugs. Eine möglichst geringe Abweichung vom ursprünglichen Radius bei moderatem Eindrehen in den Kreis ist wünschenswert (**Bild 2-168**). Der Fahrer hat so die Möglichkeit, mit einer Zurücknahme des Lenkwinkels den ursprünglichen Kurs wiederherzustellen. Zudem erfolgt durch die erhöhten Schräglaufwinkel eine Abbremsung des Fahrzeugs [40].

Ein Gütekriterium für die Beurteilung des Fahrverhaltens ist die aus der Gierreaktion folgende Kursänderung des Fahrzeugs. Eine möglichst geringe Abweichung vom ursprünglichen Radius ist wünschenswert. Der Kennwert ist bei hohen Reibschlussbeiwerten hauptsächlich vom Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs abhängig. Erst in zweiter Linie und verstärkt bei niedrigen Reibwerten kommt das Antriebskonzept zum Tragen. Dort zeigt der Allradantrieb Vorteile gegenüber Front- oder Heckantrieb [40].

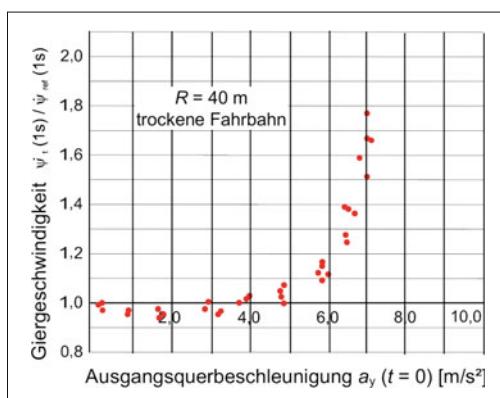


Bild 2-168: Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt [52]

Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt

Mit dem Fahrmanöver zur Messung des Fahrverhaltens beim Beschleunigen wird die fahrdynamische Reaktion des Fahrzeugs bei einer plötzlichen Zunahme der Antriebskräfte unter Einfluss von Querbeschleunigungen untersucht. Es wird als Open-Loop Manöver getestet. Aus der stationären Kreisfahrt wird das Fahrpedal gegen einen verstellbaren Anschlag bewegt. Bei dem Manöver werden Querbeschleunigung und die Höhe der Antriebskräfte variiert.

Die Beschreibung des Fahrverhaltens kann über die Veränderung der Giergeschwindigkeit (üblicherweise 1 und 2s) nach Beschleunigungsbeginn in Abhängigkeit von der Veränderung der Längsgeschwindigkeit im selben Zeitraum erfolgen.

2.7.6.6 Geradeausfahrt

Bei der Geradeausfahrt sollte ein Fahrzeug möglichst geringe Lenkkorrekturen erfordern und wenig anfällig für Störungen von außen sein. Dies betrifft vor allem Fahrbahnregungen und insbesondere Frequenzen über 0,4 Hz, da diese nicht mehr vollständig vom Fahrer ausgeregelt werden können. Auch der Lenkaufwand bei Seitenwindeinfluss und das Verhalten im Anhängerbetrieb sind Beurteilungskriterien für den Geradeauslauf.

Es sind drei Arten der Lenkradbetätigung üblich. Neben der Kursregelung durch den Fahrer kann das Lenkrad auch freigegeben oder in Geradeausposition fixiert werden, wobei dann die Kursabweichung als Gütekriterium betrachtet wird. Bei den letzten beiden Arten der Betätigung ist nur eine Beurteilung des Einflusses von Störungen möglich, nicht jedoch der Regelaufwand zur Kurshaltung.

Bei der Kursregelung durch den Fahrer erfolgt die objektive Beurteilung hauptsächlich mit zwei Verfahren. Dazu werden aus den Zeitverläufen der Lenkwinkel zum einen die Häufigkeitsverteilung und zum anderen die frequenzabhängige Darstellung als spektrale Leistungsdichte abgeleitet.

Die Häufigkeitsverteilung des Lenkradwinkels ist ein Maß für den zur Geradeausfahrt notwendigen Regelaufwand (**Bild 2-169**). Da diese Verteilung aber nicht nur von externen Störungen wie den Fahrbahnunebenheiten, sondern auch stark vom Fahrer, dessen Spurabweichungstoleranz und dessen Tagesform abhängig ist, kann es zu erheblich unterschiedlichen Ergebnissen für Fahrzeug und Fahrer kommen.

Mittels der spektralen Leistungsdichte werden in diesem Zusammenhang die auftretenden Lenkwinkel im

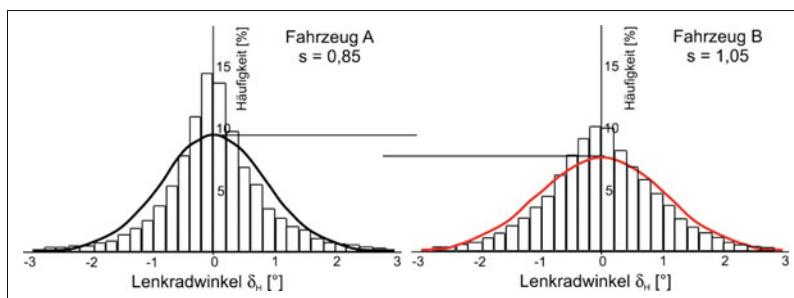


Bild 2-169:
Häufigkeitsverteilung
Lenkradwinkel bei
Geradeausfahrt
 $v = 150 \text{ km/h}$, BAB [52]

Frequenzbereich beschrieben. Dies erlaubt eine Verknüpfung mit den Fahrbahnanregungen, die oberhalb von 0,4 Hz Einfederungen und damit gekoppelte Radlenkwinkel im Bereich der Aufbaueigenfrequenz verursachen können. Dieser Zusammenhang wird in charakteristischer Weise von der Art der Radaufhängung geprägt. Grundsätzlich ist eine niedrige Leistungsdichte besonders im Bereich bis 0,4 Hz wünschenswert. Auch hier ist die Abhängigkeit vom Fahrer und dessen Tagesform noch sehr groß, was eine sinnvolle Beurteilung nur mit genauer Kenntnis des Fahrerverhaltens ermöglicht [40].

Anhängerbetrieb

Das Verhalten von Pkws mit Anhängern wird als ein Teil der Untersuchungen zur Geradeausfahrt betrachtet. Beim Fahrbetrieb mit Anhängern, insbesondere mit Wohnwagen, kann es mit zunehmender Geschwindigkeit zu Pendelerscheinungen kommen. Es wird daher untersucht, bis zu welcher Geschwindigkeit keine oder stark gedämpfte Pendelschwingungen am Anhänger auftreten.

Bei der Beurteilung des Fahrverhaltens von Pkw-Anhänger Gespannen ist die Dämpfung die entscheidende Kenngröße. Zur Ermittlung der bestimmenden Parameter für das Verhalten eines Anhängers kann analog zum Einspurmodell ein Einradmodell hergeleitet werden. Mit diesem Modell wird das Pkw-Anhänger Gespann als schwingungsfähiges System beschrieben. Auch hier werden zur Vereinfachung die Räder einer Achse zu einem Rad zusammengezogen und der Aufbau in die Fahrbahnebene projiziert. Zudem wird vereinfachend angenommen, dass die Masse des Anhängers keine Rückwirkung auf die Masse des Pkw hat ($m_{\text{Pkw}} \gg m_{\text{Hänger}}$) (Bild 2-170).

Der formelmäßige Zusammenhang für die Dämpfung des Gespanns lautet:

$$D = \frac{c_{s,A}}{2 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{c_{s,A}((\theta_{z,A}/l^2) + m_A)}{l}}} \quad (2.345)$$

Tabelle 2-29: Formelzeichen zur Beschreibung der Dämpfung des Pkw-Anhänger-Gespanns.

Beschreibung	Zeichen
Anhänger-Achsschräglaufrateigkeiten	$c_{s,A}$
Längsgeschwindigkeit im Kupplungspunkt	V
Gierträgheitsmoment des Anhängers	$\theta_{z,A}$
Masse des Anhängers	m_A
Deichsellänge (Kupplung-Schwerpunkt)	l

Der Fahrversuch findet auf einer ebenen, geraden Fahrbahn mit hoher Griffigkeit statt. Aus der Geradeausfahrt mit gleichmäßiger Geschwindigkeit, die in Stufen bis in die Nähe der kritischen Geschwindigkeit oder bis zur Höchstgeschwindigkeit variiert wird, kann das Lenkrad in verschiedener Weise betätigt werden. Zunächst werden leichte sinusförmige Lenkbewegun-

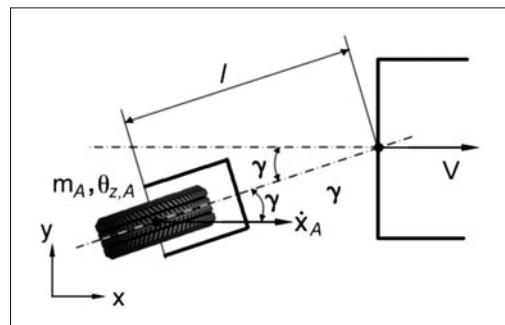


Bild 2-170: Einradmodell des Anhängers [52]

gen um die Mittellage mit unterschiedlicher Frequenz ausgeführt, um die Eigenfrequenz der Pendelbewegung des Anhängers zu ermitteln. Danach wird das Gespann bei dieser Eigenfrequenz angeregt. Die Amplituden der Lenkbewegung sind sehr gering. Die Versuche werden immer bei niederen Geschwindigkeiten begonnen. Die Geschwindigkeit wird in kleinen Schritten gesteigert. Nimmt die Pendelbewegung deutlich zu, so nähert sich das Gespann der kritischen Geschwindigkeit und auf eine weitere Steigerung der Geschwindigkeit ist unbedingt zu verzichten. Bei Fahrt mit der kritischen oder höheren Geschwindigkeit schaukelt sich das Gespann auf und ist auch für den erfahrenen Fahrer nicht mehr abzufangen.

Ein alternatives Verfahren zur Bestimmung der Dämpfung im Fahrversuch ist die Anregung des Gespanns mit einem impulsförmigen Lenkeinschlag mit einer kurzen Gegenlenkbewegung, um das Gespann wieder auf Geradeausfahrt zu bringen. Das Dämpfungsmaß wird dann rechnerisch aus den Verhältnissen der abklingenden Amplituden des Knickwinkels analog dem Dämpfungsmaß des Lenkrückstellverhaltens (s. Gl. (2.342)) berechnet. Die Versuche sind mit verschiedenen Beladungszuständen im Rahmen der zulässigen Lasten sowohl des Zugfahrzeugs als auch des Anhängers durchzuführen.

Als Entwicklungsziel gilt, dass das Gespann auch mit einem ungünstigen Massenverhältnis zwischen Zugfahrzeug und Anhänger die gesetzlich zugelassene Höchstgeschwindigkeit sicher erreichen muss. Damit ein ausreichender Abstand von der kritischen Geschwindigkeit gewährleistet ist, sollte diese so hoch wie möglich sein.

Gängige objektive Kenngrößen

Gängige objektive Kenngrößen sind (Bild 2-171):

- ◆ die Geschwindigkeit, bei der die Dämpfung 0,05 beträgt,
- ◆ die Geschwindigkeit, bei der die Dämpfung 0 beträgt (kritische Geschwindigkeit),
- ◆ das Dämpfungsmaß bei 100 km/h.

Zur Verbesserung der Pendelstabilität helfen die in Tabelle 2-30 aufgeführten Maßnahmen.

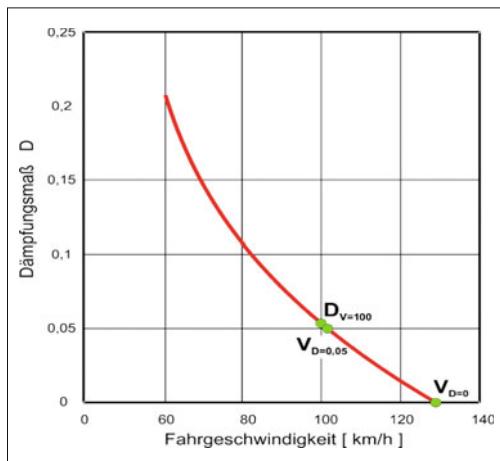


Bild 2-171: Dämpfungsmaß der Knickwinkelschwingung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit

Tabelle 2-30: Maßnahmen zur Verbesserung der Pendelstabilität von Pkw-Anhänger-Gespannen

Am Zugfahrzeug	Am Anhänger
größere Masse	geringere Masse
größerer Radstand	größere Deichsellänge
geringerer Kupplungsüberhang	größere Stützlast (Optimum vorhanden)
größeres Gierträgheitsmoment	geringeres Gierträgheitsmoment
größere Schräglauftiefe	größere Schräglauftiefe
Allradantrieb	Knickwinkeldämpfung
größere Wanksteifigkeit	größere Wanksteifigkeit
ESP und ABS	Stabilitätssteigerndes Kupp lungskonzept

Seitenwindverhalten

Unter Einfluss von Seitenwind kann das Fahrzeug eine Richtungsänderung und einen Kursversatz erfahren. Bewertet werden das Ausmaß der Störung, wie schnell die Störungen abklingen und der Lenkaufwand, der erforderlich ist, das Fahrzeug geradeaus zu führen. Um diese Aussagen zu gewinnen, wird das Lenkrad während der geregelten Geradeausfahrt zeitweise freigegeben oder festgehalten. Die Störung des Geradeauslaufs durch die Einwirkung von Seitenwind kann je nach Schwere als Komfort- oder Sicherheitsthema betrachtet werden.

Wünschenswert für die Auslegung des Fahrverhaltens ist eine möglichst geringe Fahrzeugreaktion auf diese Störung bzw. ein möglichst geringer Effektivwert des Lenkradwinkels zur Kursregelung. Treten Störungen der Kurs- und Richtungshaltung auf, so sollten sie gut gedämpft verlaufen, damit dem Fahrer hinreichende Reaktionszeiten zur Verfügung stehen. Als besondere Bedingung für diesen Versuch ist das Durchfahren der Seitenwindstrecke mit Dachbeladung bzw. mit Anhänger zu sehen. Detaillierte Informationen zur

Physik des Seitenwindverhaltens sind in Abschnitt 2.1.2 zu finden.

2.7.6.7 Fahrkomfort (objektiv)

Die wichtigsten Kriterien zur Beurteilung des Fahrkomforts sind in Abschnitt 2.7.5.7 angeführt und die Physik der Vertikaldynamik ist in Abschnitt 2.4 sehr ausführlich beschrieben. Der Fahrkomfort umfasst die Gesamtheit aller auf die Insassen einwirkenden Mechanismen und akustischen Schwingungen, die in Abschnitt 5.1 behandelt werden.

Die wesentlichen, für die objektive Beurteilung des Fahrkomfort ermittelbaren Größen sind die Geräusche im Fahrgastraum, gemessen in der Nähe des Ohrs des Fahrers, und Aufbaubeschleunigungen, gemessen an den Stellen, an denen der Fahrer mit dem Aufbau direkt in Kontakt steht, nämlich dem Sitz [56], dem Bodenblech, dem Lenkrad und dem Schaltungsknauf.

Der Fahrkomfort wird wie in der **Tabelle 2-7** dargestellt beeinflusst durch die Festlegung der Parameter Aufbaumasse, Aufbau- und Reifenfedersteifigkeiten und -dämpfungskonstanten. Auch eine gute Isolierung von Schwingungen, die vom Fahrwerk und vom Antriebsaggregat zum Aufbau gelangen, mit Hilfe von Gummi-Metalllagern und Dämmatten verbessert den Fahrkomfort deutlich.

Neben den Vertikalbeschleunigungen sind auch die Wank- und Nickbeschleunigungen komfortrelevant.

2.8 Aktive und passive Sicherheit

Die Zahl der im Straßenverkehr getöteten Personen in Deutschland ist seit ca. 1970 rückläufig (siehe Bild 2-172). Dies ist besonders bemerkenswert, da in der gleichen Zeitspanne eine deutliche Steigerung des Verkehrsaufkommens stattfand. Signifikante Verringerungen wurden beispielsweise durch die Einführung der Höchstgeschwindigkeit auf Landstraßen (1972) und die Gurtpflicht (1984) erreicht. Neben diesen Rahmenbedingungen des Gesetzgebers tragen Innovationen der aktiven und passiven Sicherheit von Pkw einen erheblichen Anteil zur gestiegenen Verkehrssicherheit bei.

Die Integration von aktiver und passiver Sicherheit ist ein zentrales Thema im Bereich der Unfallverhütung und Unfallfolgenminderung. Passive Sicherheitssysteme verringern im Falle eines Unfalls die Unfallfolgen, wohingegen aktive Systeme durch einen Eingriff in den Fahrvorgang versuchen, den Unfall zu verhindern oder die Unfallschwere zu verringern. Neben einem allgemeinen Überblick sollen die wichtigsten aktiven Systeme aus dem Bereich der Fahrwerkstechnik erläutert werden. Deren Beschreibung ist in Kapitel 8 zu finden. Bereits im Markt etabliert sind Stabilisierungssysteme wie ABS, ESP und Antriebsschlupfregelung.

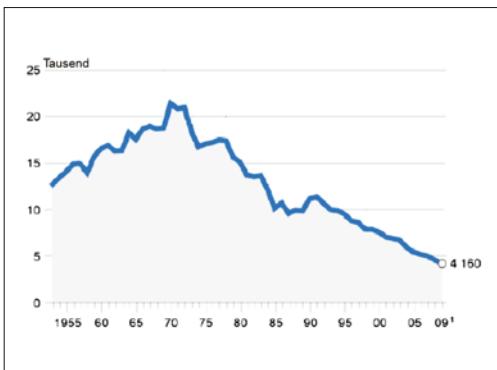


Bild 2-172: Entwicklung der Zahl der im Straßenverkehr getöteten Personen von 1953 bis 2009 [60]

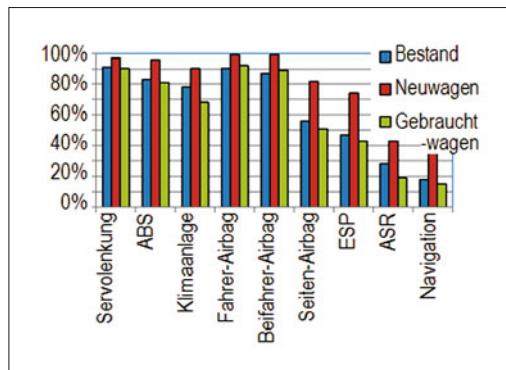


Bild 2-173: Ausstattungsgrad mit Sicherheitssystemen 2008 (DAT)

Die passive Sicherheit zur Unfallfolgenminderung ist seit Jahren zu immer größerer Perfektion entwickelt worden. Neben Verbesserungen der Karosserie und einer Zunahme der Airbags innerhalb des Fahrzeugs sind hier auch Systeme zur Verbesserung des Unfallverhaltens bei Fußgängerkollisionen durch die geeignete Gestaltung der Aufprallflächen und Airbags auf Motorhaube und Windschutzscheibe zu nennen. Neue Gesetzesvorgaben für den Fußgängerschutz erfordern eine kontinuierliche Weiterentwicklung der passiven und aktiven Systeme. Neben der optimalen Gestaltung von sich definierter deformierenden Blechen mit großen Abständen zu harten Bauteilen (z. B. Motor) werden auch aktive Systeme eingesetzt, die Kollisionsfolgen abmildern. **Bild 2-173** zeigt die Entwicklung des Ausstattungsgrads mit Sicherheitssystemen von Neu- und Gebrauchtwagen in Deutschland im Vergleich zu Fahrzeugen im Bestand von 2008.

Systeme wie Servolenkung, ABS und Fahrer- sowie Beifahrer-Airbags weisen sowohl bei Bestands-, als auch Neu- und Gebrauchtwagen eine Ausstattungsquote von über 80 % auf. Diese tragen daher einen erheblichen Anteil an der Sicherheitssteigerung im Straßenverkehr. Deutlich erhöhte Ausstattungsraten bei Neuwagen weisen Seiten-Airbags und das ESP auf. In den USA ist nach der Reifendruckmessung im Jahr 2000 auch das ESP ab September 2011 verpflichtend. Daher ist von einem zunehmenden Einfluß des Systems auszugehen, da vor allem Unfälle durch Schleudern vermieden werden können.

Die Funktionen zur passiven Sicherheit werden noch stärker als bisher von Elektronik und Sensortechnik profitieren, indem die Systeme Fahrzeug und Fahrer optimal auf den detektierten, bevorstehenden Unfall vorbereiten. Bereits im Vorfeld eines Crashes wird z. B. der Fahrer in eine für die Wirkung der Rückhalteeinrichtungen optimale Sitzposition gebracht. Dazu zählen neben der Aufrichtung der Sitzlehnen auch die Verstellung der Kopfstützen und ggf. die Veränderung der Sitzposition. Diese Systeme werden noch durch

Sensoren aufgewertet, die Aussagen über Größe und Gewicht der Insassen liefern. Dies kann durch Kraftmesseinrichtungen am Sitzgestell oder in der Sitzfläche erfolgen. Die Position des Insassen kann dann ebenso wie die Auslösegeschwindigkeit und -intensität des Airbags angepasst werden. Automatisches Schließen von Fenstern und Schiebedächern verhindert die Gefahr der Intrusion von Fremdkörpern in den Fahrzeuginnenraum. Die aktive Unterstützung passiver Systeme zur Unfallfolgenminderung kann als größtes Verbesserungspotenzial der passiven Sicherheit gesehen werden.

Passive Sicherheitssysteme können die Unfallfolgen zwar abmildern, aber keine Unfälle verhindern, wenn der Fahrer durch Übermüdung oder Unachtsamkeit nicht oder falsch reagiert. Die Versicherer zählen rund 25 Prozent der schweren Unfälle in die Kategorie der durch Müdigkeit ausgelösten Unfallereignisse. Weitere 14 Prozent aller Unfälle werden der Unachtsamkeit der Fahrer zugeschrieben. In diesen Zahlen zeigt sich die hohe Bedeutung aktiver Sicherheitssysteme für die Vision vom unfallfreien Fahren.

Die Systeme zur aktiven und passiven Sicherheit werden in den Kapiteln 3, 7 und 8 beschrieben.

Moderne Sicherheitssysteme unterstützen Normalfahrer zudem in Situationen, die lediglich einen geringen zeitlichen Anteil an den zurückgelegten Fahrtkilometern haben. Antrieb und Bremsen auf unterschiedlichen Griffigkeiten links und rechts werden durch Schlupfregelsysteme oder aktive Lenkungen korrigiert. Zudem ermöglicht erweiterte Sensorik (beispielsweise Radar), den Bremsdruck in Notsituationen bereits im Vorfeld zu erhöhen. Durch Notbremsassistenz wird nach Sensierung einer Gefahrbremsung zudem der Bremsdruck erheblich schneller aufgebaut. Dadurch wird möglichst schnell der ABS-Regelbereich und somit das Optimum an Längsverzögerung und gleichzeitiger Lenkbarkeit erreicht. Dies trägt zu einer erheblichen Reduktion des Anhaltewegs bei.

Literatur

- [1] Wallentowitz, H.: Längsdynamik von Kraftfahrzeugen. 2. Auflage, Schriftenreihe Automobiltechnik, Aachen, 1998
- [2] Mischke, M.; Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. 4. Auflage, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2005
- [3] N.N.: Der Reifen – Rollwiderstand und Kraftstoffersparnis. Jubiläumsausgabe, Erstauflage, Société de Technologie Michelin, Michelin Reifenwerke KgaA, Karlsruhe, 2005
- [4] Braess, H.-H., Seiffert, U.: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. 2. Auflage, Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2001
- [5] N.N.: Ratgeber Reifen – Spritsparen mit moderner Reifentechnik. Beilage zur Auto Bild von Michelin in der Ausgabe Reifen-Spezial 2008
- [6] ISO-Norm 8767, Pkw-Reifen – Methoden der Rollwiderstandsmeßung; 1992; ISO-Norm 9948, Lkw- und Busreifen – Methoden der Rollwiderstandsmeßung; 1992
- [7] SAE-Norm J1269, Rollwiderstands-Messverfahren für Pkw-, Leicht-Lkw- und Schwer-Lkw-Reifen. REAF SEP2000; SAE-Norm J2452, Methode der „schrittweisen Verlangsamung“ zur Rollwiderstandsmeßung von Reifen, Juni 1999
- [8] N.N.: Entwicklung des Luftwiderstandbeiwertes Auto Bild
- [9] Wallentowitz, H.; Holtschulze, J.; Holle, M.: Fahrer-Fahrzeug-Seitenwind. VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, Hannover, 2001
- [10] Wallentowitz, H.: Fahrer-Fahrzeug-Seitenwind. Dissertation, TU Braunschweig, 1979
- [11] Brand, W.: Untersuchungen zur Seitenwindempfindlichkeit verschiedener Pkw unter natürlichen Windbedingungen. Diplomarbeit, RWTH Aachen, 2001
- [12] Schaible, S.: Fahrzeugseitenwindempfindlichkeit unter natürlichen Bedingungen. Dissertation, RWTH Aachen, 1998
- [13] Sorgatz, U., Buchheim, R.: Untersuchung zum Seitenwindverhalten zukünftiger Fahrzeuge. In: Automobiltechnische Zeitschrift 1/84, 1992
- [14] Mit Vollgas in den Klimakollaps? Wolfgang Tiefensee. www.n-tv.de/762862.html, 8.2.2007
- [15] Heizwert siehe: de.wikipedia.org/wiki/Heizwert, 5.3.2007
- [16] NN, Firmen Informationsblatt AUDI – Ingolstadt 2007
- [17] Holtschulze, J.; Goertz, H.; Hüsemann, T.: A Simplified Tyre Model for Intelligent Tyres. 3rd International Tyre Colloquium, Vol. 24, No. 4, 2004
- [18] Wallentowitz, H.: Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen. 4. Auflage, Schriftenreihe Automobiltechnik, Aachen, 2000
- [19] Holtschulze, J.: Analyse der Reifenverformung für eine Identifikation des Reibwerts und weiterer Betriebsgrößen zur Unterstützung von Fahrdynamikregelsystemen. Dissertation, RWTH Aachen, 2006
- [20] Ammon, D.; Gnädler, R.; Mäckle, G.; Unrau H.-J.: Ermittlung der Reibwerte von Gummistollen. In: Automobiltechnische Zeitschrift, 7-8 Jahrgang 106, Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2004
- [21] Möckle, G.; Schirle, T.: Active Tyre Tilt Control ATTC – Das neue Fahrwerkkonzept des F400 Carving. 11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2002, Band 1, S. 395–408.
- [22] Kummer, H. W.: Unified Theory of Rubber and Tyre Friction. Engineering Research Bulletin B-94 The Pennsylvania State University, 1966
- [23] Wöhman M.: Manuskript zur Vorlesung, FH Wismar 2007
- [24] Bösch, P.; Ammon, D.; Klempau, F.: Reifenmodelle – Wunsch und Wirklichkeit aus Sicht der Fahrzeugentwicklung. DaimlerChrysler AG, Research&Technology, 4. Darmstädter Reifenkolloquium, Oktober 2002
- [25] Holtschulze, J.: Die Bedeutung des Reifens in der Fahrwerksentwicklung. 6. Tag des Fahrwerks am Institut für Kraftfahrwesen ika der RWTH Aachen, Oktober 2008
- [26] Leister, G.: Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung, ATZ/MTZ Fachbuch, 1. Auflage, Vieweg Teubner GMV Fachverlage, Wiesbaden, 2009
- [27] Hein, R.; Bauer, T.: Die Runflat Reifentechnologie – Der BMW Weg zu noch besserer Mobilität und noch höherer aktiver Sicherheit. 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2006, Band 2, S. 867–880
- [28] Matschinsky, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge. 2. Auflage, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1998
- [29] Schlitt, H.: Systemtheorie für regellose Vorgänge. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1960
- [30] Braun, H.: Untersuchungen über Fahrbahnunebenheiten. Deutsche Kraftfahrtforschung und Verkehrstechnik, Düsseldorf: VDI Verlag, Heft 186
- [31] Ueckermann, A.: Das bewertete Längsprofil. In: Straße + Autobahn, 01/2005
- [32] N.N.: Frequenzbewertete Aufbaubeschleunigung. VDI Richtlinie 2057, 2002
- [33] Forkel, D.: Ein Beitrag zur Auslegung von Kraftfahrzeuglenkungen. In: Deutsche Kraftfahrtforschung und Verkehrstechnik, Heft 145, 1961
- [34] Fiala, E.: Kraftkorrigierte Lenkgeometrie unter Berücksichtigung des Schräglauwinkels. In: ATZ 61, 1959
- [35] Mischke, M.: Das Einspurmodell von Riekert-Schunck. In: ATZ Nr. 107 11/2005
- [36] Pruckner, A.: Nichtlineare Fahrzustandsbeobachtung und -regelung einer Pkw-Hinterradlenkung. Dissertation an der RWTH Aachen, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen, Aachen, 2001
- [37] Wallentowitz, H.: Hydraulik in Lenksystemen für 2 und 4 Räder. HDT Tagung T-30-302-056-9, 1989
- [38] Adomeit, G.: Dynamik I. Unterlagen zur Vorlesung an der RWTH Aachen, 1989
- [39] Zamow, J.: Beitrag zur Identifikation unbekannter Parameter für fahrdynamische Simulationsmodelle. VDI Berichte Reihe 12, Nr. 217, 1994
- [40] Rompe, K.; Heißing, B.: Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen. Köln: Verlag TÜV Rheinland, 1984
- [41] Rake, H.: Regelungstechnik A. Umdruck zur Vorlesung an der RWTH Aachen, 22. Auflage, Aachener Forschungsgesellschaft Regelungstechnik, 1998
- [42] Bismis, E.: Testverfahren für das instationäre Lenkverhalten. In: Entwicklungsstand der objektiven Testverfahren. Kolloquienreihe „Aktive Fahrsicherheit“, Köln: Verlag TÜV Rheinland, 1978
- [43] Bantle, M.; Braess, H.-H.: Fahrwerklauslegung und Fahrverhalten des Porsche 928. In: ATZ 1977
- [44] Berkefeld, V.: Theoretische Untersuchungen zur Vierradlenkung, Stabilität und Manövrierbarkeit. HDT Tagung T-30-930-056-9, 1989
- [45] Reif, K.: Automobilelektronik. ATZ/MTZ Fachbuch. 2. Auflage. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2007
- [46] Bleck, U.; Heißing, B.; Meyer, B.: Analyse der Lastwechselreaktionen mittels Simulation und Messung. VDI-Bericht
- [47] Burckhart, M.: Der Einfluss der Reifenkennlinien auf Signalgewinnung und Regelverhalten auf Fahrzeuge mit ABS. In: Automobil-Industrie 3/87
- [48] Becker, K. (Hrsg.): Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen III. Renningen-Malmsheim: Expert Verlag, 2009
- [49] Bundesministerium für Forschung und Technologie (Hrsg.): Technologien für die Sicherheit im Straßenverkehr. Frankfurt/Main: Umschau Verlag, 1976
- [50] Becker, K. (Hrsg.): Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen I. Renningen-Malmsheim: Expert Verlag, 2000

- [51] Becker, K. (Hrsg.): Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II. Renningen-Malmsheim: Expert Verlag, 2002
- [52] Heißing, B.: Vorlesung „Dynamik der Straßenfahrzeuge“. Manuskript zur Vorlesung, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, TU München, 2006
- [53] VDA (Hrsg.): Auto Jahresbericht 2002. Frankfurt am Main
- [54] N.N.: Fahrdynamik-Tests Auto Bild. S. 51 Heft 14, 2007
- [55] Henker, E.: Fahrwerktechnik – Grundlagen, Bauelemente, Auslegung. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1993
- [56] Heißing, B.; Brandl, H. J.: Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens. 1. Auflage, Würzburg: Vogel Verlag, 2002
- [57] Stall, E.; Bensinger, J.; Van Dest J. C.: Neue Gelenke zur Isolation von Motoranregungen beim Frontantrieb. In: ATZ 95 (1993), S. 204–209
- [58] Zomotor, A.: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten. 1. Aufl., Würzburg: Vogel Buchverlag, 1987
- [59] Haldenwanger, H. G.: Entwicklung und Erprobung von Sitzen. In: ATZ 84 (1982), S. 437–446
- [60] Statistisches Bundesamt, Wiesbaden, 2010 (www.destatis.de)
- [61] Diermeyer, F.: Methode zur Abstimmung von Fahrdynamikregelsystemen hinsichtlich Überschlagsicherheit und Agilität. Dissertation, TU München, 2008

3 Bestandteile des Fahrwerks

Der größte Teil des Buches ist den Bestandteilen des Fahrwerks gewidmet. Unter dem Begriff *Bestandteile* sind die Untersysteme des Fahrwerks und dessen Module und Bauteile zu verstehen. In diesem Kapitel werden deren Struktur aufgezeigt und die einzelnen Untersysteme mit deren Aufgaben, Bedeutung, Ausführungen und Funktionen vorgestellt.

Die Achsen und Radaufhängungen mit ihren Komfort-eigenschaften (NVH) inklusive Aggregatelagerungen werden in Kapiteln 4 und 5 behandelt. Die übergreifenden aktiven und restlichen semiaktiven (elektro-nischen) Fahrwerkfunktionen und Assistenzsysteme sind im Kapitel 8 zusammengefasst.

3.1 Struktur des Fahrwerks

Da die Struktur des Fahrwerks sich sowohl nach Funktion als auch nach Gestalt definieren lässt, ergibt sich eine Systematik, die nicht immer überschneidungsfrei ist.

3.1.1 Funktionelle Struktur des Fahrwerks

Die Funktionen des Fahrwerks sind:

- ◆ (Rad)führen,
- ◆ Lenken,
- ◆ Federn,
- ◆ Dämpfen,
- ◆ Bremsen,
- ◆ Antreiben,
- ◆ (Rad)lagern,
- ◆ Kontakt zur Fahrbahn herstellen,
- ◆ Fahrwerkfunktionen koordinieren und regeln,
- ◆ (Fahrer) assistieren.

Diese Funktionen werden von Teilsystemen des Fahrwerks erfüllt, wie Achssystem, Lenkungssystem, Fe-

derungssystem, Dämpfungssystem, Bremssystem, Antriebssystem, Reifensystem, Fahrdynamiksystem, Fahrerassistenzsystem. Die physikalischen Komponenten zur Realisierung der Funktionen lassen sich meist nicht unabhängig von anderen Systemkomponenten betrachten. Sie sind auch nicht immer als vormontierbare Module zusammenzufassen.

Zum Bremssystem gehören z. B. Bremspedal, Bremskraftverstärker, Bremszylinder, Bremskraftverteiler, ABS/ESP Hydrauliksteuerblock, Bremssattel, Bremscheiben, Bremsflüssigkeit, Hydraulikleitungen, Bremssensorik, Bremsregelungselektronik. Diese müssen zwar zusammen entwickelt, getestet und freigegeben werden, haben eine gemeinsame Regelungs-strategie und Steuerungssoftware, befinden sich aber räumlich nicht in unmittelbarer Nähe.

Das Layout der Funktionsstruktur hat bei der Entwick-lung und Funktionserfüllung eine große Bedeutung. Es leitet sich weniger aus den Notwendigkeiten der Ferti-gung und Montage der Bauteile ab. Der Grund dafür ist einerseits die bedienungs- und funktionsgerechte, voneinander getrennte räumliche Unterbringung der Komponenten und andererseits, die wegen der Teilinteg ration entstandene Erfüllung mehrere Funktionen durch ein einziges Bauteil oder Modul.

Für das Bremssystem wäre z. B. die Radbremse be-stehend aus Bremsscheibe, Bremssattel, Bremsbelägen und Leitungen ein vormontierbares Modul.

Die Systeme unterscheiden sich in Arbeitsweise und Aufbau, beeinflussen jedoch in unterschiedlicher Wei-se die Fahrdynamik des Gesamtfahrzeugs und müs-sen daher aufeinander abgestimmt sein [1]. Obwohl jedes der Systeme autonom arbeiten könnte, ergibt sich durch eine ausgewogene Systemintegration eine bessere Funktionalität, wie z. B. Querstabilitätsrege-lung durch integrierte Motorsteuerung, Bremseingriff, Torque Vectoring bzw. Lenkung. Deshalb werden die Funktionen in einer übergeordneten Funktionsebene zusammengeführt, die „Domänen“ genannt werden (**Bild 3-1**).

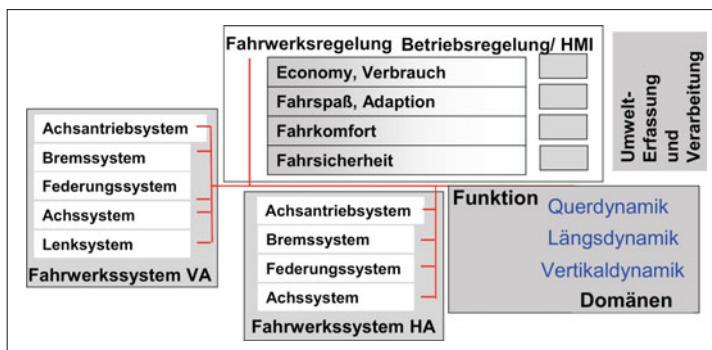


Bild 3-1:

Domänenstruktur des Fahrwerks und die dazugehörigen Funk-tionen; HMI Human Maschine Interface, VA Vorderachse, HA Hinterachse [2]

Das Fahrzeug hat drei funktionelle Domänen:

- ◆ *Längsdynamik* (Antrieb, Bremsen, Reifen),
- ◆ *Vertikaldynamik* (Federung, Dämpfung, Reifen),
- ◆ *Querdynamik* (Lenkung, Einzelradbremsung, Einzelradantrieb, Eigenlenkverhalten, Reifen).

Die einzelnen Regelsysteme können nach ihrer primären Funktion den drei fahrdynamischen Domänen zugeordnet werden, sind aber funktional nicht auf eine Domäne beschränkt [2].

3.1.2 Modulare Struktur des Fahrwerks

Die Funktionsstruktur des Fahrwerks ist für dessen konstruktiven Aufbau und Montage nicht zweckmäßig, deshalb muss parallel dazu eine montagegerechte Modulstruktur definiert werden. Hier werden auch die Komponenten mit einbezogen, die zum Führen des Fahrzeugs erforderlich sind: Lenkrad, Lenksäule, Pedalerie.

Die vormontierbaren Module des Fahrwerks bestimmen dessen gestalterische Struktur. Diese lassen sich entsprechend der Montagereihenfolge in mehreren Ebenen aufteilen (**Bild 3-2**):

Oberste Ebene → Fahrwerk

- ◆ Achsen
- ◆ Rad/Ecke (Corner)
- ◆ Reifen, Felgen
- ◆ Aggregatelagerung

Mittlere Ebene → Achsen, Corner, Reifen

- ◆ Vorderachse
 - Achsträger
 - Stabilisator
 - Aggregatelagerung
 - Achsantrieb (Seitenwellen)
 - Lenkung
- ◆ Hinterachse
 - Achsträger
 - Stabilisator
 - Achsantrieb (Seitenwellen, Differenzial, Differenziallagerung)

◆ Rad /Ecke (Corner)

- Radführung
- Feder / Dämpfer
- Radlagerung
- Radbremse

◆ Reifen, Räder

- Felgen
- Reifen
- Reifendrucksensor

Untere Ebene → Bestandteile

- ◆ Achsträger: Hilfsrahmen, Hilfsrahmenlagerung,
- ◆ Stabilisator: Stabilisatorstange, Stabilisatorlagerung, Stabilisatorenlenker,
- ◆ Aggregatelagerung: Gummilager, Hydrolager
- ◆ Achsantrieb: Differenzial, Seitenwellen, Antriebslagerung,
- ◆ Lenkung: Spurstange, Lenkgetriebe, Leitungen, Lenkwelle, Lenksäule, Lenkrad, Lenksensorik,
- ◆ Radführung: Lenker mit Gelenken, Radträger, Radnabe, Radlager, Sensorik,
- ◆ Feder/Dämpfer: Feder, Federteller, Dämpfer, Dämpferlagerung,
- ◆ Bremsmodulator: Pedalerie, Bremskraftverstärker, Bremszylinder, Bremskraftregler,
- ◆ Radbremse: Bremssattel, Bremsbeläge, Bremsscheibe, Betriebsbremse, Leitungen,
- ◆ Reifen, Räder: Reifen, Reifendrucksensor, Felgen.

3.1.3 Bestandteile des Fahrwerks

Die Aufteilung des Kapitels „Bestandteile“ lehnt sich an diese Struktur an, nämlich Achsantrieb, Radbremse, Servolenkung, Federung, Dämpfung, Radführung, Radlagerung und Reifen. Dabei stehen mehr die modularen als die funktionellen Aspekte im Vordergrund. Die Komponenten und Module, die unmittelbar passive bzw. semiaktive Funktionen bestimmen, werden ebenfalls in diesem Kapitel mit beschrieben.

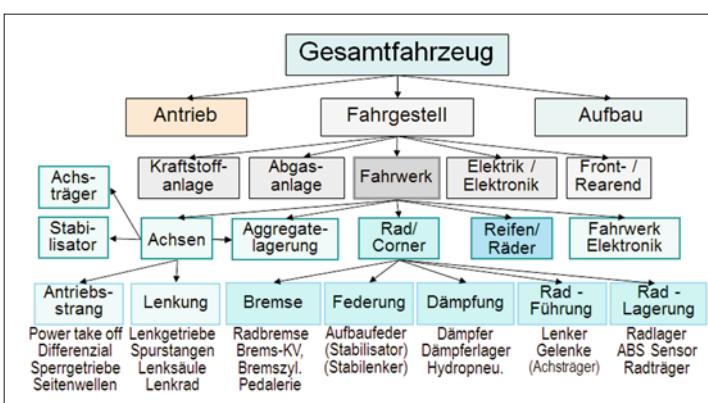


Bild 3-2:
Modulare Struktur des Fahrwerks

3.2 Antriebsstrang

Das Motordrehmoment wird über den Antriebsstrang zu den Rädern weitergeleitet. Im Antriebsstrang gehören Verteilergetriebe, Power take off, Achsgetriebe, Differenziale und Seitenwellen zum Fahrwerkumfang (**Bild 3-3**). „Power take off“ zweigt das Antriebsmoment des Front- bzw. Quermotors zur Hinter- oder Vorderachse ab. „Vorder- bzw. Hinterachsgetriebe“ verteilen das Drehmoment zum rechten und linken Rad und lassen unterschiedliche Drehzahlen beider Räder zu. „Seitenwellen“ schließlich übertragen das Drehmoment von diesen Getrieben zu den Rädern. Um durch die Radfederung entstehenden Winkel- oder Längenänderungen auszugleichen, sind in die Seitenwellen Gleichlaufgelenke und Elemente zum Längenausgleich integriert [3].

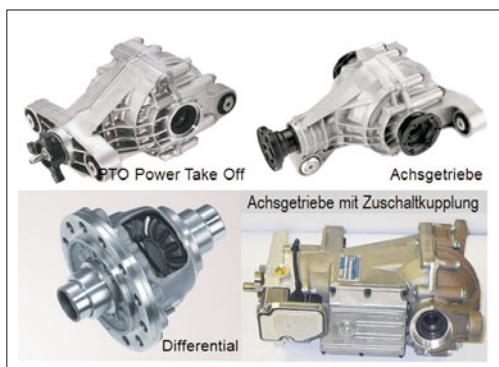


Bild 3-3: PTO, Achsgetriebe, Differenzial [3]:
PTO Powert Take Off (oben links), Achsgetriebe (oben rechts), Differenzial (unten links), Hinterachsgetriebe mit Zuschaltkupplung (unten rechts)

3.2.1 Anordnungen

Für den Zusammenhang zwischen Fahrwerk und Antriebsstrang ist die Lage des Motors und der angetriebenen Achse wesentlich. In diesem Kapitel werden nur die zwei wichtigsten Grundtypen von Antriebsstranganordnungen betrachtet: zum einen der Frontantrieb mit vorne quer angeordnetem Motor (s. Bild 1-15), zum andern den sogenannten Standardantrieb mit Längsmotor vorne und angetriebener Hinterachse (s. Bild 1-16) sowie deren Allradvarianten (s. Bild 1-17).

Beim Frontantrieb mit Quermotor ist das vordere Achsgetriebe am Schaltgetriebe angeschlossen und die Räder sind über Seitenwellen mit dem Achsgetriebeausgang verbunden. Beim Standardantrieb befindet sich der Achsantrieb in der Hinterachse. Die Verbindung zwischen Hauptgetriebeausgang und Achsgetriebebeigingang übernimmt eine Kardanwelle.

3.2.2 Achsgetriebe

Die Achsgetriebe unterscheiden sich in Quer- (zwischen rechtem und linkem Rad) oder Längsmomentenverteiler (zwischen Front- und Hinterachse).

3.2.2.1 Differenziale

Im Normalfall wird das Antriebsmoment eines Kraftfahrzeugs über die beiden Räder einer angetriebenen Achse auf die Straße gebracht, d. h. zu den beiden Rädern (quer) verteilt. Dabei findet in der Regel eine Übersetzung ins Langsame statt, das Drehmoment wird entsprechend größer. Damit das Fahrzeug problemlos Kurven fahren kann, müssen sich die Räder mit unterschiedlichen Drehzahlen bewegen können. Es werden deshalb Differenzialgetriebe zur Verteilung des Drehmomentes eingesetzt, die es zu gleichen Teilen auf die beiden Seitenwellen verteilen und dabei einen Drehzahlausgleich ermöglichen (Ausgleichsgetriebe). Dies sind meist Planetengetriebe mit der Standgetriebeübersetzung $i_0 = -1$, aus Kegelrädern. Erste Skizzen zu einer solchen Einrichtung (**Bild 3-4**) existieren schon von Leonardo da Vinci [4].

In **Bild 3-5** wird das Funktionsprinzip des Differenzialgetriebes dargestellt. Die kurvenäußeren Räder, die während der Kurvenfahrt eine längere Strecke zurücklegen müssen, drehen entsprechend schneller.

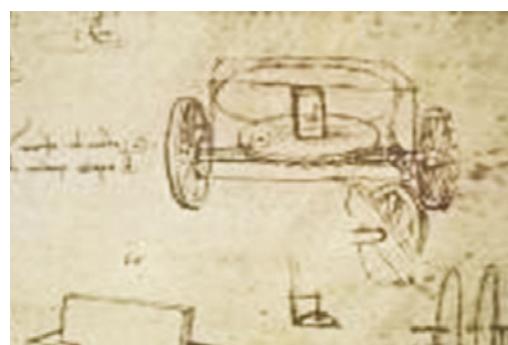


Bild 3-4: Zeichnung Leonardo da Vincis [4]

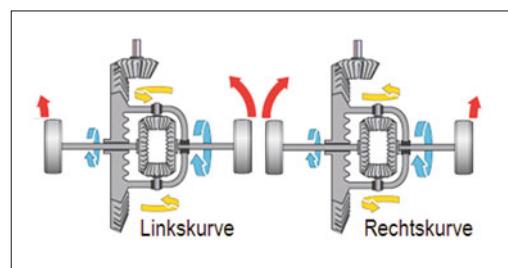


Bild 3-5: Funktionsprinzip des Differenzials [5]



Bild 3-6: Modernes Differenzial – Porsche Cayenne [6]

Die Verzahnung der Kegelräder ist meist recht grob (und kostengünstig) ausgeführt (**Bild 3-6**). Dies führt zwar zu einem schlechten Wirkungsgrad, dieser tritt aber nur bei Drehzahldifferenz auf und führt dann zu einer eher gewünschten geringen Sperrwirkung.

3.2.2.2 Sperrdifferenziale

Problematisch wird die Momentenverteilung durch ein Differential, wenn ein Rad stark entlastet ist oder auf einer Fahrbahn mit niedrigem Reibwert steht und dadurch das zugeteilte Moment nur noch teilweise oder gar nicht übertragen werden kann. Bei unterschiedlicher Traktion der beiden Antriebsräder (einseitig glatte Fahrbahn, Schlamm, Sand, Kies) oder bei extremer Schrägstellung kann es dadurch zu folgendem Effekt kommen: Eines der angetriebenen Räder dreht wegen fehlender Vortriebskraftübertragung durch, das andere steht durch die Funktion des Differenzials (Ausgleichsgesetzes) still. Das Fahrzeug kann nicht bewegt werden. Im einfachsten Fall bewirkt eine Differenzialasperre (Ausgleichssperre) mittels einer mechanisch oder elektrisch manuell geschalteten Klauenkupplung,

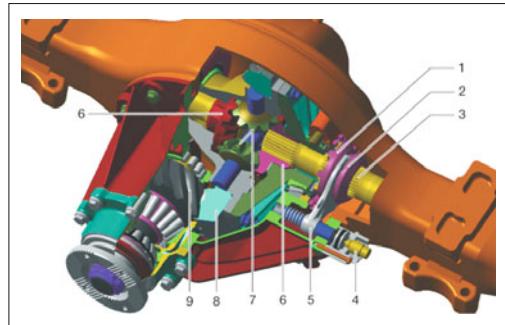


Bild 3-7: Sperrdifferential mit schaltbare Klauenkupplung (man) 1 Sperre (Klauenkopplung), 2 Schaltmuffe, 3 Achswellenverzahnung, 4 Schaltelement, 5 Schaltgabel, 6 Achswellenräder, 7 Ausgleichskegelräder, 8 Ausgleichsgehäuse mit Tellerrad, 9 Antriebskegelrad [5]

dass die im Differenzial getrennten Achswellen über Gehäuse und Tellerrad wieder verbunden werden. Unterschiedliche Drehzahlen der beiden Antriebsräder sind dann nicht mehr möglich (**Bild 3-7**).

Eine bessere Lösung besteht darin, bei Bedarf selbsttätig den Drehzahlausgleich teilweise einzuschränken und dem Rad mit dem besseren Traktionsvermögen einen höheren Drehmomentanteil zuzuteilen. Solche Systeme arbeiten auf der Basis von Drehzahlunterschieden (z. B. Haldex, **Bild 3-8**) oder momentensensierend (z. B. Torsen → *Torque Sensing*, **Bild 3-9**). Die mögliche Drehmomentdifferenz dividiert durch das am Tellerrad anliegende Moment wird als Sperrgrad des Differenzials bezeichnet.

Neben der Verbesserung der Traktion haben solche Systeme auch einen Einfluss auf die Fahrdynamik. Sind die Radantriebsmomente innerhalb einer Achse nicht mehr gleich verteilt, erzeugt das Kräftepaar der beiden Reifenlängskräfte ein direktes Drehmoment bezüglich des Fahrzeugschwerpunktes um die Hochachse, ein sogenanntes Giermoment (**Bild 3-10**).

Solches Giermoment entsteht auch durch die Seitenkräfte der Räder beim Lenken oder durch radindivi-

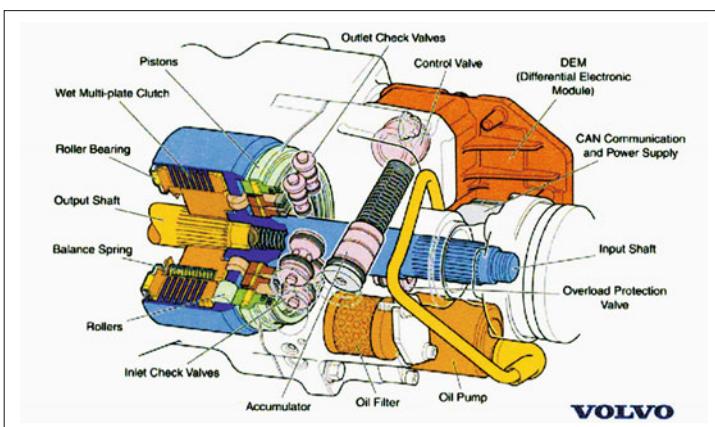


Bild 3-8:
Elektronisch regelbares Differenzial mit Hydraulikpumpe nach „Haldex“ Generation II [7]

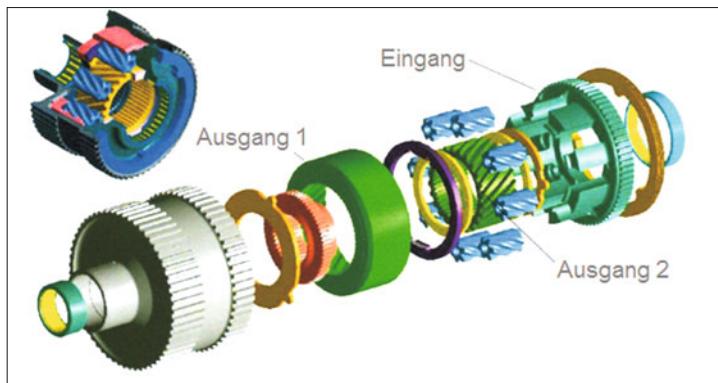


Bild 3-9:
Momentsensierend regelbares
Differenzial nach „Torsen“
Type C [8]

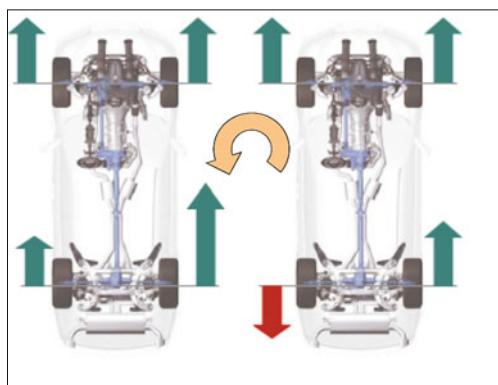


Bild 3-10: Giermomentaufbau durch unterschiedliche Drehmomentenverteilung an die Räder (links) und durch Bremsen eines Rades (rechts) [9]

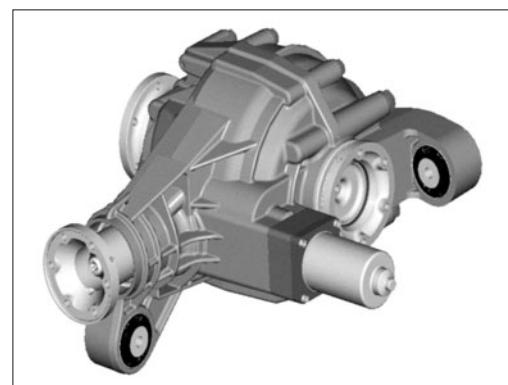


Bild 3-11: Aktives Sperrdifferential für SUV [10]

duelle Bremseingriffe der etablierten Fahrdynamikregelsysteme.

Bei gewöhnlicher Kurvenfahrt wird dabei Moment vom schnelleren äußeren Rad auf das langsamer innere Rad verschoben, es entsteht ein Kurven ausdrehendes Giermoment, das stabilisierend, aber agilitätshemmend wirkt. Erst bei höheren Querbeschleunigungen und hohen Antriebsmomenten wirken Selbstsperrdifferenziale förderlich auf die Querdynamik und erlauben höhere Kurvengeschwindigkeiten.

3.2.2.3 Aktive Sperrdifferenziale

Durch den Einsatz geregelter, meist elektrohydraulisch oder -mechanisch betätigter Lamellenkupplungen, lassen sich sogenannte aktive Sperrdifferenziale darstellen, bei denen das maximale Sperrmoment jederzeit eingestellt werden kann: Die Traktionsförderung ist situationsgerecht bis zur Vollsperrung einstellbar und der fahrdynamische Einfluss ergibt sich, wenn erwünscht. Das Moment lässt sich aber nur vom schnelleren auf das langsamere Rad verschieben (**Bild 3-11**).

3.2.2.4 Torque Vectoring

Mit den im Abschnitt 3.2.2.3 erläuterten Sperrsystemen wird Moment vom schnelleren Rad zum langsamen hin verschoben. Zum Einsatz in einem Fahrdynamikregler wäre es aber wünschenswert, das Vorzeichen des durch das Achsgetriebe erzeugten Giermomentes frei wählen zu können. Dieses gezielte Vorgeben von Antriebsmomenten an einzelnen Rädern des Fahrzeugs wird inzwischen allgemein als „Torque Vectoring“ bezeichnet [10].

Dazu gibt es prinzipiell zwei verschiedene Ansätze: Zum einen kann das Antriebsmoment ohne Differenzial über zwei regelbare Kupplungen auf die Räder verteilt werden (**Bild 3-12**). Zum anderen kann parallel zum Differenzial in einem zweiten Verbindungsstrang zwischen den Rädern und dem Differenzialkorb oder zwischen den beiden Abtrieben zu den Rädern direkt Drehmoment übertragen werden, dies wird dann „Überlagerungsgetriebe“ genannt (**Bild 3-13**). Den Innenaufbau eines Überlagerungsgetriebes zeigt das **Bild 3-14**.

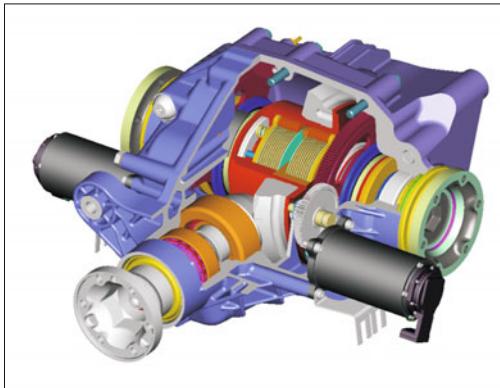


Bild 3-12: Torque Vectoring Differential mit zwei Kupplungen [11]

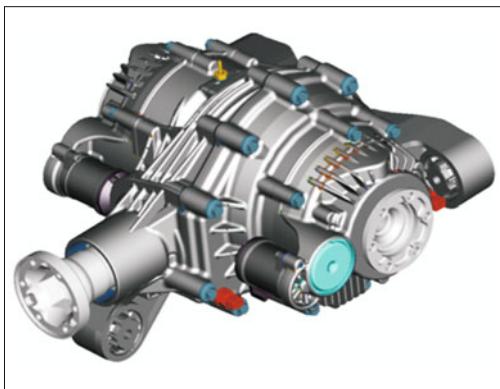


Bild 3-13: Überlagerungsgesetz [11]

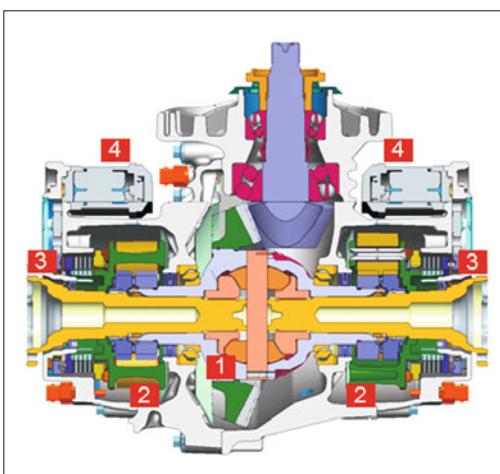


Bild 3-14: Innenaufbau eines Überlagerungsgesetriebes mit Differenzial (1), Planetengetriebe (2), Kugelrampe (3) und E-Motor (4) [11]

Sowohl die Drehmomentverteilung mittels Kupplungen als auch das Überlagerungsgesetz sind schon seit dem Anfang des 20. Jahrhunderts von Kettenfahrzeugen her bekannt, bei denen durch Antreiben zweier Ketten nicht nur der Antrieb als auch die Lenkung dargestellt werden muss. Dort spielt jedoch weniger die Momentenverteilung, sondern eher der kinematische Aspekt eine Rolle: es wird die mittlere Kettendrehzahl (Fahrgeschwindigkeit) parallel zur relativen Drehzahlendifferenz (Kurvenradius) festgelegt.

Aus diesem Bereich stammt auch eine der einfachsten Varianten für ein Überlagerungsgesetz, das sogenannte Cletrac-System (*Cleveland Tractor Company*, Anbieter inzwischen historischer kettengetriebener Traktoren) [12]. Dort sind zwei Differenziale ineinander verschachtelt und die Abtriebe des Äußeren werden auf feststehende Bremsen geführt (Bild 3-15).

Bei schlupfender Betätigung wird ein Drehmoment verschoben, blockierend wird ein Drehzahlverhältnis aufgezwungen. Durch unterschiedliche Verhältnisse der Zähnezahlen von Ausgleichsrädern und Abtriebkranz in den beiden Differenzialen kann das Verhältnis von Überlagerungsmoment und gleichzeitigem Bremsmoment in geringem Maße verbessert werden. Der Vorteil der direkten Kupplungen ist der einfache Aufbau und der Nachteil ist die Abhängigkeit vom Antriebsmoment, ohne das nur Sperrenbetrieb möglich ist. Das Überlagerungsmoment kann dagegen bei Überlagerungsgesetzen unabhängig vom Antriebsmoment gestellt werden, prinzipiell sind die Systeme sogar an einer nicht angetriebenen Achse möglich (Bild 3-14).

Damit bei den Überlagerungsgesetzen Moment mit Kupplungen in die gewünschte Richtung verschoben werden kann, muss ein entsprechend geringfügiger Übersetzungsfehler dargestellt werden. Ist dieser zu groß, nehmen die Verluste stark zu. Bei zu kleinem Übersetzungsfehler ist die Funktion bei engen Kurvenradien eingeschränkt. Torque Vectoring Systeme bieten prinzipiell die Möglichkeit, das querdynamische Fahrverhalten eines Fahrzeugs (beschrieben beispielsweise durch den Lenkwinkelbedarf in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung) in weiten Bereichen zu beeinflussen und damit softwaretechnisch zu modellieren.

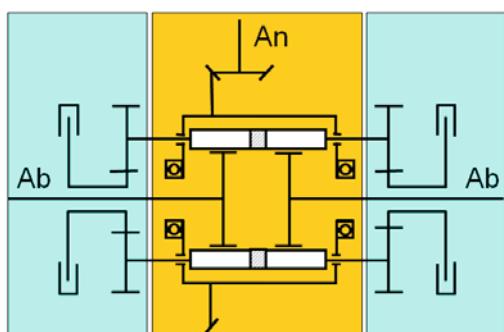


Bild 3-15: Cletrac-Gesetz mit Stirnradausführung

lieren. Dies ermöglicht zum einen eine höhere Flexibilität bei der Platzierung von Fahrzeugplattformen am Markt, andererseits erlaubt es einen gleitenden Übergang zu nötigen Bremseingriffen und verhindert somit das unerwünschte Gefühl des „eingebremst Werdens“. Insgesamt bietet sich hier ein großes Potenzial um Fahrspaß, Fahrsicherheit und Fahrkomfort gleichermaßen zu erhöhen.

3.2.3 Allradantrieb (Längsverteiler)

Früher wurde Allradantrieb hauptsächlich aus Traktionsgründen und in entsprechenden Spezialfahrzeugen eingesetzt. Heutzutage spielen dagegen immer mehr Fahrdynamik und Sicherheit als Argumente für den Allradantrieb die wesentliche Rolle. Entscheidend ist hierbei auch die zunehmende Leistung der Fahrzeuge in der Oberklasse, deren volle Drehmomente kaum noch über eine Achse auf die Straße zu bringen sind. Wird das betrachtete Fahrzeug über mehrere Achsen angetrieben, muss das Antriebsmoment mit einem *Mittendifferenzial* oder *Zentraldifferenzial* auch zwischen den Achsen (längs) verteilt werden. Dafür gilt dann ähnliches wie für die Verteilung innerhalb einer Achse.

Es gibt mehrere Allradantriebskonzepte [13]:

- ◆ manuell zuschaltbarer Allradantrieb,
- ◆ permanenter Allradantrieb mit fester und
- ◆ mit variabler Kraftverteilung,
- ◆ automatisch geregelter Allradantrieb.

Der *manuell zuschaltbare Allradantrieb* verteilt nur bei Bedarf und nach manueller Betätigung das Motormoment an beide Achsen. Er wird wegen der niedrigen Kosten und eingeschränkten Funktion nur bei preiswerten Allradfahrzeugen verwendet. Vorder- und Hinterachse werden durch eine einfache Kupplung und ohne Mittendifferenzial manuell miteinander verbunden.

Permanenter Allradantrieb mit fester Kraftverteilung ist für einen Frontantriebler einfach zu realisieren, wenn in das Schaltgetriebe ein Mittendifferenzial integriert wird (wie bei den ersten Audi Quattro Modellen). Das Mittendifferenzial gleicht bei Kurvenfahrt entstehende Drehzahlunterschiede zwischen den Vorder- und Hinterrädern aus. Die Drehmomentverteilung ist durch das Mittendifferenzial fest vorgegeben (z. B. 50:50, 40:60, 25:75). Zusätzlich kann ein Momenentransfer durch Bremseneingriff oder manuelles Sperren des Mitten- und Hinterachs differenzials die Traktion verbessern. Bei der neuen Mercedes E-Klasse 4Matic z. B. übernehmen die aktiv-selektiven Brems eingriffe die Funktion der Differenzialsperren und der Fahrdynamikregelung [14].

Allradsysteme mit variabler Kraftverteilung haben ein Mittendifferenzial mit Visco-Sperre, ein Torsen-Differenzial oder eine Lamellenkupplung, die die Verteilung des Antriebsmoments an die beiden Achsen in Abhängigkeit vom Eingangs- und Abgangsdrehmoment automatisch regeln. Diese Systeme arbeiten unabhängig vom Fahrer und sind ABS verträglich.

Allradsysteme mit regelbarer Kraftverteilung (z. B. Bild 3-16) haben elektronisch regelbare Lamellenkupplungen, die hydraulisch, elektromotorisch oder elektromagnetisch betätigt werden. Sie lassen stufenlos und situationsabhängig jede Kraftverteilung zwischen beiden Achsen zu. Bei solchen Systemen ist es beim Einsatz als Längsverteiler oder Zentraldifferenzial möglich, durch Abweichung von der Standübersetzung -1 die Verteilung des Antriebsmomentes stärker auf die Vorder- oder Hinterachse zu verlagern. (Bild 3-17).

Diese Längsverteilung des Antriebsmoments bestimmt das Fahrverhalten des Fahrzeuges über die Beeinflussung des verbleibenden Seitenkraftpotenzials der jeweiligen Achse bei höheren Querbeschleunigungen oder auf niedrigem Reibwert (Bild 3-18).

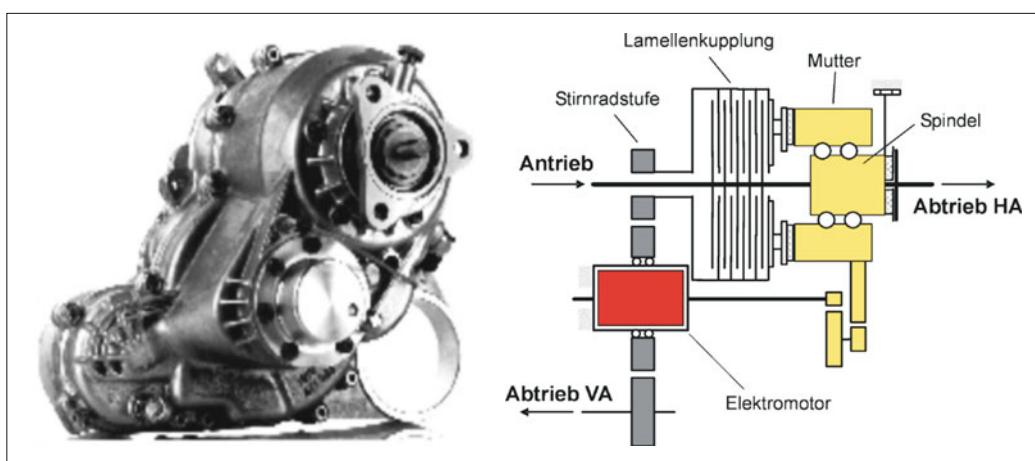


Bild 3-16: Regelbares Verteilergetriebe von ZF [11]

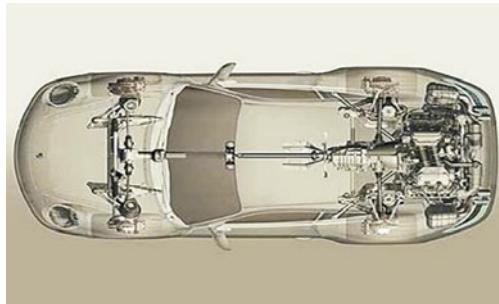


Bild 3-17: Porsche Carrera 4S, Heckmotor Allrad

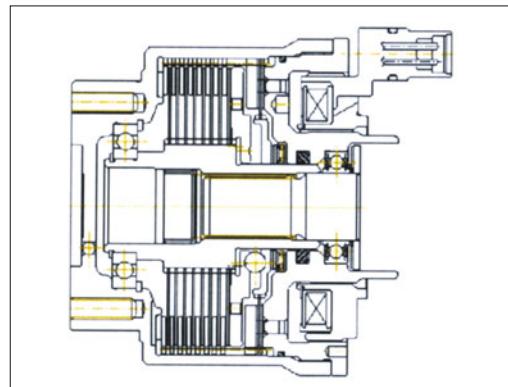


Bild 3-19: Elektronisch regelbare Lamellenkupplung mit elektromagnetischem Aktuator [15]

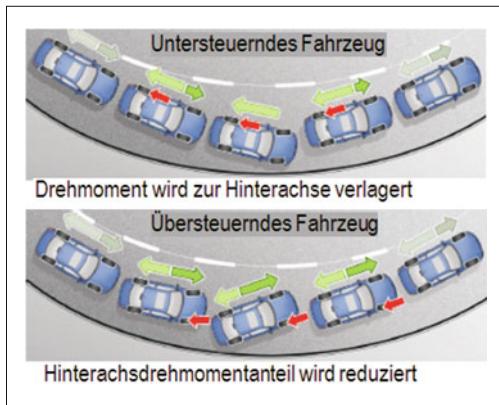


Bild 3-18: Fahrdynamikbeeinflussung durch Längsverteilung des Antriebsmoments [9]

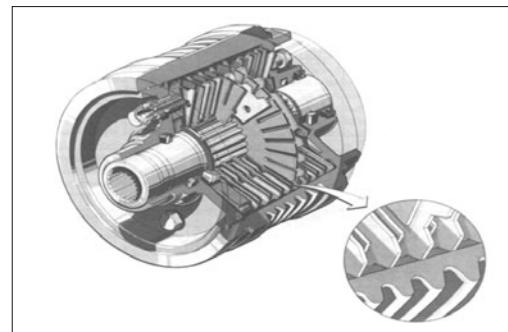


Bild 3-20: Visco-Lamellenkupplung

Eine Antriebsmomentverlagerung zur Hinterachse wirkt gegen Untersteuern und eine Antriebsmomentreduzierung an der Hinterachse gegen Übersteuern. Bei Systemen mit einer regelbaren Kupplung zur stufenlosen Drehmomentverteilung zu einer der beiden angetriebenen Achsen besteht somit die Möglichkeit einer Fahrdynamikregelung, allerdings weniger ausgeprägt als durch das direkte Giermoment einer Drehmomentquerverteilung (Torque Vectoring).

Ein wichtiger Unterschied zu den oben beschriebenen Achsgetrieben sind die Differenzen in den Drehzahlen der beiden Abtriebe bei Kurvenfahrt, die bei Längsverteilern deutlich geringer ausfallen (die Vorderachse ist dabei schneller). Als derartige Längsverteiler dienen Lamellenkupplungen (regelbare Lamellenkupplung, Bild 3-19, Visco-Kupplung, Bild 3-20), die eine Umverteilung des Antriebsmoments in Abhängigkeit von der Differenzdrehzahl bewirken.

3.2.4 Allradantrieb (Längs-/Querverteiler)

Es kann natürlich in einem Allradfahrzeug das Drehmoment auch noch (vorzugsweise an der Hinterachse) querverteilt werden um die Agilität zu erhöhen.

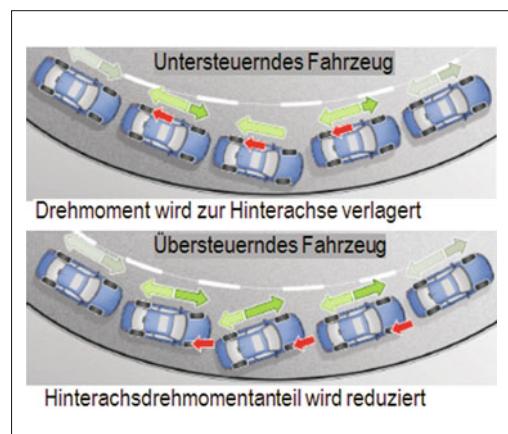
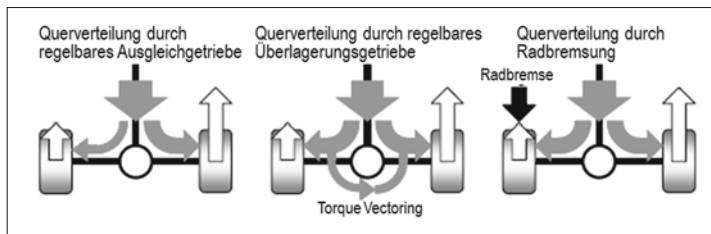


Bild 3-21: Fahrdynamikbeeinflussung durch Längs- und Querverteilung des Antriebsmoments [9]

Bild 3-21 zeigt die Längs- und Querverteilung der Antriebsmomente im Verlauf einer Kurve für ein untersteuerndes und ein übersteuerndes Fahrzeug.

**Bild 3-22:**

Möglichkeiten des Giermomentenaufbaus durch Variation der Antriebs- und Bremskräfte an den Rädern einer Achse [9]

Eine weitere Steigerung des Giermomentenaufbaus wird erreicht, wenn neben der Drehmomentenverteilung bestimmte Räder gezielt gebremst werden.

Bild 3-22 fasst die Möglichkeiten des Giermomentenaufbaus durch radselektives Antreiben und Bremsen zusammen: Links im Bild wird nur das Drehmoment zwischen den beiden Rädern verteilt, in der Mitte des Bildes wird darüberhinaus das Drehmoment von einem Rad zum anderen überlagert (Torque Vectoring) und rechts im Bild durch ein zusätzliches Bremsen an einem Rad der Giermomentenaufbau verstärkt.

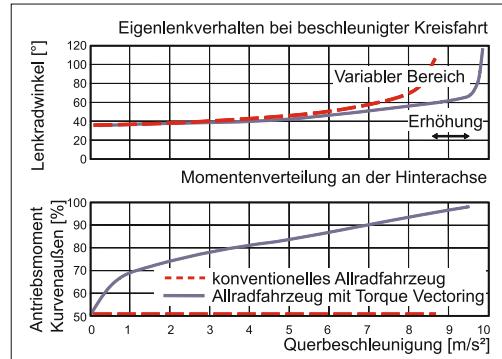
3.2.5 Betriebsstrategien

Die aufgezeigten aktiven Antriebsstrangsysteme mit der Möglichkeit, das Antriebsmoment gezielt in Quer- und Längsrichtung zu verteilen, können dazu genutzt werden, fahrdynamisch auf das Fahrzeug einzuwirken. Je nach Eingriffsart erfordert dies eine mehr oder weniger umfassende Betriebsstrategie, die auch mit dem Motormanagement und ESP zu vernetzen ist.

Grundlage der Ansteuerung bildet eine Vorsteuerung, die bei der Verteilung des am Getriebeausgang gemeldeten Momentes auf die angetriebenen Räder die dynamischen Radlasten berücksichtigt.

Zur Agilitätssteigerung wird dann noch ein Anteil dazu genommen, der im Wesentlichen auf der Lenkradwinkelgeschwindigkeit und damit dem Fahrerwunsch nach Änderung der Gierrate beruht. Die Sollgierrate für den verwendeten Gierratenregler muss an das gesteigerte fahrdynamische Potenzial des Fahrzeugs angepasst werden. Wenn es dennoch zu erhöhtem Schlupf an einzelnen Rädern kommt, wird deren Kraftübertragung durch einen Schlupfregler gewährleistet (s. auch Abschnitte 7.2.2.3 und 7.6.1.1).

Bild 3-23 zeigt die Ergebnisse einer Messung des Eigenlenkverhaltens bei stationärer Kreisfahrt. Dabei sind zum einen die Messwerte für den Lenkwinkelbedarf eines konventionellen Allradfahrzeugs und zum anderen die Messergebnisse nach Umbau auf einen Antriebsstrang mit drei regelbaren Kupplungen (eine zur Vorderachse, zwei in der Hinterachse zu den beiden Rädern) dargestellt. Zusätzlich ist die dabei verwendete Momentenverteilung an der Hinterachse aufgetragen. Gefahren wird dabei ein 100-m-Kreis mit zunehmender Geschwindigkeit und damit ansteigender Querbeschleunigung. Gewünscht ist in diesem Manöver eine schwache lineare Zunahme des Lenkradwinkels über einen großen Querbeschleunigungsbereich.

**Bild 3-23:** Messungen bei stationärer Kreisfahrt

Erst bei Annäherung an den Grenzbereich sollte die Untersteuertendenz überproportional ansteigen. Dieses Verhalten ist mit den drei regelbaren Kupplungen (Torque-Vectoring-Antriebsstrang) gut einzustellen, während das konventionelle Allradfahrzeug eine zu starke Zunahme der Untersteuertendenz zeigt und zudem eine niedrigere Grenzquerbeschleunigung erreicht. Der schraffierte Bereich stellt nun den Bereich dar, innerhalb dessen das Eigenlenkverhalten vorgegeben werden kann.

3.2.6 Aktuelle Allradsysteme

Als Beispiel werden hier die drei sehr aktuellen und doch sehr unterschiedlichen Allradsysteme von Mercedes 4Matic [14], von Audi Quattro [16] und von BMW xDrive [17] vorgestellt.

Der Antriebsstrang des Mercedes 4Matic hat einen permanenten Längsverteiler mit offenem Zentraldifferenzial (Verteilergetriebe) und fest definierter Momentenverteilung 45 : 55 zwischen Vorder- und Hinterachse. Die Antriebsregelung mit intelligenten Bremseneingriffen übernimmt die Funktion der Differenzialsperren in Längs- und Querrichtung und die der Fahrdynamikregelung. Die Zweischeiben-Lamellenkupplung im Verteilergetriebe unterstützt das Anfahren und Beschleunigen auf vereisten Fahrbahnen.

Diese einfache aber doch wirksame Lösung spart Gewicht (70 kg. Mehrgewicht), Kraftstoffverbrauch (0,4 l/100 km/h Mehrverbrauch) und Kosten. In Kauf genommen wird dabei die Verzögerung durch Bremseneingriff, statt der Beschleunigung bei Torque Vectoring Systemen (**Bild 3-24**).

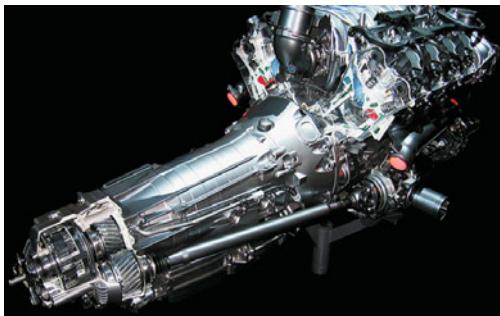


Bild 3-24: 4Matic Allradsystem von Mercedes [14]

In neusten Quattro-Antrieb von Audi wird ein Frontantriebler durch Hinzufügen eines elektronisch geregelten Mittendifferenzials mit Planetengetriebe und Lamellenkupplungen, einer Kardanwelle, eines Hinterachsendifferenzials zu einem Allrader gewandelt (**Bild 3-25**). Das aktive Mittendifferential kann das Antriebsdrehmoment von 40 bis 100 % zur Hinterachse leiten. Dabei wird eine Drehzahldifferenz von maximal 2 % zwischen Vorder- und Hinterrädern eingehalten, welche durch aktives Schließen der Lamellenkupplung am Mittendifferenzial über den Planetensatz erreicht wird.

Die leichte Untersteuertendenz des Basisfahrzeugs (60:40 %) kann durch einen Transfer der Antriebskräfte auf die Hinterachse zu einer moderaten Übersteuertendenz (0:100 %) gewandelt werden. Dies erhöht die Agilität des Fahrzeuges in der Kurve. Gleichzeitig wird so geregelt, dass besonders auf rutschigen Fahrbahnen eine verbesserte Traktion erzielt wird, weil die Stabilisierung des Fahrzeuges nicht durch Drehmomentreduzierung, d. h. durch Bremsen, sondern durch eine Modulation der Antriebskräfte erreicht wird.

Das dritte Beispiel ist der neuste xDrive Allradantrieb des BMW X6. Hier werden sowohl als Längsverteiler als auch als Querverteiler (nur Hinterräder) aktive Sperrdifferenziale eingesetzt.

Das System verfügt über eine Lamellenkupplung, die die Antriebskräfte zwischen Vorder- und Hinterachse variabel verteilen kann (**Bild 3-26**). Die Verteilung der Antriebskräfte geschieht stufenlos und wird permanent an die Fahrsituation angepasst. Im Extremfall kann die gesamte Kraft zu einer Achse geleitet werden.

Zum Erkennen der Fahrsituation arbeitet das System mit der dynamischen Stabilitätskontrolle (DSC), dem elektronischen Stabilitätsprogramm (ESP) von BMW, zusammen und erhält hierüber ständig die notwendigen Informationen. So kann zum Beispiel ein Unter- oder Übersteuern frühzeitig erkannt und durch entsprechende Anpassung der Antriebsmomentenverteilung

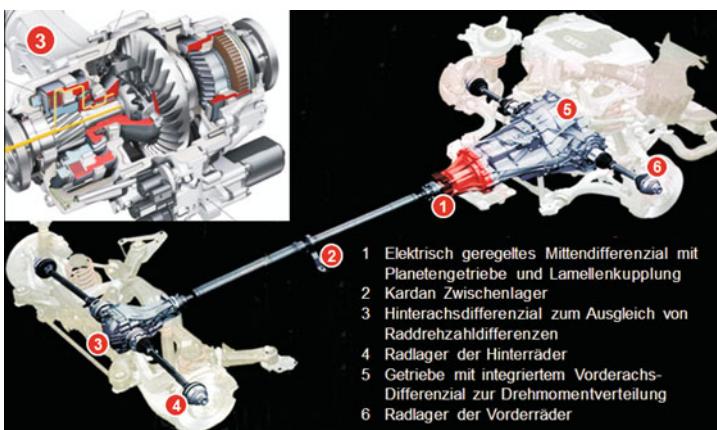


Bild 25:
Neue Quattro-Antrieb von Audi [16]

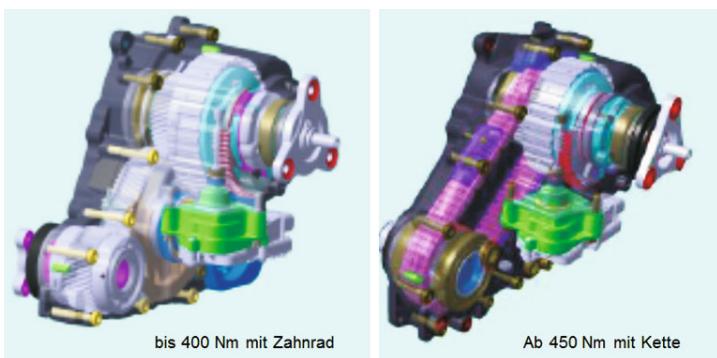


Bild 3-26:
Längsverteilung mit Lamellenkupplung [17]



Bild 3-27: BMW xDrive Mittendifferenzial [17]

verhindert werden. Durch Öffnen der Kupplung gelangt mehr Leistung zur Hinterachse und reduziert so die Untersteuertendenz, ein Schließen der Kupplung wiederum mindert Übersteuern.

Das Hinterachsgetriebe ist dabei ein Torque Vectoring Getriebe (s. Bild 3-14), welches das Drehmoment zwischen 0 bis 100 % zwischen beiden Rädern verteilen kann. Die Drehmomentverteilung von einem zum anderen Rad steht auch ohne Antriebsdrehmoment (z. B. während der Schubabschaltung) zur Verfügung. Das System kann dadurch je nach Bedarf ein beliebiges Drehmoment an jedes Rad verteilen und erzielt die maximale Wirkung. Natürlich müssen dabei höhere Kosten, Gewicht und Verbrauch in Kauf genommen werden (**Bild 3-27**).

3.2.7 Seitenwellen

Die Seitenwellen übertragen das Antriebsmoment von den Achsdifferenzialen auf die Räder. Sie enthalten Gleichlaufgelenke, die den notwendigen Winkel- und Längenausgleich bei Federbewegungen und elastokinematischen Radstellungsänderungen ermöglichen (**Bild 3-28**).

An der Vorderachse werden zusätzlich die durch den Radeinschlag bedingten Beugewinkel ausgeglichen (**Bild 3-29**).

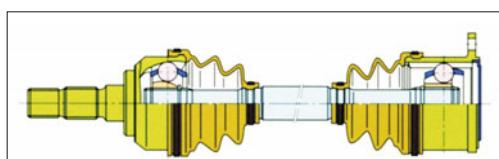


Bild 3-28: Seitenwelle für eine angetriebene Hinterachse

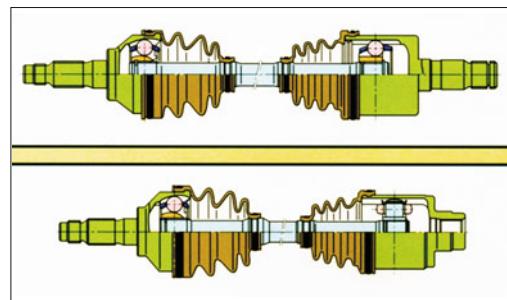


Bild 3-29: Seitenwellen für Pkw mit Frontantrieb [18]

Die Gleichlaufgelenke sind fest (radseitig) oder verschiebbar (getriebeseitig) in den Ausführungen Rzeppa- oder Tripodegelenk lieferbar.

Rzeppagelenke bestehen aus einem Außenring und Innenring mit gegenläufigen Schrägnutten und aus sechs oder acht Kugeln, die in einem Käfigring gehalten werden (**Bild 3-30, oben**). Alle Teile sind aus Wälzstahl, gehärtet und geschliffen. Ein Faltenbalg schützt das Gelenk gegen Schmutz und Feuchtigkeit. Beugewinkel bis 48° und Verschiebewege bis 50 mm sind möglich [18].

Das Tripodegelenk besteht aus einem Innenring mit drei sternförmig angeordneten Lagerzapfen, auf denen Rollen gelagert sind, und einer Außenglocke mit drei Längsbahnen für die Führung der Rollen. Diese lassen größere Verschiebewege zu und weisen eine bessere Standabkopplung auf, haben jedoch kleinere Beugewinkel von max. 26° (**Bild 3-30, unten**).

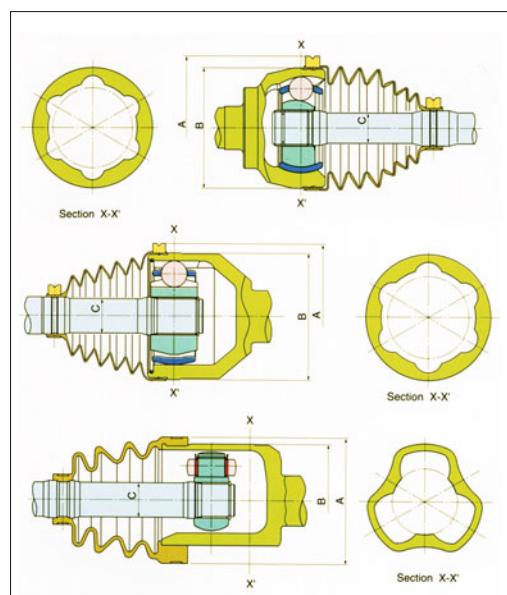


Bild 3-30: Gleichlaufkugelgelenk fest/verschiebbar und Gleichlauf-Tripodegelenk verschiebbar (unten) [18]

3.3 Radbremsen und Bremssysteme

Die beim Bremsen eines Fahrzeugs hervorgerufenen Kräfte zwischen Fahrbahn und Reifen werden über die Komponenten des Bremssystems auf die Komponenten des Fahrwerks übertragen.

Durch die in den letzten Jahren eingeführten elektronisch geregelten Funktionserweiterungen der Bremssysteme zur Verbesserung der Fahrzeugstabilität auch außerhalb des eigentlichen Bremsvorgangs (z. B. das elektronische Stabilitätsprogramm ESP) wird nicht nur die Längs-, sondern zunehmend auch die Quer- und Vertikaldynamik des Fahrzeuges beeinflusst. Dies hat Auswirkungen auf die Dimensionierung der Komponenten des Fahrwerks.

Die Geschichte der Bremse ist ungleich länger als die des Automobils. Bereits die Phönizier kannten simple Vorrichtungen zum Abbremsen ihrer Streitwagen, und die Kutschen des 18. und 19. Jahrhunderts bremsten mit an Ketten hängenden Bremsschuhen oder Keilen. Als der Automobilbau Ende des 19. Jahrhunderts begann, wurde die Bremse noch als eher unbedeutendes Nebenaggregat betrachtet – die Reibung im Antriebsstrang war so hoch, dass sich das Gefährt auch ohne Bremse durch Reibungsverluste ausreichend verzögern ließ.

Jedoch stiegen Motorleistung, Geschwindigkeit und Gewicht der Fahrzeuge rasant. Hinterachs- und Getriebebremsen reichten nicht mehr aus. So kamen 1920 die ersten Fahrzeuge mit einer mechanischen Vierradbremse auf den Markt. Dieses aufwändige System hatte bis zu 50 Gelenke, 20 Lagerstellen und 200 Teile, die der Übertragung der vom Fahrer erzeugten Bremskraft an die Räder dienten (**Bild 3-31**).

Wichtige Schritte zu heutigen Radbremsensystemen:

- ♦ **bis 1925** mechanisch betätigte Trommelbremsen,
- ♦ **1925** hydraulisch betätigte Trommelbremsen,
- ♦ **1950** Einführung unterdruckunterstützter Bremskraftverstärker (Hilfskraftbremse),
- ♦ **ca. 1957** hydraulische Teilbelagsscheibenbremse ausgeführt als Festsattel,
- ♦ **1965** erste Vorläufer des ABS (Einkanal-ABS),
- ♦ **1972** Schwimmrahmensattel für Fahrzeuge mit negativem Lenkradius,

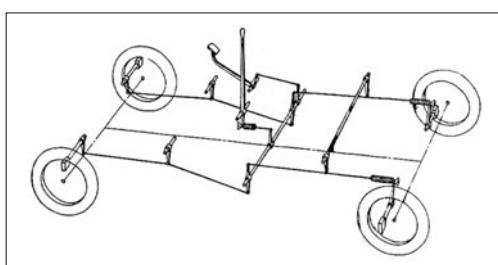


Bild 3-31: Mechanische Vierradbremse

- ♦ **1978** Faustsattel löst Schwimmrahmensattel ab,
- ♦ **1978** elektronisch geregeltes ABS-System,
- ♦ **1987** Antriebs-Schlupf-Regelsysteme (ASR),
- ♦ **1994** elektronische Bremskraftverteilung (EBV),
- ♦ **1995** elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP),
- ♦ **1996** Bremssistent (BAS),
- ♦ **2001** Elektrohydraulische Bremse (EHB),
- ♦ **2002** Fahrzeuge mit Bremsenergierückgewinnung.

3.3.1 Aufgaben und Grundlagen

Die Funktionstüchtigkeit der Bremsen bestimmt maßgeblich die Sicherheit jedes Fahrzeugs und seiner Insassen, sowie die Sicherheit anderer Verkehrsteilnehmer. Die Komponenten des Bremssystems zählen daher zu den Sicherheitsteilen und unterliegen strengen gesetzlichen Bestimmungen. Grundsätzliche Funktionen eines Bremssystems sind:

- ♦ Verringern der Geschwindigkeit, gegebenenfalls bis zum Stillstand an gewünschter Stelle (Verzögerungsbremse),
- ♦ Verhindern ungewollter Beschleunigung z. B. bei Talfahrt (Beharrungsbremse),
- ♦ Vermeidung unerwünschter Bewegung des ruhenden Fahrzeugs (Feststellbremse).

Bild 3-32 zeigt die Wirkkette des Bremssystems von der Fußpedalbetätigung bis zum Aufbau des Bremsmoments am Rad. Die wichtigsten vier Blöcke sind HMI (Mensch-Maschine-Schnittstelle), Betätigung, Übertragung/Modulation und Bremskraftgenerierung (Radbremse).

Bei Personenwagen wird der Begriff „Bremse“ im Allgemeinen für hydraulisch betätigte Rad-Reibungsbremsen verwendet, darüber hinaus werden heute auch sog. regenerative Bremssysteme zur Energierückgewinnung in Pkws eingesetzt. Dauerbremsen, etwa Motorbremse oder Retarder sind nur bei schweren Nutzfahrzeugen verbreitet.

Für Bremssystemkomponenten bestehen hohe Anforderungen hinsichtlich Robustheit, Funktionssicherheit bei unterschiedlichsten Umweltbedingungen, Umweltverträglichkeit, NVH (*noise, vibration, harshness*), Ausfallsicherheit, Einbaugröße und -gewicht.

Aufgrund zunehmender Fahrzeug-Geschwindigkeiten und Gewichten, wurde die Leistungsfähigkeit des Bremssystems wie auch die Funktionssicherheit stetig verbessert. Darüber hinaus wurde ihr Funktionsumfang deutlich erhöht. Vor allem der Einsatz von Elektronik brachte einen Technologiesprung, der zusammen mit komplexen hydraulischen Regeleinheiten die Entwicklung von Radschlupf-Regelsystemen wie ABS (Antiblockiersystem), EBV (elektronische Bremskraftverteilung), ASR (Antriebsschlupfregelung) und ESP (elektronisches Stabilitätsprogramm) ermöglichte und damit weit über die ursprüngliche Bremsenfunktion hinausgeht:

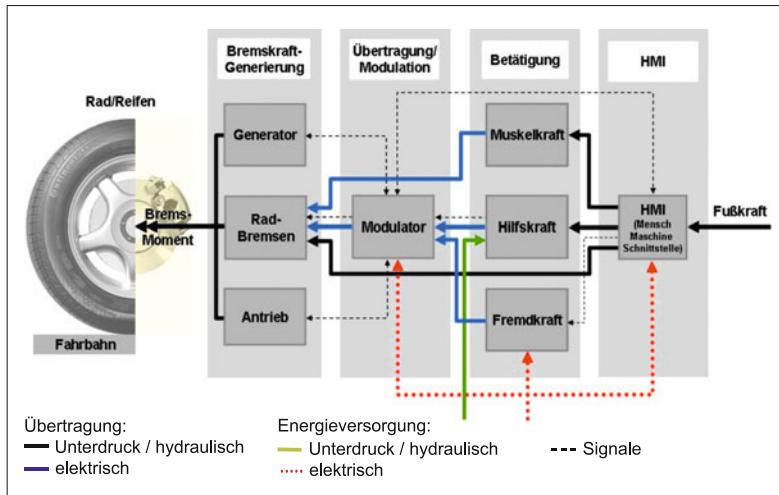


Bild 3-32:
Wirkkette Bremssystem im Pkw [19]

- ♦ **ABS (Antiblockiersystem)** erhält beim Bremsen mit bestmöglicher Verzögerung Fahrstabilität und Lenkbarkeit durch Vermeidung von blockierenden/sillstehenden Rädern.
- ♦ **EBV (Elektronische Bremskraftverteilung)** verhindert ein Überbremsen (überhöhter Radschlupf) der Hinterachse zur Fahrzeugstabilitätssicherung.
- ♦ **ASR (Antriebsschlupfregelung)** verbessert die Fahrstabilität durch Bremsen und Motoreingriff bei durchdrehenden Antriebsräder – vor allem bei seitenseitig unterschiedlichen Reibbeiwerten.
- ♦ **ESP (Elektronisches Stabilitätsprogramm)** unterstützt unabhängig vom Fahrzustand eine möglichst genaue Umsetzung des vom Fahrer gewünschten querdynamischen Fahrverhaltens (Richtungsstabilität).

3.3.2 Arten von Bremsanlagen

Für Kraftfahrzeuge ist die Ausrüstung von zwei von einander unabhängigen Bremsanlagen gesetzlich vorgeschrieben. Unterschieden werden hinsichtlich ihrer Funktion:

- ♦ **Betriebs-Bremsanlage** wird über das Bremspedal betätigt und dient zur Verzögerung des Fahrzeugs bis zum Stillstand.
- ♦ **Hilfs-Bremsanlage** muss die Verzögerung des Fahrzeugs bei Ausfall der Betriebs-Bremsanlage sicherstellen. Diese Funktion wird mit Hilfe eines zweiten Bremskreises in der Betriebs-Bremsanlage erreicht.
- ♦ **Feststell-Bremsanlage** hat die Aufgabe, das Fahrzeug im Stillstand gegen Wegrollen abzusichern (Abschnitt 3.3.6.9).
- ♦ **Dauer-Bremsanlage** entlastet die Betriebs-Bremsanlage z. B. auf längeren Gefällestrichen, wird aber ausschließlich bei schweren Nutzfahrzeugen (Lkw) eingesetzt.

Bremssysteme bestehen im Wesentlichen aus folgenden Komponenten (**Bild 3-33**):

- ♦ (Unterdruck)-Bremskraftverstärker,
- ♦ Hauptbremszylinder mit Ausgleichbehälter,
- ♦ Bremskraftregler (mechanisch oder mechatronisch) für die Hinterachse,
- ♦ Elektronisches Schlupf-Regelsystem,
- ♦ Radbremsen vorn (hier als Scheibenbremse),
- ♦ Radbremsen hinten (hier als Trommelbremse).

3.3.2.1 Allgemeine Anforderungen

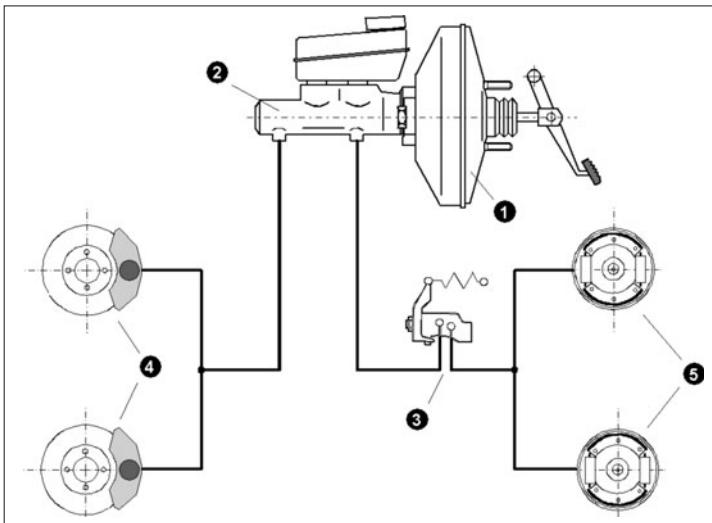
Betriebs- und Hilfsbremsanlage müssen in ihrer Wirkung vom Fahrzeugführer dosierbar sein. Die Bremsanlagen müssen so gebaut sein, dass die geforderte Bremswirkung zuverlässig erreicht wird. Der Zustand der Bauteile muss leicht nachprüfbar sein. Verschleißteile sind so zu bemessen, dass sie erst nach angemessener Betriebsdauer nachgestellt oder ausgewechselt werden müssen. Zur Verschleißkompensation sind Nachstelleinrichtungen vorzusehen.

Die Anlagen müssen vom Fahrersitz ergonomisch und zeitlich unmittelbar betätigten werden können. Beeinträchtigungen beim Führen des Fahrzeugs sind dabei nicht zulässig. Auf Grund unterschiedlicher Fahrzeug-Achlastverteilungen und Schwerpunkttagen ergeben sich verschiedene Möglichkeiten zur Aufteilungen der Bremskreise. Am häufigsten sind (s. auch DIN 74000):

Vorder-/Hinterachs-Bremskreisaufteilung „schwarz / weiß“: S/W-Aufteilung:

Hierbei werden Vorderräder und Hinterräder des Fahrzeugs jeweils von einem separaten Bremskreis versorgt. Wesentliche Aspekte sind:

- ♦ kein Schiefeziehen des Fahrzeugs bei Kreisausfall,
- ♦ Einsatzmöglichkeit eines gestuften Tandem-Hauptzylinders (unterschiedliche „äußere Übersetzung“ für Vorder- und Hinterachse),

**Bild 3-33:**

Komponenten des hydraulischen Bremsystems
1 Unterdruck-Bremkraftverstärker

2 Tandem-Hauptbremszylinder

3 Bremskraftregler

4 Radbremsen vorn

5 Radbremsen hinten

- ♦ Einsparung einer zweiten Bremsleitung zur Hinterachse (bei Fahrzeugen ohne ASR/ESP),
- ♦ verbleibende HA-Bremswirkung bei thermischer Überlastung der Vorderachse (z. B. bei Dampfblasenbildung bei hydraulischer Bremse).

Diagonale Bremskreisaufteilung

(„X-Aufteilung“, „X-Split“):

Bei dieser Anordnung werden jeweils die diagonal gegenüber liegenden Bremsen von einem Bremskreis versorgt. Der höhere Bremskraftanteil der Vorderachse wird dabei auch bei einem Kreisausfall immer an einem Rad genutzt. Einem Schieffahren des Fahrzeugs bei Kreisausfall infolge der links und rechts unsymmetrischen Bremskraftverteilung kann durch entsprechende Achskonstruktion, z. B. durch einen negativen Lenkradius, entgegengewirkt werden. Die diagonale Bremskraft-Aufteilung wird vorwiegend in Fahrzeugen mit höherem Vorderachsbelastungsanteil verwendet, um den gesetzlichen Mindestverzögerungsanforderungen bei Kreisausfall zu genügen.

Einfluss von „negativem Lenkradius“ auf Bremsysteme

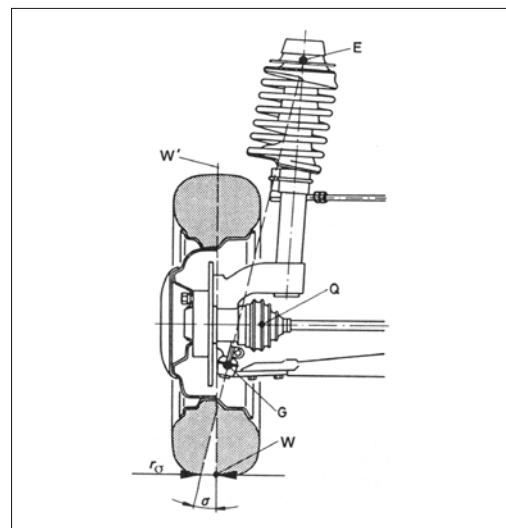
Als Lenkradius r_σ wird der Abstand zwischen dem Angriffspunkt der zwischen Reifen und Fahrbahn wirkenden Kräfte im Reifenlatsch und dem virtuellen Durchstoßpunkt der Lenkachse durch die Fahrbahn bezeichnet (Bild 3-34).

Liegt der Kraftangriffspunkt W gegenüber dem genannten Durchstoßpunkt in Richtung Fahrzeugmitte, so spricht man von einem negativen Lenkradius. Greift dann im Kraftangriffspunkt eine Bremskraft an, dreht sich das Rad geringfügig um die Lenkachse ein und erzeugt einen positiven Spurwinkel, d. h. das Rad geht in Vorspur.

Es sei angemerkt, dass dies nur eine tendenzielle Aussage darstellt, da sich diesem Vorgang je nach Achs-

auslegung zusätzliche elastokinematische Effekte überlagern können.

Wie bereits erläutert, haben sich vor allem die zwei Bremskreisaufteilungen „diagonal“ und „schwarz/weiß“ durchgesetzt. Bei einer Diagonalaufteilung führt ein Kreisausfall im Allgemeinen zu asymmetrischen Bremskraftverhältnissen am Fahrzeug. Man beachte, dass aufgrund dynamischer Achslastverlagerung das Vorderrad höhere Bremskräfte übertragen kann als das Hinterrad. Somit entsteht in dem Ausfall-Szenario beim Bremsen ein Giermoment um die Hochachse des Fahrzeugs. Diesem kann ein negativer Lenkradius entgegenwirken: Dadurch, dass das gebremste Vorderrad in Vorspur geht, wird eine Seitenkraft am Rad aufgebaut, die einen das ungewünschte Giermoment

**Bild 3-34:** Negativer Lenkradius [20]

abschwächenden Lenkeffekt erzeugt. Zur Erhöhung der Fahrstabilität beim Bremsen bei Fahrzeugen mit Diagonalaufteilung ist daher ein negativer Lenkrallradius erstrebenswert.

3.3.3 Gesetzliche Vorschriften

Die meisten Staaten haben eigene Vorschriften für Bremsanlagen. In Deutschland ist dies der § 41 der StVZO. In der EG müssen Bremsanlagen der EG Richtlinie 71/320 entsprechen. Diese Vorschrift ist im § 41 StVZO umgesetzt. Neben der EG Richtlinie 71/320 gibt es noch die Regelungen ECE R 13 und ECE R 13H, die von der UNO in Genf erlassen sind. Sie dürfen von allen Staaten angewendet werden, die das Abkommen von 1958 zur gegenseitigen Anerkennung von Typgenehmigungen gezeichnet haben. Das können auch Staaten außerhalb der EG und Europas sein. ECE R 13 und EG 71/320 sind im Wortlaut identisch. Die ECE R 13H (H steht für „harmonisiert“) stellt eine Angleichung US-amerikanischer und europäischer Vorschriften dar. Japan und Australien haben inzwischen ihre nationalen Bremsgesetze durch die ECE R 13H abgelöst. Bei der Beantragung einer EG Typgenehmigung kann der Hersteller anstelle der 71/320 EG wahlweise auch die Prüfung nach ECE R 13 oder ECE R 13H beantragen. Die USA haben eigene Richtlinien und auch ein eigenes Zulassungsverfahren. Anstelle des weltweit üblichen Typgenehmigungsverfahrens ist in den USA eine Selbstzertifizierung üblich. Für Pkw-Bremsen ist in den USA die FMVSS 135 vorgeschrieben, deren Anforderungen etwa denen der ECE R 13H entsprechen.

In den Vorschriften ist in der Regel eine Abbremsung oder ein Bremsweg bei einer maximalen Fußkraft vorgeschrieben. Die geforderten Werte sind nach Bremsanlage und Fahrzeugklasse gestaffelt. Für die Betriebsbremsanlage von Pkw wird z. B. in Europa eine Abbremsung von 0,6 g bei 500 N Fußkraft gefordert ($1 \text{ g} \triangleq 9,81 \text{ m/s}^2$). In den Vorschriften ist hierfür auch die Prüfmethode festgelegt. Neben der geforderten Abbremsung wird in den meisten Vorschriften aus Fahrstabilitätsgründen noch eine Blockierreihenfolge gefordert. So darf z. B. in Europa die Hinterachse zur Sicherstellung der Fahrzeugstabilität bei Verzögerungen zwischen 0,15 g und 0,8 g nicht vor der Vorderachse blockieren. Fahrzeuge mit ABS müssen die Vorschriften zur Blockierreihenfolge nicht erfüllen, da hier ein Blockieren der Räder generell verhindert wird.

In der Europäischen Union ist für alle neu homologierten Fahrzeuge ab 2012 und für alle Neufahrzeuge ab 2014 das Elektronische Stabilitäts Programm ESP gesetzlich vorgeschrieben.

3.3.4 Auslegung der Bremsanlage

Fahrzeuggewicht, Gewichtsverteilung und Fahrleistung sind fahrzeugseitig relevante Größen bei der Auslegung eines Bremssystems [21].

Für die Dimensionierung der Bremssystemkomponenten sind Angaben zu folgenden Einflussparametern notwendig:

- ◆ Fahrzeugleer- und zulässiges Gesamtgewicht,
- ◆ Lastverteilung auf Vorder und Hinterachse leer und beladen,
- ◆ Maximalgeschwindigkeit und Beschleunigungsvermögen,
- ◆ Radstand,
- ◆ Fahrzeug-Schwerpunktlage,
- ◆ Rad-/Felgengröße,
- ◆ Reifentyp,
- ◆ Hilfsenergieversorgung für Bremssystem (z. B. Unterdruck aus dem Verbrennungsmotor).

Gegebenenfalls zusätzlich:

- ◆ regionale gesetzliche Anforderungen,
- ◆ Marken- und segmentspezifische Merkmale (z. B. Bremspedalcharakteristik).

Für Fahrzeuge mit hohem zulässigem Gesamtgewicht, hohem Schwerpunkt, kurzem Radstand und großer Maximalgeschwindigkeit stellt dies bei begrenzter Felgengröße und damit begrenztem Bremsscheiben-durchmesser eine technische Herausforderung dar.

3.3.4.1 Bremskraftverteilung

Ziel der Bremskraftverteilung ist ein neutrales bzw. stabiles Fahrverhalten auf homogener Fahrbahn im gebremsten Zustand [22]. Dies ist idealerweise bei jeder Verzögerung an allen Rädern durch gleiche Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn anzustreben.

Die auf die Fahrbahn übertragbaren Bremskräfte sind abhängig von den in der jeweiligen Fahrsituation vorhandenen Radaufstandskräften. Die Abbremsung des Fahrzeugs verursacht eine Veränderung der Radaufstandskräfte in Abhängigkeit von der Verzögerung. Die Belastung der Vorderachse nimmt zu, die der Hinterachse ab (dynamische Achslastverlagerung). Für ein Fahrzeug lässt sich damit für jeden Beladungszustand und jede Verzögerung eine optimale achsenspezifische Bremskraft ermitteln, die ideale Bremskraftverteilung.

Das Bremskraftverteilungsdiagramm verdeutlicht Abhängigkeiten zwischen Fahrbahnreibwert, dynamischer Achslast und Fahrzeug-Verzögerung. Es bildet die Grundlage für die Auslegung von Bremsanlagen und wird ausschließlich von geometrischen Fahrzeugdaten und der Achslastverteilung bestimmt.

Üblicherweise werden in der Bremssystemauslegung einige Größen dimensionslos dargestellt. Dazu gehört die Abbremsung z als Verhältnis der Fahrzeugverzögerung b zur Erdbeschleunigung g :

$$z = b / g \quad (3.1)$$

Außerdem werden die Größen ψ als Verhältnis von Schwerpunktlage in Längsrichtung l_v zum Radstand

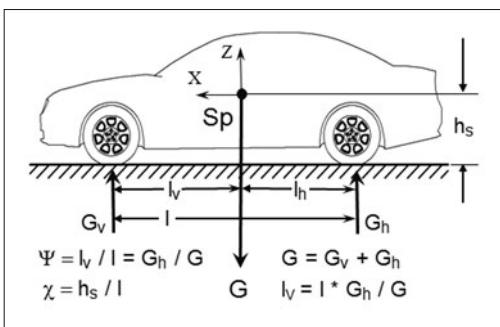


Bild 3-35: Prinzipskizze Schwerpunktlage

l , sowie χ als Verhältnis von Schwerpunktlage in vertikaler Richtung h_s zum Radstand l verwendet (Bild 3-35).

$$\Psi = l_v / l \quad (3.1a)$$

$$X = h_s / l \quad (3.1b)$$

Damit lassen sich die idealen Bremskräfte für Vorder- und Hinterachse (F_{BV} und F_{BH}) bezogen auf die Fahrzeuggewichtskraft G darstellen:

$$\frac{F_{BV}}{G} = [1 - \psi + z \cdot \chi] \cdot z \quad (3.2)$$

$$\frac{F_{BH}}{G} = [\psi - z \cdot \chi] \cdot z \quad (3.3)$$

Unter Zuhilfenahme dieser Gleichungen lässt sich die ideale Bremskraftverteilung (ideale Hinterachsbremskraft als Funktion der Vorderachsbremskraft) herleiten. Die ideale Bremskraftverteilung (Bild 3-36) ist eine nichtlineare Funktion (Wurzelfunktion zuzüglich eines linearen Anteils):

$$\frac{F_{BH}}{G} = \sqrt{\frac{(1-\psi)^2}{4 \cdot \chi^2} + \frac{1}{\chi} \cdot \frac{F_{BV}}{G} - \frac{1-\psi}{2 \cdot \chi} - \frac{F_{BV}}{G}} \quad (3.4)$$

Die ideale Bremskraftverteilung errechnet sich aus den Fahrzeugdaten (Achslasten, Schwerpunkthöhe, etc.). Gemeinsam mit den fahrersituationsspezifischen Reifen-Fahrbahn-Kraftschlusskennlinien begrenzt sie den fahrdynamisch stabilen Bremsbereich des Fahrzeugs (Beispiel dargestellt in grau). Dagegen ergibt sich die installierte Bremskraftverteilung über die an Vorder- und Hinterachse installierten hydraulischen Radbremskomponenten. Ein ABS mit EBV sorgt bei Bedarf durch Regeleingriffe (→ Anpassen der installierten BKV) dafür, dass das Fahrzeug stets im stabilen Betriebsbereich bleibt. (Bild 3-36).

Mit dieser installierten Bremskraftverteilung ist es jedoch nicht bei allen Fahrzeug-Beladungszuständen möglich, beide Achsen im gesamten Reibwert- und Verzögerungsbereich gleichzeitig bis zur Blockiergrenze abzubremsen.

Die installierte Bremskraftverteilung schneidet meist vorher die Idealverteilung (sogenannte kritische Abbremsung $z_{kritisch}$). Laut Gesetzgebung muss aber sichergestellt sein, dass bis zu einer Fahrzeugverzögerung von $0,8 \text{ g}$ die Vorderachse immer vor der Hinterachse blockiert, da eine blockierende Hinterachse leicht zu instabilem Fahrverhalten führen kann. Wie aus Bild 3-36 ersichtlich verhindert eine „Elektronische Bremskraftverteilung“ (EBV) beladungsabhängig ein Ansteigen des Hinterachsbremsdrucks über die ideale Druckverteilung hinaus und verhindert so ein Blockieren der Hinterräder. Analog zur Bremskraftverteilung lässt sich auch die Bremsdruckverteilung mit den hydraulischen Bremsdrücken von Vorder- und Hinterachse darstellen.

Bei Kurvenfahrt verteilen sich die idealen Bremskräfte zusätzlich ungleich auf die Bremsen einer Achse, da sich wegen der Querbeschleunigung die Radla-

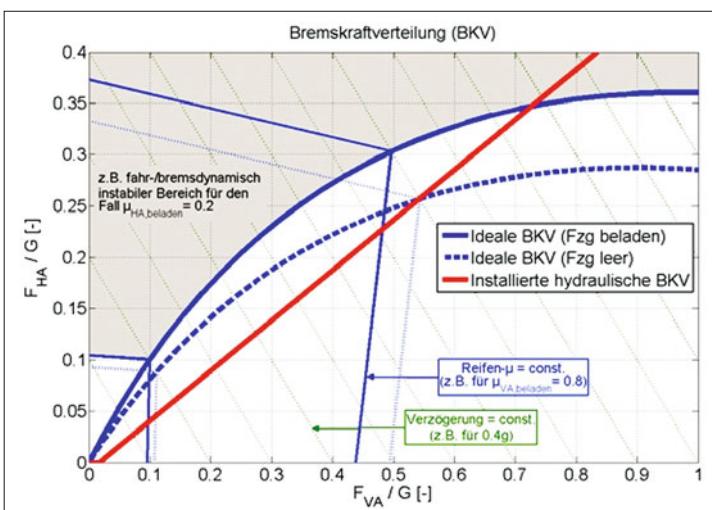


Bild 3-36:

Ideale und installierte Bremskraftverteilung (dimensionslose Darstellung Bremskraft dividiert durch Gewichtskraft)

ten – ähnlich wie in Längsrichtung die Achslasten – verändern. Durch den Einsatz von elektronischen Schlupfregelsystemen mit EBV lässt sich die installierte Bremskraftverteilung radindividuell in jeder Fahrsituation auf die ideale Bremskraftverteilung begrenzen, um die fahrdynamische Stabilität aufrecht zu erhalten.

3.3.4.2 Dimensionierung

Bremsanlagen werden in heutigen Fahrzeugen so ausgelegt, dass sie eine wesentlich höhere Abbremsung leisten können, als durch die gesetzlichen Vorschriften gefordert wird. Der Bremskraftübertragung wird letztendlich durch die begrenzte Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn eine physikalische Grenze gesetzt. Unter Berücksichtigung von Reifen-Fahrbahnreibwert μ , Erdbeschleunigung g , Fahrzeuggmasse m , aerodynamischem Abtrieb F_{aero} und der Eigenverzögerungskraft F_{EV} lässt sich die maximal mögliche Fahrzeugverzögerung abschätzen:

$$\ddot{x}_{\max} = \mu \cdot g + \frac{\mu \cdot F_{\text{aero}}}{m} + \frac{F_{\text{EV}}}{m} \quad (3.5)$$

Damit kann über die dynamische Achslastverlagerung die maximal übertragbare Vorderachsbremskraft ermittelt werden:

$$F_{\max,V} = \mu \cdot \left(G \cdot \frac{l_h}{l} + F_{\text{aero},V} + m \cdot \ddot{x}_{\max} \cdot \frac{h_s}{l} \right) \quad (3.6)$$

Die Radbremse ist nun so auszulegen, dass dieser Wert problemlos zu erreichen ist. Bei hydraulisch betätigten Scheibenbremsen errechnet sich die jeweils (radseitig) erzeugte Bremskraft als Funktion von hydraulischem Druck p , Radbremszylinderkolbenfläche A_{RBZ} , Sattelwirkungsgrad η_{Sattel} , Bremskoeffizient (Bremskennung) C^* , wirksamem Reibradius r_{reib} und Reifenabrollradius R :

$$F_{B,\text{Rad}} = p \cdot A_{\text{RBZ}} \cdot \eta_{\text{Sattel}} \cdot C^* \cdot \frac{r_{\text{reib}}}{R} \quad (3.7)$$

Die maximale Hinterachsbremskraft hängt von der jeweils am Fahrzeug installierten Bremskraftverteilung ab (s. Bremskraftverteilungsdiagramm im Bild 3-36). Meist bestimmen Felengröße und -innenkontur den verfügbaren Einbauraum für die Radbremse und damit die für ein bestimmtes Fahrzeug möglichen Kombinationen von Sattel, Bremsbelag und Bremsscheibe.

Aufgrund ihrer Elastizitäten nimmt die Bremsanlage unter Druckbeaufschlagung Volumen auf, welches von der Betätigungsseinheit bereitzustellen ist. Die Volumenaufnahme des Bremssystems (Bremssättel, Schläuche, Rohrleitungen, etc.) bestimmen Durchmesser und Hub (Ausstoßvolumen) des Tandem-Hauptzylinders THZ.

Bei der Bremsung wird kinetische Energie über Reibung in Wärme umgewandelt und kurzfristig in den entsprechend dimensionierten Bauteilen zwischengespeichert, bevor die Wärme an die Umgebung ab-

gegeben wird. Die thermische Belastung der Bremse wird dabei in erster Linie durch das Beschleunigungsvermögen, die Höchstgeschwindigkeit aber auch die Bremsenabkühlbedingungen beeinflusst. Je schneller das Fahrzeug ist, desto mehr kinetische Energie muss in Wärme umgesetzt werden.

Das zweite wesentliche Kriterium für die thermische Auslegung ist die Dauer der Bremsung (z. B. bei Passabfahrt wird die Bremsscheibe über längere Zeit bei geringer Verzögerung stark aufgeheizt, ohne dass diese durch ausreichende Zufuhr von Kühlluft an die Umgebung wieder abgekühlt werden kann).

Die Bremsen sind so ausgelegt, dass für Bremsscheiben und -beläge vom Hersteller festgelegte Grenztemperaturen unter realistischen Extrembelastungen nicht überschritten werden, da sonst mit nachlassender Bremsleistung (*Fading*) bis hin zur Zerstörung der Bremse gerechnet werden muss. Für heutige Bremsscheiben aus Gussmaterial können Temperaturen bis ca. 700 °C auftreten.

3.3.4.3 Bremskennung

Die Bremskennung oder der Bremskoeffizient C^* charakterisiert die Umsetzung der eingeleiteten Spannkraft in eine Umfangskraft innerhalb der Radbremse. In Bild 3-37 sind die Verläufe der Bremskraftkennung für verschiedene Bremsenbauarten über dem Reibwert vergleichend aufgezeichnet. Die Scheibenbremse hat danach mit $2 \cdot \mu$ den geringsten Verstärkungsfaktor. Hier wird die Bremsscheibe von zwei Seiten mit der Spannkraft beaufschlagt und die Umfangskraft ergibt sich aus der Spannkraft auf beiden Seiten der Bremsscheibe, multipliziert mit dem Reibkoeffizienten.

Bei Trommelbremsen ergibt sich ein Selbstverstärkungsfaktor; die Bremsbacke wird mit dem Kontakt an der Trommelinnenwand von ihr mitgeschleppt

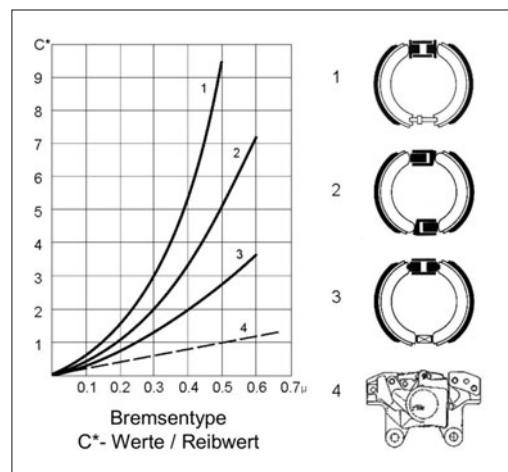


Bild 3-37: C^* -Kennwerte von Bremsen: 1 Duo-Servo Trommelbremse, 2 Duplex-Trommelbremse, 3 Simplex-Trommelbremse, 4 Scheibenbremse

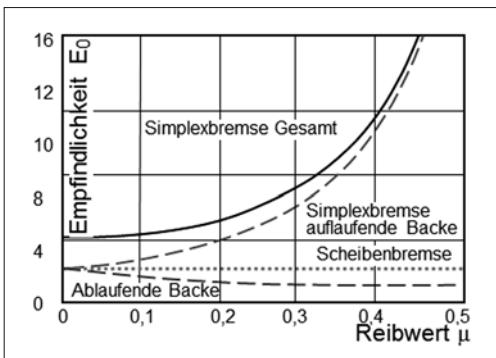


Bild 3-38: Empfindlichkeit in Abhängigkeit vom Reibwert für Scheibenbremse und Simplex-Bremse

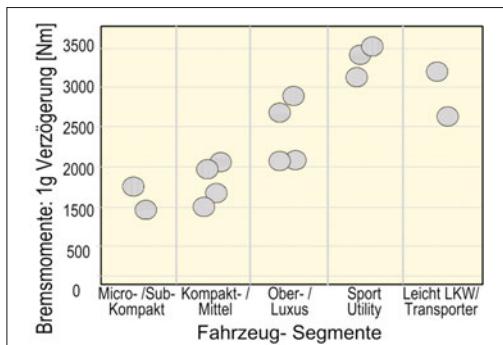


Bild 3-39: Bremsmomente an der Vorderachse für unterschiedliche Fahrzeugsegmente

und diese Mitnahmekraft verstärkt die Umfangskraft (Selbstverstärkungseffekt). Die Höhe der Verstärkung, sie entspricht der Tangente an die Kurve des Kennwertes in **Bild 3-37**, kann, je nach der Trommelbremsenart (s. Bild 3-56) und dem Reibkoeffizienten von 2 bis unendlich betragen (**Bild 3-38**) [23].

Es wird deutlich, dass sich Reibkoeffizientenschwankungen, auch „Bremsenempfindlichkeit“ genannt, bei Bremsen mit hoher Selbstverstärkung in stärkerem Maße auf die Umfangskraft auswirken als bei Bremsen geringerer Selbstverstärkung.

Es ist aber für einen Bremsvorgang ohne ein Giermomentenerzeugung notwendig, dass die Bremsen-umfangskräfte bei sich ändernden Reibkoeffizienten nicht zu stark variieren, d. h., die Bremsenempfindlichkeit sollte möglichst konstant und klein sein. Dies ist nur bei Scheibenbremsen der Fall und es ist damit der wichtigste Grund, warum Scheibenbremsen sich gegenüber Trommelbremsen durchgesetzt haben. Für die Feststellbremse dagegen ist es erwünscht, mit möglichst kleiner Handkraft eine sehr hohe Haltewirkung zu erzielen. Dies ist nur mit einer großen Selbstverstärkung möglich. Daher werden an den Hinterrädern als Feststellbremsen Duo-Duplex Trommelbremsen bevorzugt.

3.3.5 Bremsmomente und Dynamik

3.3.5.1 Bremsmomente

Aus dem Fahrzeuggewicht und der zu erreichenden Verzögerung ergibt sich ein Bremsmoment, das durch die Zuspansenkraft des Bremssattels über den wirksamen Radius der Bremsscheibe aufgebracht wird. **Bild 3-39** zeigt eine exemplarische Übersicht über die Höhe solcher Bremsmomente bei 1 g Verzögerung. 1-g-Verzögerungen sind statistisch gesehen jedoch eher die Ausnahme. Der „Normal-Fahrer“ bewegt sich bei der Bremsbetätigung in den meisten Fällen im sogenannten „Komfortbereich“ (bis 0,3 g).

Bild 3-40 zeigt eine exemplarische Summenhäufigkeitsverteilung von Bremsmanövern während eines Fahrzeugebens, der rote Bereich zeigt den Anteil des regenerativen Bremsens

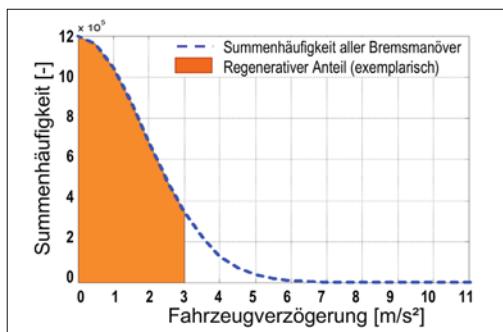


Bild 3-40: Exemplarische Summenhäufigkeitsverteilung von Bremsmanövern während eines Fahrzeugebens, der rote Bereich zeigt den Anteil des regenerativen Bremsens

Verzögerungen über ein Fahrzeugeben (ca. 1,2 Mio. Bremsmanöver). Die Gesamtanzahl der Bremsungen ist jedoch von der Fahrzeugnutzung abhängig; sie kann z. B. bei einem Taxi weit über 2 Mio. liegen.

In den letzten Jahren kommen zunehmend „Hybrid“-Fahrzeuge auf den Markt, die neben dem Verbrennungsmotor über einen zusätzlichen Elektromotor-Antrieb verfügen. Dieser Elektromotor kann im Generatorbetrieb auch für sogenanntes „regeneratives Bremsen“ genutzt werden. Dabei wird ein entsprechend ausgelegtes Batteriesystem des Fahrzeugs beim Bremsen aufgeladen. Die Nutzung der Generatorfunktion wird heute im Allgemeinen auf Verzögerungen bis ca. 0,3 g beschränkt (**Bild 3-40**).

Die Gründe dafür liegen in der Größe des Generators, der Bordnetzstruktur, der Batteriekapazität und der begrenzten Möglichkeit, die beim Bremsen konvertierten Energiemengen kurzfristig zwischenzuspeichern. Neueste Fortschritte in der Entwicklung der Batterie- und Elektromotorensteuerung führen zu einer signifikanten Verbesserung der Effizienz bei der Energierückgewinnung.

Es sei angemerkt, dass sich die beim regenerativen Bremsen erzeugten Bremskräfte nicht am Fahrwerk,

sondern an den Getriebe- bzw. Motorlagern abstützen und somit deren Lastkollektiv beeinflussen können.

3.3.5.2 Bremsdynamik

Das durch die Radbremsen auf die Fahrwerkskomponenten übertragene Kraftniveau wird nicht nur durch die statische Krafteinleitung sondern auch durch die Dynamik bestimmt. Diese ist abhängig von der Geschwindigkeit mit der der Fahrer das Bremspedal betätigt und der Übertragungsgeschwindigkeit dieser Kräfte bis zur Radbremse. Bremspedalhebelübersetzung, Bremskraftverstärkung, Umwandlung von Kraft in Druck, hydraulische Übersetzung von Betätigungszyylinder zum Radbremszyylinder, Massenträgheiten, Reibungswiderstände, Drosselwirkung von Bremsleitung, Schläuchen und Ventilbeblendung (Druckaufbau) sowie die Bremsscheibengröße bestimmen die Übertragungsgeschwindigkeit zwischen Krafteinleitung durch den Fahrer und Bremsmomentaufbau am Rad.

Der Bremsdruckaufbau hängt zunächst von der Fahrerantrittsgeschwindigkeit, den Strömungswiderständen und der Volumenaufnahme des Hydrauliksystems ab. Bei autonomen Bremseingriffen durch Assistenzsysteme muss der hydraulische Druck evtl. ohne Pedalbetätigung allein durch HCU-Pumpe (HCU: *Hydraulic Control Unit*) oder aktiven (fremdangesteuerten) Booster bewerkstelligt werden. Aus Bild 3-41 ist ersichtlich, dass ein Fahrer zwar sehr schnell antreten kann, höhere Drücke aber nur eingeschränkt und verzögert aufbringen kann.

Der Druckaufbau der technischen Systeme verhält sich eher umgekehrt. Die Dynamik insbesondere der HCU lässt sich durch sogenannte „Prefill-Funktionen“ optimieren: Hier wird, ausgelöst durch bestimmte Senso-

rik (z. B. Umfeldsensoren), das Hydrauliksystem vorfüllt (Lüftspielüberwindung der Scheibenbremse), um ein schnelleres Ansprechen der Bremsanlage zu realisieren. Die Messergebnisse zeigen den autonomen Druckaufbau durch die jeweilige Komponente ohne überlagerten Fahrerantritt. Bild 3-42 zeigt an einem Beispiel den Aufbau der Fahrerfußkraft und den Druckverlauf (\approx Momentenverlauf) in den Radbremsen sowie die Fahrzeugverzögerung bei einer Bremsung mit ABS-Funktion.

3.3.6 Komponenten des Bremssystems

An die Radbremskomponenten werden hohe Ansprüche hinsichtlich Robustheit und Funktionssicherheit gestellt. Die Funktionssicherheit über der Fahrzeugebensdauer wird jedoch auch wesentlich durch die Art der Anbindung an die Fahrwerkskomponenten beeinflusst. Einfluss haben unter anderem:

- ◆ Fertigungstoleranzen oder zu großes Radlagerspiel führen zu Scheibenschlag (Planlaufabweichung). Als Folge hiervon sind Komforteinbußen durch Rückwirkung auf das Bremspedal beim Bremsen (Bremsenrubbeln) und ungleichmäßiger Verschleiß von Scheibe und Bremsbelag zu nennen. Reibwertschwankungen zwischen Bremsscheibe und Bremsbelag können beim Bremsen Schwingungen verursachen, die durch Fahrwerkskomponenten soweit gedämpft werden sollten, dass sie sich nicht störend auf Fahrzeuginsassen auswirken.
- ◆ Ausreichende Kühlung der Scheiben- oder Trommelbremsen durch Fahrtwind muss unter allen Betriebsbedingungen gewährleistet sein. Fahrwerkskomponenten, die den auftretenden hohen Bremstemperaturen nicht standhalten, sind durch

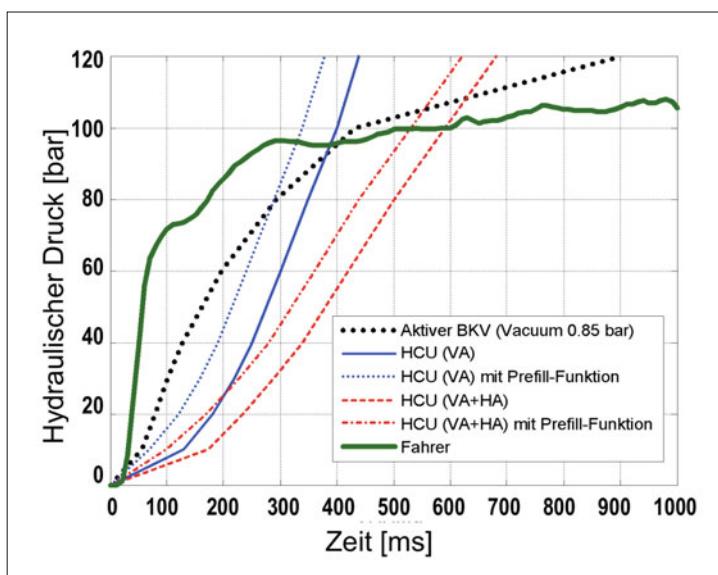


Bild 3-41:
Exemplarischer Vergleich der Druckaufbaudynamik von Fahrer, aktivem Bremskraftverstärker und HCU (*Hydraulic Control Unit*)
(VA: Vorderachse, HA: Hinterachse)

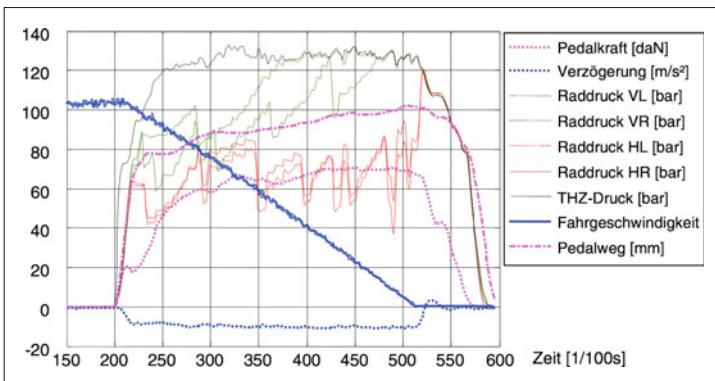


Bild 3-42:
Charakteristische Messgrößen
einer Pkw-Vollbremsung aus
100 km/h

geeignete Maßnahmen (z. B. Werkstoffauswahl, Wärmeschutzbleche) zu schützen.

- ♦ Der Zugang zu den Bremsenkomponenten zur Verschleißprüfung, Entlüftung des Bremssystems und zum Austausch von Verschleißteilen (z. B. Bremsbeläge) sollte ohne großen Aufwand möglich sein.

Die Gewichte von Bremssätteln liegen für Sphäroguss-Sättel je nach Ausführung (Typ, Kolbendurchmesser, Kolbenanzahl) in der Größenordnung von 3 kg bis zu 12 kg. Dazu kommt das Haltergewicht zur Befestigung am Achsschenkel mit ca. 2 bis 4 kg. Die Verwendung von Aluminium kann bei Bremssätteln eine deutliche Gewichtsreduzierung ermöglichen.

Die Bremsscheibengewichte sind durchmesseraabhängig und liegen bei Kleinfahrzeugen bei ca. 4 kg. Bei Hochleistungsfahrzeugen mit entsprechend großer Bremsscheibe können sie auch bis ca. 14 kg erreichen. Hier ist durch Einsatz von z. B. C/SiC-Scheiben eine Gewichtseinsparung über 60 % erreichbar.

3.3.6.1 Bremssattel

Mit Hilfe von Scheibenbremsen werden Bremskräfte am Rad erzeugt. Nahezu alle Pkw-Vorderradbremsen sind Scheibenbremsen. Bei heutigen Fahrzeugen sind auch die Hinterachsbetriebsbremsen oft als Scheibenbremsen ausgeführt.

Scheibenbremsen sind Axialbremsen. Die Zuspannkräfte des Bremssattels werden über hydraulische Zylinder in axialer Richtung auf die Bremsbeläge aufgebracht, die beidseitig auf die Planreibflächen der Bremsscheibe (auch „Rotor“ genannt) wirken. Die Kolben und Beläge sind in einem sattelartig über den Außendurchmesser der Scheibe greifenden Gehäuse untergebracht. Die Beläge stützen sich während einer Bremsung in Drehrichtung der Scheibe an dem am Achsschenkel befestigten Halter ab.

Die Bremsbelagflächen bedecken jeweils einen Teil einer ebenen Ringfläche (Teilscheibenbremse). Im Allgemeinen ist unter dem Begriff „Scheibenbremse“ immer eine Teilscheibenbremse zu verstehen. Vollscheibenbremsen, bei denen die gesamte Scheibe mit einem ringförmigen Belag in Berührung gebracht

wird, sind im Pkw-Bau nicht gebräuchlich. Bei Scheibenbremsen werden Fest-, Rahmen- und Faustsättel unterschieden: Festsättel beinhalten Kolben zu beiden Seiten der Bremsscheibe (s. Bild 3-45); Schwimmrahmen und Faustsättel nur auf einer Seite, sie sind verschiebbar gelagert (s. Bilder 3-46 und 3-48). Der Bremsenkennwert C^* einer Scheibenbremse ist linear abhängig vom Belagreibwert (s. Bild 3-37).

Weitere Merkmale sind:

- ♦ hohe thermische Belastbarkeit,
- ♦ geringe Empfindlichkeit gegenüber Reibwertschwankungen des Belags (s. o.),
- ♦ gleichmäßiges Ansprechen (Reproduzierbarkeit),
- ♦ gleichmäßiger Belagverschleiß,
- ♦ einfache (selbsttätige) Nachstellung,
- ♦ einfacher Belagwechsel.

Die Abdichtung der Kolben im Sattel erfolgt durch Kolbendichtringe mit quadratischem Querschnitt in einer profilierten Gehäusenut (Bild 3-43). Sie erzeugen nach dem Bremsvorgang ein Zurückziehen des Kolbens (*roll back*) und sorgen dadurch für ein sogenanntes „Lüftspiel“ (geringes Rest-Bremsmoment). Bei starker axialer Verformung und Verschiebung der Bremsscheibe (z. B. Radlagerspiel) wird mit der Dichtungsgeometrie das Wiedervorziehen des Kolbens erreicht (*knock back*).

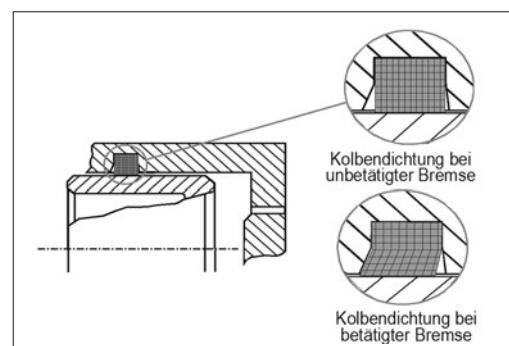


Bild 3-43: Verformung des Kolbendichtrings

Eine Schutzkappe sichert den Bereich zwischen Kolben und Gehäusebohrung gegen das Eindringen von Feuchtigkeit und Schmutz. Die Faltenbalgform der Schutzkappe passt sich dem veränderlichen Hub an, der durch Verschleiß der Beläge und der Scheibenreibflächen sowie axiale Toleranzen entsteht.

An der höchsten Stelle des Zylinders ist zum Entlüften der Bremsanlage eine Entlüftungsschraube angebracht, um eventuell eingedrungene Luft aus der Bremshydraulik zu entfernen.

Sattel-Werkstoffe

Die Gehäuse der Faustsättel werden i. A. aus Kugelgraphitguss in den Qualitäten GGG50...60 gegossen. Bei Anforderungen an geringes Gewicht setzt man verschraubte Gehäuse ein, wobei die Zylinderseite aus hochfestem Aluminiumguss und die Gehäusepratze, die über die Scheibe auf den Belag der Felgenseite führt, aus hochwertigem Kugelgraphitguss ist. Bei besonderen Anforderungen an geringes Gewicht wird das gesamte Gehäuse als ein Teil in Aluminium ausgeführt (s. Bild 3-49 Fastrahmensättel).

Bremskolben werden aus Grauguss, Stahl, Aluminium-Legierungen und Kunststoffen hergestellt (Bild 3-44). Bei Stahlkolben ist Tiefziehen und Fließpressen üblich. Um die erforderliche Oberflächengüte und vor allem die Durchmessertoleranz sicherzustellen, ist ein Schleifen des Außendurchmessers notwendig.

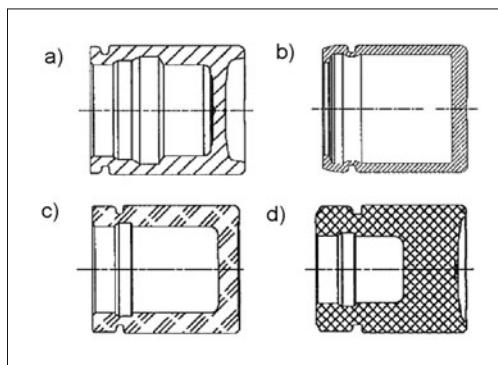


Bild 3-44: Bremssattelkolben aus verschiedenen Werkstoffen, a) Grauguss, b) Stahl, c) Aluminium-Legierung, d) einspritzbare Kunststoffe

Sattelauslegung

Hier verwendet man einen C^* -Wert, der sich aus dem Verhältnis von Reibkraft F_R und Zuspanskraft des Kolbens F_S ergibt: (A_K = Kolbenfläche, p = hydraulischer Druck, μ = Belagreibwert):

$$C^* = 2 \frac{F_R}{F_S} \quad (3.8)$$

mit $F_R = A_K \cdot p \cdot \mu$ und $F_S = A_K \cdot p$ gilt:

$$C^* = 2 \mu . \quad (3.9)$$

Die Zuspanskraft wird in der Kolbenmitte angreifend angenommen. Übliche Reibwerte für Scheibenbremsen liegen zwischen $\mu = 0,35$ bis $0,50$ (d. h. $C^* = 0,7...$ 1,0), wobei μ als mittlerer Betriebsreibwert der Belagsorte definiert ist. Er kann in Abhängigkeit von Scheiben- und Belagtemperatur, Fahrzeuggeschwindigkeit, Flächenpressung, etc. schwanken.

Die Steifigkeit eines Bremssattels wird indirekt über seine Fluidaufnahme über dem hydraulischen Druck im Zylinder definiert, die sogenannte „Volumenaufnahme“. Man berechnet die Volumenaufnahme mittels 3D-Modellen auf dem Computer und überprüft dies durch Messungen im Versuch.

Der auf das Fahrzeugleben bezogene Festigkeitsnachweis eines Faustsattelgehäuses erfolgt durch hydraulische Druckbeaufschlagung mit pulsierender Belastung. Diese Erprobung erfolgt im praktischen Versuch mit genau definierten Parametern.

Festsattel

An der Vorderachse schwerer Pkw mit Heckantrieb sind Festsättel weit verbreitet.

Festsättel sind durch beidseitig der Scheibenreibfläche angeordnete Bremszylinder und durch ein feststehendes Gehäuse gekennzeichnet (Bild 3-45).

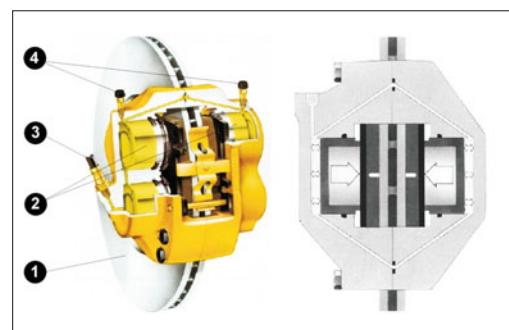


Bild 3-45: Festsattel: 1) Bremsscheibe, 2) Bremskolben, 3) Hydraulischer Anschluss, 4) Entlüftung

Das Gehäuse besteht meist aus zwei Hälften, die axial miteinander verschraubt sind. Die auf beiden Scheibenseiten befindlichen Kolben sind durch Kanalbohrungen in den Gehäusehälften oder zusätzliche Leitungen hydraulisch miteinander verbunden. Die Kanalbohrungen sind an der Kontaktfläche mit Dichtungen nach außen abgedichtet. Der Übergang dieser Bohrungen über den Scheibenaußendurchmesser ist thermisch sensibel. Besondere Maßnahmen zur Kühlluftführung und ausreichend gute Bemessung der Scheibe verhindern eine Dampfblasenbildung, die den notwendigen Bremsdruckaufbau nicht ermöglicht (= „pedal to floor“). Die Beläge stützen sich tangential an Anschlagführungen seitlich der Kolben ab. Vorteil dieser Sattelkonstruktion ist die durch hohe Steifigkeit bedingte geringe Volumenaufnahme.

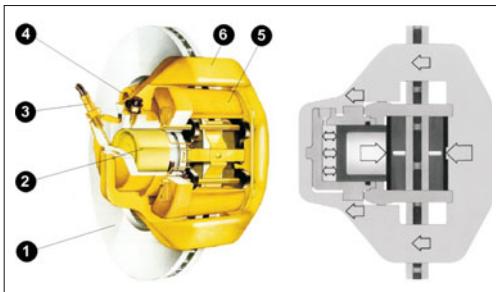


Bild 3-46: Schwimmrahmensattel: 1) Bremsscheibe, 2) Kolben, 3) Hydraulik-Anschluss, 4) Entlüftungs-Schraube, 5) Halter, 6) Rahmen

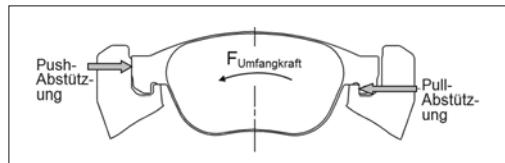


Bild 3-47: Gezogene Beläge (Push-Pull-Prinzip)

Bremsvorgang zumindest teilweise als gezogene Beläge auszuführen (pull-push-Prinzip **Bild 3-47**).

Die axialen Reibungskräfte in den Halterführungen liegen auf der Scheibenauflaufseite. Mit dieser Bauweise werden zwei wesentliche Funktionsvorteile erreicht: zum einen „schmiegen“ sich die Beläge gleichmäßig an die Scheibenreibfläche an, was zum parallelen Belagverschleiß (gewünscht) wesentlich beiträgt; zum anderen werden Geräusche reduziert.

Rahmensattel

Dadurch, dass beim Rahmensattel sich nur auf einer Seite Kolben befinden, lässt sich die Bremsscheibe axial tiefer in die Felgenschüssel (d. h. zur Felgenseite) verlagern. Dies erleichtert im Allgemeinen die Realisierung eines negativen Lenkradien. Die Reaktionskraft des Kolbens wird mit einem beweglichen Rahmen über die Scheibe auf den felgenseitigen Belag übertragen. Das Zylindergehäuse ist im Rahmen befestigt (**Bild 3-46**).

Beide Beläge stützen ihre jeweiligen tangentialen Bremsumfangskräfte unmittelbar auf zwei Arme des mit der Radnabe bzw. Achsschenkels fest verschraubten Halters ab. Der Vorteil von Rahmensätteln ist die niedrige Bremsflüssigkeitstemperatur im Zylinder, da die Bremsflüssigkeit nicht über die Bremsscheibe geführt wird und der große, offene Belagschacht der Kühlluft guten Zutritt zu den Belägen erlaubt.

Faustsattel

Faustsättel bieten die gleichen Einbauvorteile wie Rahmensättel. Weitere wesentliche Vorteile sind:

- ♦ großflächige Beläge,
- ♦ optimale Belagform mit an die Belagmechanik angepasster Geometrie,
- ♦ geringes Gewicht,
- ♦ kleine Baugröße.

Der meist einteilige Rahmen gleitet auf zwei Armen eines fest geschraubten Halters oder des Achsschenkels selbst. Die beiden Halterarme können auf der Felgenseite mit einer angegossenen Brücke oder über hakenförmige Enden der Belagträgerplatte verbunden sein. Auf diese Weise ist es möglich, die Beläge beim

Faustsattel FN

Durch eine spezielle Faustsattelkonstruktion (FN-Ausführung) kann gegenüber dem Standard-Faustsattel ein größerer Bremsscheibendurchmesser erreicht werden, mit dem Vorteil eines größeren Reibradius und damit höheren Bremsmomenten bei gleichem Bremsdruck. Dabei kann die Gehäusebrücke an der engsten Konturenstelle im Rad sehr lang und deshalb dünn gehalten werden, ohne dass die Sattelsteifigkeit (Volumenaufnahme) sich verschlechtert (**Bild 3-48**).

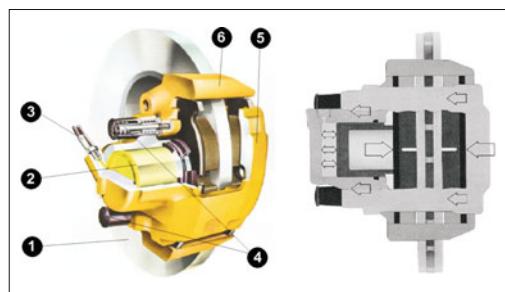


Bild 3-48: Faustsattel Bauart Teves FN: 1) Bremsscheibe, 2) Bremskolben, 3) Hydraulik-Anschluss, 4) Dämpfungshülsen, 5) Halter, 6) Rahmen

Faustrahmensattel FNR

Eine weitere Vergrößerung des Scheibenaußendurchmessers ist bei Einsatz eines Faustrahmensattels (FNR) möglich (**Bild 3-49**). Hierbei wird die Gehäu-



Bild 3-49:

Varianten der Faustrahmensättel:
FNR-AL Aluminium, FN RG Composite (Halter aus Aluminium, Brücke und Sattel aus Grauguss), FNR Grauguss

sebrücke, wie beim Faustsattel beschrieben, ebenfalls nach außen um die beiden Haltearme herumgeführt und felgenseitig mit der mittleren Gehäusepratze zu einem einzigen Gussstück fest verbunden.

Bremssattel mit Doppelkolben

Für Fahrzeuge mit hoher Bremsleistung und dementsprechend großer Bremsbelagfläche werden Mehrkolben-Bremssättel zur homogenen Belaganpressung verbaut (Beispiel **Bild 3-50**).

Kombinierter Faustsattel

Beim Kombi-Faustsattel (FNC **Bild 3-51**) werden die Funktionen von Betriebs- und Feststellbremse in einem Scheibenbremssattel zusammengefasst, wobei dieselben Reibpartner für beide Aufgaben genutzt werden.

Die Betriebsbremse ist analog der des Faustsattels, die Feststellbremse wird über einen Bowdenzug aktiviert, welcher über einen Hebelmechanismus die Betätigungsrolle (6) im **Bild 3-52** dreht.

Da der C^* Wert nur dem einer Scheibenbremse mit $C^* = 2\mu$ entspricht, muss für die Feststellbremsung eine erhöhte Kraft auf den Kolben erzeugt werden. Die Betätigung erfolgt über einen Handhebel (s. Bild 3-59). Tritt während einer Bremsung zusätzlich zu Belagkompression und Verformungen des Gehäuses noch Verschleiß auf, kann dieser Verschleißweg durch Gehäuseentlastung, bzw. durch die Rückstellfähigkeit des Dichtrings, nicht vollständig kompensiert werden, es erfolgt eine Verschleißnachstellung.

Die Spindel (2) wird dann durch die Kraft der Rückstellfeder (4) wieder zur Anlage am Druckstück (5) gebracht. Da die Rückstellfederkraft etwa der dreifachen Antriebsfederkraft entspricht, wird die Nachstellmutter (1) von der Spindel (2) mitgenommen, und der Reibkonus öffnet sich. Die Nachstellmutter wird nun durch die Antriebsfeder zur Drehung veranlasst und schließt den Reibkonus wieder. Damit ist ein axialem Längenausgleich (Nachstellung) erfolgt (**Bild 3-52**).



Bild 3-50: Festssattel mit Doppelkolben

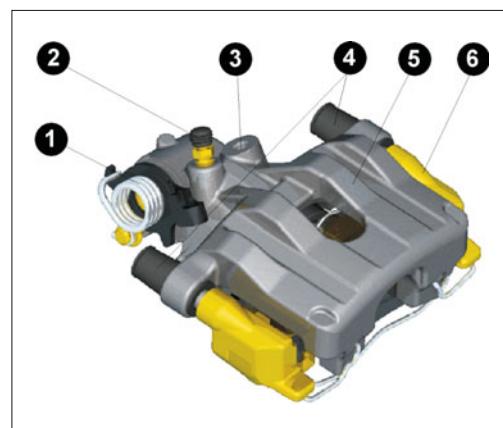


Bild 3-51: Kombi-Faustsattel FNC: 1) Spannvorrichtung, 2) Entlüftungsschraube, 3) Hydraulik-Anschluss, 4) Dämpfungshülsen, 5) Halter, 6) Rahmen

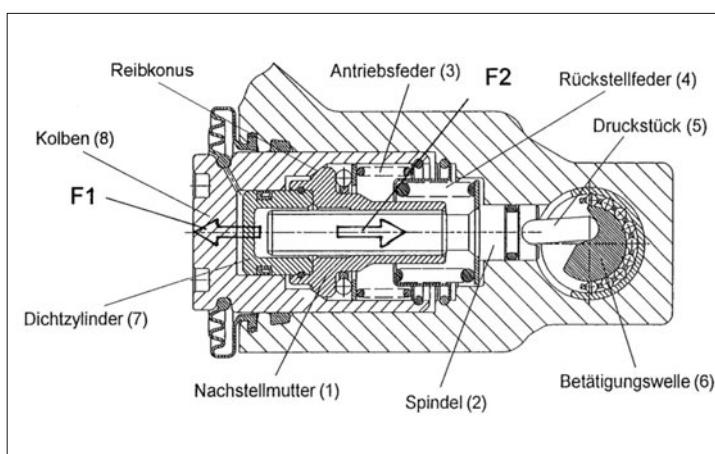


Bild 3-52:
Nachstellung

3.3.6.2 Bremsscheiben

Der weitaus größte Teil der beim Bremsen umgesetzten Energie geht zunächst in die Scheibe und wird von dort an die Umgebungsluft weitergegeben. Im Reibring werden, z. B. bei Bergabfahrten, Temperaturen bis zu 700 °C (Rotglut) erreicht. Um eine noch höhere Wärmeaufnahmekapazität zu erreichen, gibt es Entwicklungskonzepte für Systeme mit Doppelbremsscheiben. Diese haben sich bis jetzt nur bei Nutzfahrzeugen durchsetzen können.

Massive bzw. belüftete Bremsscheibe

Um eine bessere Kühlwirkung zu erreichen, werden neben den massiven Bremsscheiben zunehmend innenbelüftete Scheiben eingesetzt. Eine weitere Maßnahme zur Verbesserung der Kühlung und des Ansprechverhaltens bei Nässe (Wasserempfindlichkeit) bildet der Einsatz von gelochten oder genuteten Bremsscheiben. Allerdings ist dies mit höheren Kosten und u. U. einer stärkeren Geräuschbildung verbunden.

Derartige Nachteile werden vermieden, durch die sogenannte „ATE Power Disc“, in deren Ringflächen eine Endlosnut eingearbeitet ist (**Bild 3-53**).

Weitere Vorteile dieser Multifunktionsnut:

- ◆ optische Erkennung der Verschleißgrenze,
- ◆ verbessertes Bremsen bei Nässe,
- ◆ verringertes Fading,
- riefenfreies Verschleißbild von Belag/Scheibe.



Bild 3-53: Massive Bremsscheibe (links) und innenbelüftete ATE Power Disc (rechts) mit Bremsbelägen

Schirmung

Aufgrund der Einbaubedingungen der Bremsscheibe innerhalb der Felgenkontur hat die Scheibe einen einseitigen Befestigungsflansch (Scheibentopf). Der Reibring tendiert daher bei Erwärmung dazu, zu schirmen, d. h. die Reibflächen gehen von Planflächen in Kegelflächen über. Das kann zu ungleichem

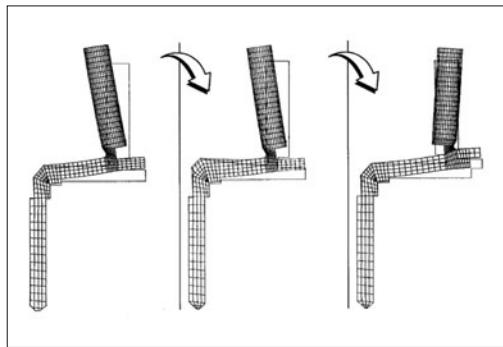


Bild 3-54: FE-Analyse zur Reduzierung der Scheibenschirmung

Belag- und Scheibenverschleiß durch inhomogene Anlage der Belagreibfläche an den Reibring führen. Geräuschentwicklung und Rubbeln können die Folge sein. Als Rubbeln wird eine Kombination von Lenkradschwingung, Pedalpulsation und niederfrequenter Geräuschbildung bezeichnet.

Durch konstruktive Maßnahmen kann die Schirmung in Grenzen gehalten werden (**Bild 3-54**).

Zum Erreichen einer guten Bremsenqualität werden hohe Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeit von Bremsscheiben gestellt. Darüber hinaus ist im Fahrzeug entsprechende Laufgenauigkeit der Scheibenflanschfläche und optimiertes Lagerspiel sicherzustellen.

Schwimmend gelagerte Bremsscheiben

Schwimmend gelagerte Bremsscheiben bestehen aus zwei Einheiten: ein völlig planer äußerer Reibring ist in axialer Richtung verschiebbar auf einem inneren, nabenfesten Scheibenträger angebracht. Vorteile sind:

- ◆ keine Schirmung,
- ◆ minimierte Wärmeleitung in die Radlagerung,
- ◆ reduziertes Lüftspiel, da die beweglich gelagerte Scheibe nicht die Beläge zurückdrückt.

Schwimmend gelagerte Bremsscheiben werden in Kombination mit Festsätteln eingesetzt, sie finden vorwiegend bei Motorrädern und Hochleistungsfahrzeugen Verwendung.

Bremsscheiben-Werkstoffe

Der übliche Scheibenwerkstoff ist perlitischer Grauguss in den Qualitäten GG15 ... 25. Geringe Zusätze von Chrom, Molybdän geben dem Werkstoff eine höhere Verschleißfestigkeit sowie ein günstigeres Wärmerissverhalten. Ein hoher Kohlenstoff-Gehalt erhöht die Geschwindigkeit der Wärmeaufnahme.

Eine Neuentwicklung ist die C/SiC-Bremsscheibe (**Bild 3-55**). Bei ihr kommt mit Kohlefaser (C) verstärkte Keramik mit SiC-haltiger Matrix zum Einsatz.



Bild 3-55: C/SiC-Bremsscheibe

Die Vorteile einer C/SiC-Bremsscheibe gegenüber einer Grauguss-Bremsscheibe sind:

- ◆ höhere Verschleißfestigkeit mit einer Lebensdauer bis ca. 300 000 km,
- ◆ Verringerung ungefederter Massen durch Gewichtersparnis,
- ◆ hohe Temperaturbeständigkeit ($> 700^{\circ}\text{C}$),
- ◆ Korrosionsbeständigkeit: es entfallen negative Bleiterstreuungen (Kontakthaftung, festrostende Bremsbeläge) der Grauguss-Bremsscheibe.

Durch den hohen Fertigungsaufwand ist die C/SiC-Bremsscheibe jedoch wesentlich teurer. Sie wurde speziell für Hochleistungs-Sportwagen entwickelt und kommt darüber hinaus in Fahrzeugen der Oberklasse zum Einsatz.

3.3.6.3 Bremsbeläge

Der wesentliche Faktor für die Wirksamkeit einer Bremse ist der Bremsbelag [24], [25]. Seine physikalischen und chemischen Eigenschaften bestimmen die Qualität einer Bremsanlage entscheidend. Anforderungen an einen Bremsbelag sind u. a.:

- ◆ Reibwerthöhe μ ,
- ◆ Reibwertkonstanz (z. B. bei unterschiedlicher Temperatur, Nässe, Salz oder Schmutz),
- ◆ geringer Belagverschleiß sowie geringer Verschleiß des Reibpartners (Trommel/Scheibe),
- ◆ minimale Geräuschbildung bzw. hohe Geräuschdämpfung, z. B. gegen (hochfrequentes) Quietschen und (niederfrequentes) Rubbeln,
- ◆ geringe Kompressibilität

Belagwerkstoffe sind Mischungen aus Metallen (bis 65 %) wie Eisen, Kupfer und Messing sowie Graphit und Bindemittel zur Erzeugung der Formstabilität. Weiter kommen Fasern aus Glas, Karbon und Gummi zum Einsatz. Diese werden auf eine Trägerplatte aus Metall oder Sinterwerkstoff aufgebracht und durch hohe Temperaturen und Druck miteinander verklebt. Das früher verwendete Asbest darf seit dem Erlass der Asbestverordnung in der EU seit 1990 nicht mehr eingesetzt werden.

Ersetzt wurde dieser Werkstoff durch Metall- und Faseranteile.

3.3.6.4 Trommelbremsen

Trommelbremsen sind Radialbremsen. Sie haben zwei Bremsbacken, die durch hydraulische Radzyylinderbetätigung beim Bremsen nach außen gegen die Reibfläche der Trommel gedrückt werden. Bei Beendigung der Bremsung ziehen Federn die Bremsbacken wieder nach innen, sodass zwischen Trommelreibfläche und Bremsbelägen ein „Lüftspiel“ entsteht. Im heutigen Automobilbau werden hauptsächlich die Simplex-Trommelbremse (Bild 3-56a) und die DuoServo-Trommelbremse (Bild 3-56e) eingesetzt. Durch die sehr hohen Anforderungen (thermische Belastbarkeit, Dosierbarkeit) an Vorderachsbremsen werden Trommelbremsen meist nur an der Hinterachse verbaut.

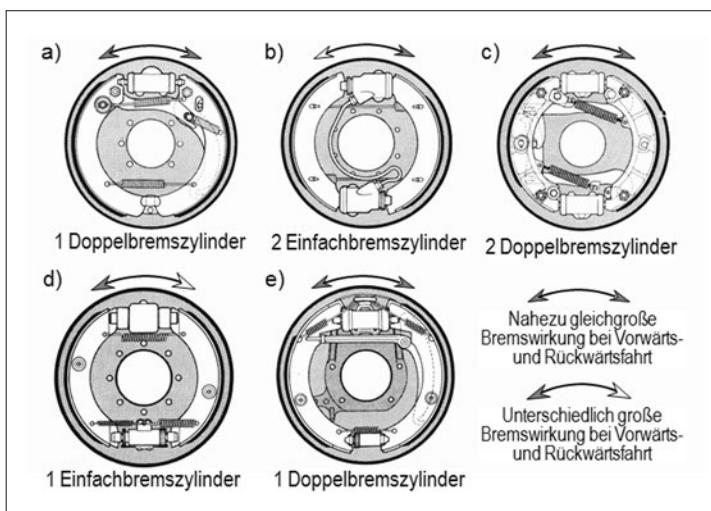
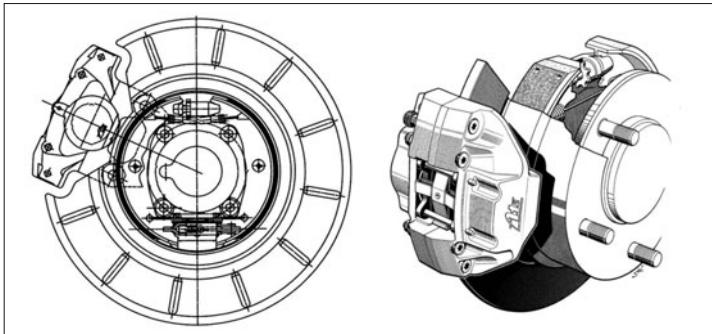


Bild 3-56:

- a) Simplex-Trommelbremse,
- b) Duplex-Trommelbremse,
- c) Duo-Duplex-Trommelbremse,
- d) Servo-Trommelbremse,
- e) Duo-Servo-Trommelbremse

**Bild 3-57:**

Kombination aus Scheiben- und Duo-Servo-Trommelbremse (Topf-Bremse)

Simplex-Trommelbremse

Bei Personenvägen kann diese Bauart an der Hinterachse aus Kostengründen (Integration der Feststellbremfung) eingesetzt werden. Das erzeugte Bremsmoment ist nur wenig von Reibwertschwankungen abhängig ($C^* = 2,0$ bis $2,3$, s. Bild 3-37), sodass eine gleichmäßige Bremswirkung (links/ rechts) erreicht wird und damit das Fahrverhalten während der Bremsung ausreichend stabil ist.

Die in Fahrtrichtung vorn liegende Bremsbacke, die Primärbacke, erzeugt rund 65 % des Bremsmomentes, die hinten liegende Sekundärbacke nur etwa 35 %. Der Primärbelag wird daher zum Verschleißausgleich dicker ausgeführt, oder der Umfangswinkel beider Bremsscheiben wird unterschiedlich groß gewählt. Der Umfangswinkel ist der Winkel, über den der Belag Kontakt mit der Trommel hat.

Duo-Servo-Trommelbremse

Diese Bremse (Bild 3-56e) erzeugt ein sehr hohes Bremsmoment, da das Nacheinanderschalten der beiden Bremsscheiben eine besonders wirksame Selbstverstärkung erzeugt ($C^* = 3,5$ bis $6,5$). Duo-Servo-Trommelbremsen werden daher häufig in Fahrzeugen mit hoher Nutzlast, etwa kleinen bis mittleren Lkw, verbaut. In der Regel ist ein automatischer Verschleißausgleich eingebaut, bei dem über einen Seilzug ein Nachstellhebel betätigt wird, der durch das Verdrehen einer Ritzelmutter indirekt eine nicht verdrehbare Spindelschraube herausbewegt.

Durch Befestigung eines Hebels an der Sekundärbacke und einer Druckstange zur Übertragung einer Reaktionskraft auf die Primärbacke lässt sich eine Feststellleinrichtung leicht integrieren. Sehr zweckmäßig ist der Einsatz der Duo-Servo-Trommelbremse in Kombination mit einer Scheibenbremse (= *drum-in-hat*) (Bild 3-57).

Die nur mechanisch betätigten Trommelbremse übernimmt hierbei die Funktion der Feststellbremse und die Scheibenbremse den Betriebsbremseanteil der Hinterachse. Ein Vorteil dieser Kombination ist, dass die Beläge für Feststell- und Betriebsbremse unabhängig voneinander optimal ausgelegt werden können.

Bremstrommel-Werkstoffe

Aufgrund der kostengünstigen Herstellung sind Bremstrommeln aus Grauguss heute gerade in Fahrzeugen der unteren Gewichtsklasse allgemein verbreitet. Für besondere Anwendungen gibt es gewichtsoptimierte Lösungen. Beispiele hierzu sind:

- ◆ Zweiteilig in Verbundguss hergestellt: Der äußere Bereich besteht aus einer Aluminiumlegierung, innen ist wegen der geeigneteren Reibpaarung ein Graugussring eingesetzt.
- ◆ Matrix aus Keramik bzw. Aluminiumoxid eingegossen in Aluminiumtrommel.

Diese Verbund-Bremstrommeln aus Aluminium sind anspruchsvoll in der Herstellung und haben wegen der niedrigen Temperaturbeständigkeit einen eingeschränkten Leistungsbereich. Am besten eignen sie sich daher für Hinterachsbremsen besonders leichter Fahrzeuge.

Nachstellung

Reibbelagverschleiß bei Trommelbremsen kann durch manuelle Nachstellung mit einfachen Werkzeugen ausgeglichen werden (Bild 3-58).

Da die Wartungsintervalle moderner Fahrzeuge aber immer länger werden und sich dadurch bis zur Nachstellung unerwünschter Bremspedalhub einstellen würde, werden automatische Nachstelleinrichtungen verbaut.

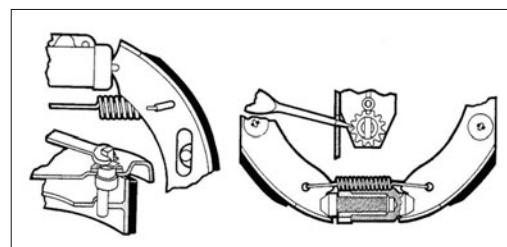


Bild 3-58: Manueller Reibbelagverschleißausgleich von Trommelbremsen durch Exzenter- (links) und Zahnradnachstellung (rechts)

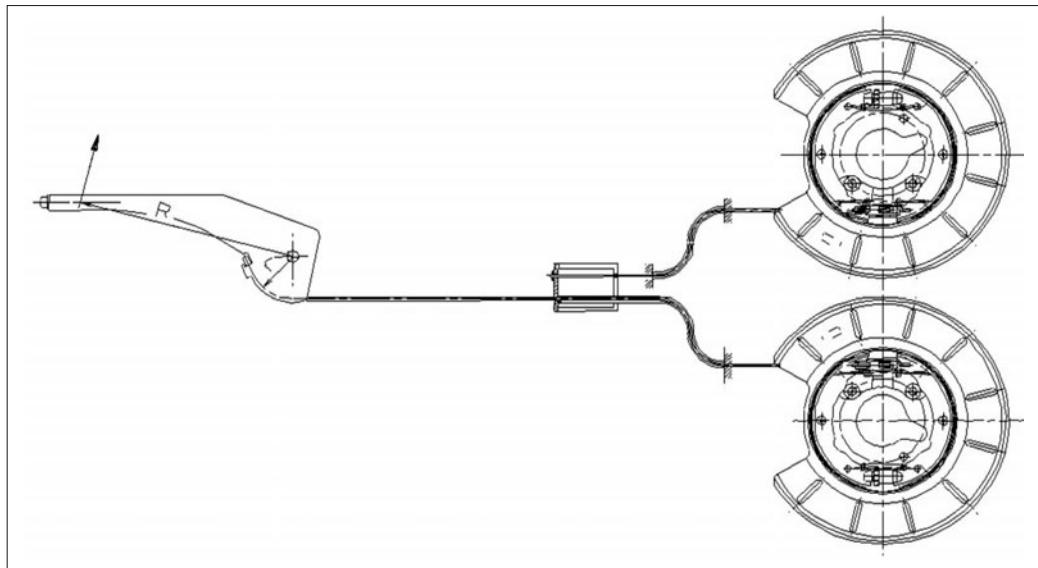


Bild 3-59: Betätigungsmechanismus Feststellbremse („Handbremse“)

Feststellbremsen

Mit einer Trommelbremse ist die Feststellbremsfunktion leicht zu realisieren. Die Betätigungs Kraft wird über Seilzüge (Bowdenzüge) auf die Hebel der Trommelbremse übertragen. Heute sind fast ausschließlich Systeme mit rein mechanischer Betätigung über Hand- oder Fußhebel in Gebrauch (**Bild 3-59**). Sie werden jedoch zunehmend von einer elektromotorischen Betätigung, der sogenannten „elektrischen Parkbremse“ (EPB) ersetzt (s. Abschnitt 3.3.6.9).

3.3.6.5 Bremsleitungen und -schläuche

Zur Verbindung der hydraulischen Komponenten eines Bremssystems werden hochdruckfeste Bremsrohr-, Bremsschlauch- und armierte Schlauchleitungen (Flexleitungen) verwendet. Wesentliche Anforderungen sind Druckfestigkeit, mechanische Belastbarkeit, geringe Volumenaufnahme, chemische Beständigkeit zum Beispiel gegen Öl, Kraftstoffe und Salzwasser sowie thermische Unempfindlichkeit.

Bremsrohrleitungen stellen die hydraulische Verbindung zwischen unbeweglichen Anschlusspunkten dar. Sie bestehen aus doppelt gewickelten, hartgelöteten Stahlrohren. Zum Schutz gegen Umgebungseinflüsse wird die Rohroberfläche verzinkt und mit einem Kunststoff überzogen. Die Verbindung zu den Bremsenkomponenten erfolgt durch sogenannte „Überwurfmuttern“ nach unterschiedlichen Normen (z. B. DIN 74234/JASO F402).

Bremsschlauchleitungen finden sich an den Übergängen zu beweglichen, dynamisch stark beanspruchten Teilen wie Achsschenkel oder Bremssattel. Sie stellen

die einwandfreie Weiterleitung des Flüssigkeitsdrucks zu den Bremsen auch unter extremen Bedingungen sicher. Bremsschlauchleitungen bestehen aus einem Innenschlauch, einem zweilagigen Geflecht als Druckträger und einer äußeren Gummischicht zum Schutz des Druckträgers vor äußeren Einflüssen. Hier erfolgt die Verbindung zu den Bremsenkomponenten durch eine Schlauchgewindeformatur.

Armierte Schlauchleitungen (Flexleitungen) werden ähnlich wie Bremsschlauchleitungen an den Übergängen zu dynamisch beanspruchten Teilen verbaut. Sie bestehen aus Poly-Tetrafluor-Ethylen-Leitungen (PTFE) mit Edelstahlgeflecht als Druckträger und gegebenenfalls einem anderen thermoplastischen Elastomer als äußere Schutzschicht. Dadurch ergibt sich eine gewisse Flexibilität, sodass Flexleitungen nur für Verbindungen mit geringer Bewegung genutzt werden, wie sie zum Beispiel durch Belagverschleiß an den Bremssätteln auftreten. Flexleitungen dämpfen die Körperschallübertragung und werden deshalb auch zur Verbesserung des akustischen Komforts, zum Beispiel zwischen Tandem-Hauptzylinder und Hydraulikeinheit eingebaut.

3.3.6.6 Bremsflüssigkeit

Im hydraulischen Teil der Bremsanlage ist Bremsflüssigkeit das Medium für die Kraftübertragung zwischen Tandem-Hauptzylinder, gegebenenfalls hydraulischer Regeleinheit und den Radbremsen. Sie hat die Aufgabe im Betriebstemperaturbereich die Übertragung von hydraulischem Druck zu den Bremsenkomponenten sicherzustellen. Zusätzlich schützt sie die bewegten Teile wie z. B. Dichtungen, Kolben

und Ventile vor Korrosion und schmiert diese. Um hochdynamische Zusatzfunktionen wie zum Beispiel ESP auch bei Kälte optimal zu ermöglichen, werden zunehmend Bremsflüssigkeiten mit gutem Kaltfließverhalten verwendet.

Einbau von Übertragungselementen

Die Elastizität des Hydrauliksystems ist möglichst gering zu halten, um eine direkte Anbindung der Betätigungsgeräte an die radseitige Aktorik zu gewährleisten. Luft-/Gasblasen sind somit im Hydrauliksystem unerwünscht. Daher sind nach Montagearbeiten am Bremssystem Entlüftungsprozeduren vorgeschrieben. Zur Durchführung dieser Prozeduren und für den normalen Betrieb ist es notwendig, dass sich an keiner Stelle im Hydrauliksystem Gasblasen ansammeln können, was durch eine entsprechende Leitungsführung (*Routing*) erreicht werden kann. Somit sind alle flüssigkeitsführenden Leitungen wie Bremsleitungen und Schläuche so zu verlegen, dass ggf. Gasblasen unbehindert den höchsten Punkt des Bremssystems (Ausgleichsbehälter) erreichen und entweichen können.

Aufgrund der mechanischen Belastung von Leitungen und Schläuchen gelten darüber hinaus Mindest-Biegeradien, die bei der Verlegung nicht unterschritten werden dürfen. Bremsschläuche werden in Bereichen eingesetzt, in denen eine flexible Verbindung (insbesondere Radhubkinematik und Lenkeinschlag) zwischen den Bremskomponenten erforderlich ist.

Sie dürfen im Wesentlichen nur auf Biegung (geringfügig auch Torsion) beansprucht werden. Zugbeanspruchung ist nicht zulässig.

3.3.6.7 Bremskraftverstärker

Bremskraftverstärker verstärken die am Pedal aufgebrachte Fußkraft durch eine sogenannte „Hilfskraft“. Sie erhöhen damit den Bedienkomfort und die Fahrsicherheit. Es werden heute hauptsächlich zwei Bauarten verwendet:

- ◆ Unterdruck-Bremskraftverstärker,
- ◆ Hydraulik-Bremskraftverstärker.

Unterdruck-Bremskraftverstärker

Der Unterdruck-Bremskraftverstärker – auch Vakuum-Booster genannt – hat sich bisher trotz seiner deutlich größeren Abmessungen gegenüber dem Hydraulik-Bremskraftverstärker behaupten können. Wesentliche Gründe hierfür sind seine kostengünstige Bauart und die in der Vergangenheit kostenlose Verfügbarkeit der Unterdruckenergie der Saugmotoren. Aktuelle Trends in der Motorentwicklung (Dieselmotoren, direkteinspritzende Ottomotoren und Ottomotoren mit signifikant reduzierten Ansaugverlusten) erfordern mittlerweile externe Quellen zur Unterdruckerzeugung (s. Beschreibung zur Vakuumpumpe). Die Funktionen des Vakuum-Bremskraftverstärkers können entsprechend der vier Stellungen aus dem Bild 3-60 erläutert werden:

Lösestellung:

In dieser Stellung herrscht auf beiden Seiten des Membrantellers der gleiche Unterdruck. Die Gerätefeder hält den Membranteller gegen den auf den Querschnitt des Steuergehäuses wirkenden Atmosphärendruck in seiner Ausgangsstellung.

Teilbremsstellung:

Bei Betätigung der Kolbenstange mittels Bremspedal schließt das Tellerventil zunächst die Vakuumverbindung der pedalseitigen Arbeitskammer. Im weiteren Verlauf der Bewegung wird der Außenluftkanal geöffnet. Dadurch baut sich vor dem Membranteller atmosphärischer Druck auf. Zwischen dem vorderen und dem hinteren Raum des Verstärkers entsteht so ein Druckunterschied, der den Membranteller in Richtung Tandem-Hauptzylinder zieht und so die Fußkraft unterstützt. Die Hilfskraft ist dabei das Produkt aus Differenzdruck und Membrantellerfläche.

Im Tandem-Hauptzylinder baut sich durch die Vorwärtsbewegung der Kolben hydraulischer Druck auf. Bei konstanter Fußkraft kommen die Kolben im Tandem-Hauptzylinder, die Druckstange und der Ventilkolben nach einer von der Höhe der Fußkraft abhängigen Verschiebung zum Stillstand. Jetzt bewirkt die Reaktionsscheibe, dass sich der Ventilkolben auf das Tellerventil setzt und die Zufuhr von Außenluft stoppt. Damit ist eine sogenannte „Bereitschaftsstellung“ erreicht, die bei jeder Änderung der Pedalkraft eine Vergrößerung bzw. Verkleinerung der Druckdifferenz zwischen beiden Seiten des Membrantellers bewirkt. Es wird analog zur Pedalkraft der hydraulische Druck im Bremssystem erhöht bzw. reduziert und so die entsprechende Verzögerung eingestellt. Der Verstärkungsfaktor (Verhältnis von Ausgangskraft zu Eingangskraft) wird durch das Verhältnis der Querschnittsfläche des Ventilkolbens zu derjenigen der Gummireaktionsscheibe bestimmt.

Vollbremsstellung:

In der Vollbremsstellung ist die Verbindung der pedalseitigen Arbeitskammer zur Vakuumkammer vollständig geschlossen und der Außenluftkanal ständig geöffnet. Damit wirkt auf den Membranteller der Atmosphärendruck in vollem Umfang, es ist die maximal mögliche Hilfskraft erreicht. Dieser Zustand wird „Aussteuerpunkt“ des Verstärkers genannt. Eine weitere Erhöhung der Kraft auf die Tandem-Hauptzylinder-Kolben ist nur durch eine weitere Steigerung der Betätigungs Kraft möglich.

Rücklauf:

Beim Lösen des Bremspedals wird in beiden Kammern des Verstärkers wieder Unterdruck aufgebaut und die Gerätefeder stellt Membranteller und Pedal wieder in die Ausgangsposition zurück.

Neben der oben dargestellten Bauart sind auch Bremskraftverstärker in Zugankerbauart verbreitet. Bei diesem Gerät wird die bei Betätigung auftretende Zugkraft nicht über die Gehäuseschalen übertragen,

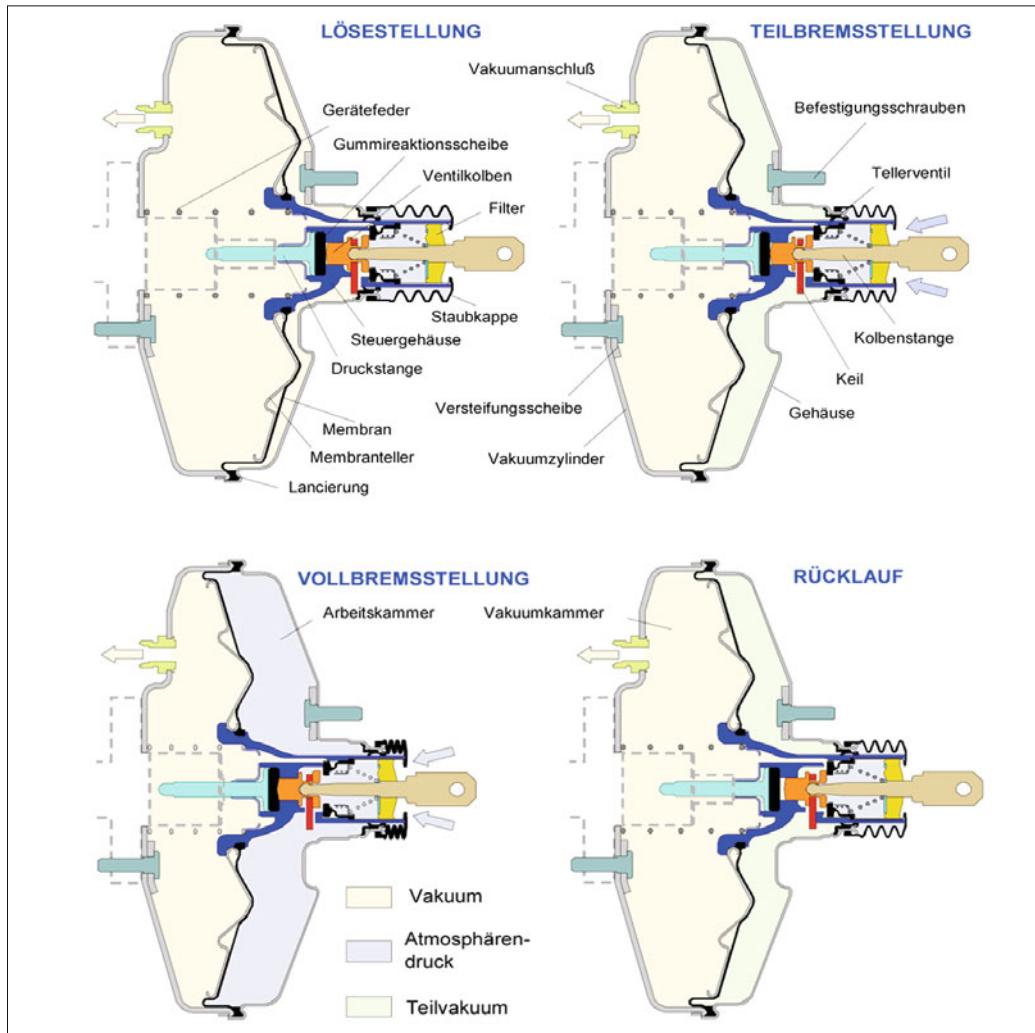


Bild 3-60: Betriebsstellungen eines Einfach-Vakuum-Bremskraftverstärkers

sondern über Bolzen (Zuganker), die das Gerät inklusive Membran und Membranteller vollständig durchdringen. Diese Konstruktion erlaubt deutlich dünnwandigere und aus anderen Materialien (Aluminium, Kunststoff) gefertigte Gehäuse und damit erhebliche Gewichtseinsparungen. Darüber hinaus wird die Aufweitung des Gehäuses (Dehnung) minimiert.

Als Boostergröße wird üblicherweise der Durchmesser des Verstärkers in Zoll angegeben. Gängige Gerätegrößen liegen zwischen 7“ und 11“. Bei größeren Fahrzeugen reicht das Arbeitsvermögen der Einfachgeräte nicht aus. Hier kommen Tandem-Bremskraftverstärker zur Anwendung, bei denen zwei Einfachgeräte hintereinander in einem Gerät angeordnet sind. Die Baugrößen reichen von 7“/8“ bis 10“/10“.

Für bestimmte Fahrzeug-Montagekonzepte wurden so genannte „Front-Bolt-Geräte“ entwickelt. Hierbei sind

die Zuganker hohl ausgeführt, sodass motorraumseitig Befestigungsschrauben durchgesteckt werden können, um das Gerät an der Fahrzeugspritzwand zu fixieren.

Aktiver Bremskraftverstärker

Zur Darstellung von Zusatzfunktionen werden sogenannte „aktive Bremskraftverstärker“ eingesetzt, die zusätzlich elektrisch ansteuerbar sind (Bild 3-61). Sie können genutzt werden für die Funktionen ESP-Vorladung, elektronischer Bremsassistent und Abstandsregeltempomat (Adaptive Cruise Control, ACC).

Aktive Bremskraftverstärker weisen einen im Steuergehäuse integrierten Magnetantrieb auf. Mittels einer Schiebehülse ist es möglich, mit dem elektrisch betätigten Magnetantrieb das Tellerventil zu betätigen. Dabei wird zunächst die Verbindung zwischen

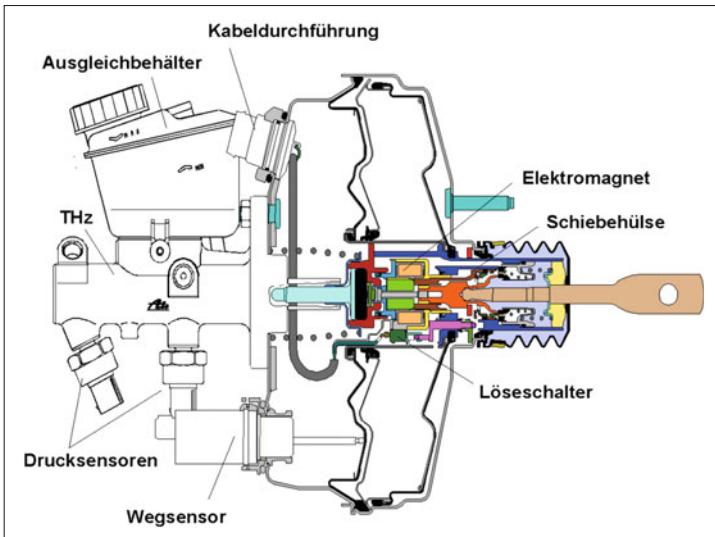


Bild 3-61:
Aktiver Bremskraftverstärker in Tandem-Bauweise

Unterdruckkammer und Arbeitskammer geschlossen; mit einer weiteren Strombeaufschlagung wird die Verbindung der Arbeitskammer zur Außenluft geöffnet und der Bremskraftverstärker betätigt. Zur sicheren Erkennung des Fahrerwunsches wird ein sogenannter „Löseschalter“ in das Steuergehäuse integriert.

Vakuumpumpe

Vakuumpumpen sind baulich als Flügel-Zellen- oder Membranpumpen ausgeführt und können mechanisch über eine Zapfwelle am Verbrennungsmotor oder bedarfsgerecht elektrisch angetrieben werden (power-on-demand).

Hydraulik-Bremskraftverstärker

Hydraulische Verstärker haben im Vergleich zu Unterdruck-Bremskraftverstärkern Vorteile im Hinblick auf die Energiedichte (und damit einen deutlich höheren Aussteuerpunkt) und den Einbauraum. Dem stehen die höheren Kosten und das auftretende „stumpfe Pedalgefühl“ gegenüber. Hydraulische Verstärker (**Bild 3-62**) werden in schweren Pkws (z. B. gepanzerten Sonderschutzfahrzeugen) eingesetzt. Hier hat die hohe Verstärkungskraft Vorrang vor der Pedalcharakteristik.

3.3.6.8 Tandem-Hauptzylinder

Der Tandem-Hauptzylinder wandelt die Ausgangskraft des Bremskraftverstärkers in hydraulischen Druck um.

Auf Grund der gesetzlich geforderten Zweikreisigkeit der Bremsanlage werden Einfach-Hauptzylinder nur in Sonderfällen (z. B. Rennfahrzeugen) eingesetzt.

Der heute generell eingesetzte Tandem-Hauptzylinder (THz) entspricht einer Kombination zweier hintereinander geschalteter Hauptzylinder in einem Gehäuse. Er ermöglicht den Druckaufbau und -abbau in der

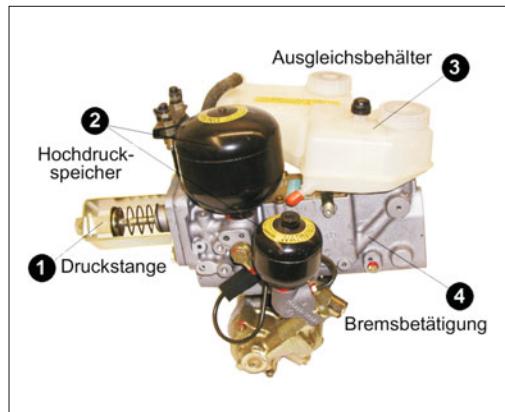


Bild 3-62: Hydraulik-Bremskraftverstärker für Sonder- schutzfahrzeuge: 1) Druckstange, 2) Hochdruckspei- cher, 3) Ausgleichsbehälter, 4) Bremsbetätigung

Bremsanlage. Bei Volumenänderungen im Bremssystem, z. B. bei Temperaturänderungen oder Verschleiß der Bremsbeläge, wird bei nicht betätigtem Bremspedal über die Ausgleichbohrung und den Ausgleichbehälter der Volumenausgleich sichergestellt.

Die Kolben begrenzen zwei Kammern, die des Primärkreises (auch Druckstangenkreis genannt) und des Sekundärkreises (auch Schwimmkreis genannt). Fällt ein Kreis aus (z. B. durch *Leckage*), wird dies über einen verlängerten Pedalweg spürbar, da der jeweilige Kolben bis zum Anschlag vorgeschoben werden muss, bevor sich im anderen, intakten Bremskreis Druck aufbauen kann. Je nach Bauart werden unterschieden:

- ♦ Schnüffelloch-Tandem-Hauptzylinder,
- ♦ Zentralventil-Tandem-Hauptzylinder,
- ♦ Plunger-Tandem-Hauptzylinder.

Ausgleichbehälter

Der Ausgleichbehälter eines Bremssystems

- ♦ beinhaltet das Reservevolumen für die zusätzliche Volumenaufnahme durch Belagverschleiß,
- ♦ reduziert das Aufschäumen der Bremsflüssigkeit,
- ♦ gewährleistet den Volumenausgleich innerhalb der Bremsanlage in allen Umgebungsbedingungen,
- ♦ verhindert bei unterschiedlichen Fahrsituationen das Ansaugen von Luft in das Bremssystem,
- ♦ trennt bei absinkendem Flüssigkeitsspiegel das Reservevolumen der Hauptzylinderkreise und zeigt dieses mit der Bremsenwarnlampe dem Fahrer an.

3.3.6.9 Mensch-Maschine-Schnittstelle (HMI)

Fußhebelwerk

Das Fußhebelwerk ist eine der verschiedenen Schnittstellen zwischen dem Fahrer und dem Fahrzeug. Im Gegensatz zu den weiteren Fahrzeugschnittstellen wie zum Beispiel der Lenkung oder der Schaltung, wird die Betätigungs Kraft durch die Beine des Fahrzeugführers auf die Pedale übertragen. Daraus resultieren andere Anforderungen im Bezug auf Ergonomie und Betätigungs Kräfte als auf Schnittstellen, welche mit den Händen bedient werden.

Das Fußhebelwerk besteht bei manuell geschalteten Fahrzeugen aus folgenden Hauptkomponenten:

- ♦ Kupplungspedalmodul,
- ♦ Bremspedalmodul,
- ♦ Gaspedalmodul.

Die Anordnung der Module im Fahrzeug, einzeln oder kombiniertes Modul (**Bild 3-63**), hängt von den Bedürfnissen des Fahrzeugherrstellers ab. **Bild 3-64** zeigt ein modernes Pedal-Modul aus Kunststoff (Porsche Panamera).



Bild 3-64: Kombiniertes Pedalmodul aus Kunststoff

Ist keine manuelle Schaltung des Fahrzeuges vorgesehen (z. B. Automatgetriebe, CVT, automatisiertes Schaltgetriebe) entfällt das Kupplungspedalmodul.

Um Kosten zu sparen wird bei der Entwicklung versucht, ein Fußhebelwerk für eine Plattform oder aber sogar übergreifend für unterschiedliche Fahrzeugklassen auszulegen. Auf Grund der zumeist unterschiedlichen Bauraumverhältnisse sowie einer hohen Variantenvielfalt (Automatik, manuell, Linkslenker, Rechtslenker) gelingt dieses allerdings nur selten.

Zur Befestigung des Fußhebelwerks werden steife Fahrzeugstrukturen benötigt, welche unerwünschte Deformationen reduzieren und somit zu einem definierten Pedalgefühl führen. Die Befestigung wird in der Regel über die Verschraubung der Fahrzeugstirnwand mit dem Bremskraftverstärker sowie weiteren Abstützungen an einem Lenkungsträger, dem Fahrzeugquerträger oder dem Wasserkasten erreicht.

Da das Fußhebelwerk im Innenraum des Fahrzeugs befestigt ist, werden die technischen Auslegungen für die Einzelteile, sowie die notwendigen Prüfungen während der Entwicklung in einem Temperaturbereich von -40 bis $+80$ °C vorgesehen.

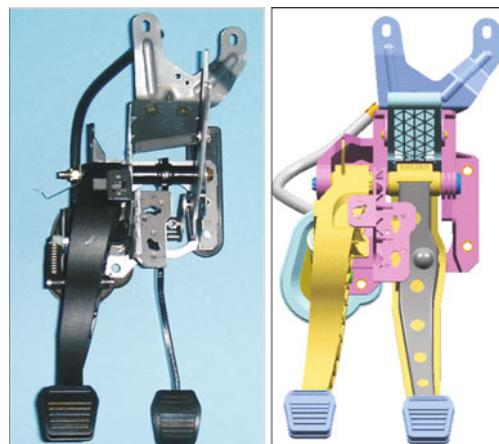


Bild 3-63: Kombiniertes Pedalmodul (Kupplung/Bremse) in Metallausführung (links), in gewichtsoptimierter Kunststoffausführung (rechts)

Kupplungspedalmodul

Das Kupplungspedalmodul dient zur Übertragung des Pedalwegs auf die Druckplatte der Kupplung und somit zum Öffnen und Schließen der Drehmomentübertragung (**Bild 3-65**). Das Kupplungspedal ist zumeist hängend angeordnet. Der Betätigungs Komfort hängt von der Pedalcharakteristik, d. h. von der Pedalkraft als Funktion des Pedalwegs sowie der Fuß- und Unterschenkelstellung, ebenfalls als Funktion des Pedalwegs, ab. Der Fuß soll sich auf der Ferse abstützen können, und seine Schwenkbewegung darf nicht zu Verspannungen führen. Weiterhin soll sich die Kupplung in voll ausgekuppter Position ermüdungsarm halten lassen.

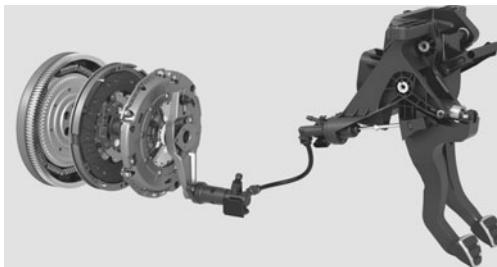


Bild 3-65: Kupplungsbetätigungs system mit Gaspedal

Eine komfortable Pedalcharakteristik ist mit 80 bis 90 N Pedalkraft und ca. 140 bis 160 mm Pedalweg erreicht.

Als Konstruktionswerkstoffe für das Kupplungspedalmodul werden auf Grund der relativ geringen Missbrauchskräfte von 1000 N Stahlblech, Aluminium oder aber vermehrt Kunststoffe eingesetzt.

Das Kupplungspedalmodul besteht im Wesentlichen aus folgenden Einzelkomponenten (**Bild 3-66**):

- ◆ Kupplungspedal mit Pedalkappe,
- ◆ Lagergehäuse mit Befestigungselementen,
- ◆ Rückstellfeder oder Übertotpunktfedersystem,
- ◆ Kupplungsgeberzylinder,
- ◆ Schalter.

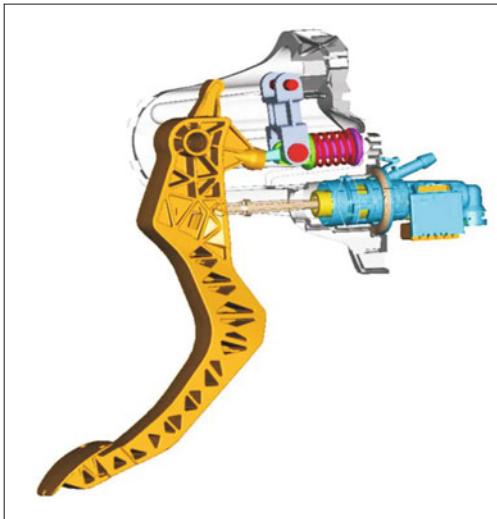


Bild 3-66: Kupplungspedalmodul

Bremspedalmodul

Mit Hilfe des Bremspedals wird über die Druckstange die Fahrerfußkraft auf das Bremsgerät übertragen.

Das Bremspedal ist zumeist hängend angeordnet. Über die Pedalcharakteristik (funktionaler Zusammenhang zwischen Pedalkraft, -weg und Verzögerung) erfolgt eine Rückmeldung über die Bremsung und den Zustand

der Bremsanlage. Die Pedalcharakteristik ist stark abhängig von den Vorgaben des Fahrzeugherstellers. Grundsätzlich sind folgende Eckwerte anzustreben:

- ◆ maximaler Pedalweg: 150 mm,
- ◆ Pedalweg bis Vollbremsung: 80 bis 90 mm,
- ◆ Pedalkraft bis Vollbremsung: 200 bis 250 N.

Als Konstruktionswerkstoffe für das Bremspedal werden auf Grund der hohen Missbrauchskräfte von bis zu 3000 N Stahl oder Aluminium eingesetzt. Alternativ werden auch erste Bremspedale in „Hybridbauweise“ (**Bild 3-67**) entwickelt. Diese sollen die Vorteile zweier Werkstoffgruppen (Stahl: hohe Festigkeit; Kunststoff: freiere Formgebung) vereinen.

Für das Lagergehäuse wird vermehrt auch auf den Werkstoff Kunststoff zurückgegriffen. Hier spielt der Wunsch nach Gewichtseinsparung sowie Kostenreduzierung eine wesentliche Rolle.

Das Bremspedalmodul besteht im Wesentlichen aus folgenden Einzelkomponenten:

- ◆ Bremspedal mit Pedalkappe,
- ◆ Lagergehäuse mit Befestigungselementen,
- ◆ Schalter.



Bild 3-67: Hybridbremspedal

Gaspedalmodul

Das elektronische Gaspedal hat sich heute zu fast 100 % im Markt durchgesetzt. Die wesentlichen Vorteile gegenüber den mechanischen Gaspedalen bestehen in dem Entfall des meist verwendeten Seilzugs. Der Seilzug ist in Bezug auf die Übertragung von Schall wie auch Vibratiornen problematisch. Weiterhin ist auch die wünschenswerte freie Positionierung des Gaspedals durch den Verlauf des Seilzugs eingeschränkt.

Das Gaspedal ist hängend oder stehend angeordnet. Die Betätigungskräfte werden nach Antrittskraft (16 bis 19 N), Vollgaskraft (22 bis 27 N) sowie Kickdownkraft (bis 40 N) unterschieden. Die Ergonomie soll so gewählt werden, dass sich der Fahrerfuß über die Ferse abstützt und seine Schwenkbewegung nicht zu Verspannungen führt. Der max. Pedalweg ist ca. 50 mm. Als Konstruktionswerkstoff für das elektronische Gaspedalmodul hat sich Kunststoff durchgesetzt, da die Missbrauchskräfte am Endanschlag bei 1000 N liegen.

Die Bauteile des Gaspedalmoduls sind:

- ◆ Pedalkörper,
- ◆ Lagergehäuse,
- ◆ Elektronikeinheit,
- ◆ Kickdown Schalter (optional).

Feststellbremse

Die Betätigung der Feststellbremse erfolgt heute noch weitgehend über mechanische Hand- oder Fußhebel. Über diese Hebel und unter dem Fahrzeugboden verlegte Bowdenzüge erfolgt die mechanische Betätigung der Hinterachsbremsen (s. Bild 3-59).

Elektrische Parkbremse (EPB)

Im Hinblick auf die stetige Erhöhung der aktiven Sicherheit sowie die Verbesserung der Bediensicherheit und des Komforts wird die mechanische Handbremse zunehmend durch ein elektromechanisches System ersetzt. Die Grundfunktion der elektrischen Parkbremse EPB ist das Betätigen bzw. das Lösen der Parkbremse bei Stillstand des Fahrzeugs. Auf Tastendruck erfolgt ein zeitlich und bezüglich der Maximalkraft definiertes Zuspannen und Lösen der Feststellbremse. Der freiwerdende Einbauraum im Innenraum wird für anderweitige Funktionen nutzbar.

Bei der elektrischen Parkbremse wird der Handbremshebel der mechanischen Feststellbremse durch einen Schalter im Zugriffsbereich des Fahrers ersetzt. Dieser steuert über ein elektronisches Steuergerät:

- ◆ elektromechanische Aktoren (integriert in Duo-Servo-Aktor oder Kombibremssattel) innerhalb der Radbremse (**Bild 3-68**, **Bild 3-69**), oder
- ◆ Zentralaktor der die Hinterradbremse (Duo-Servo-Aktor oder Kombibremssattel) über einen Bowdenzug betätigt (**Bild 3-70**).

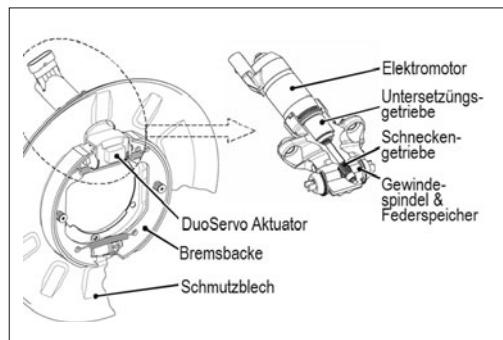


Bild 3-68: EPB integriert in einem DuoServo-Aktor [26]

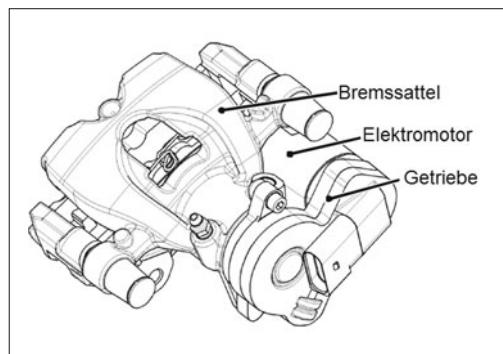


Bild 3-69: EPB integriert in einem Kombisattel [26]

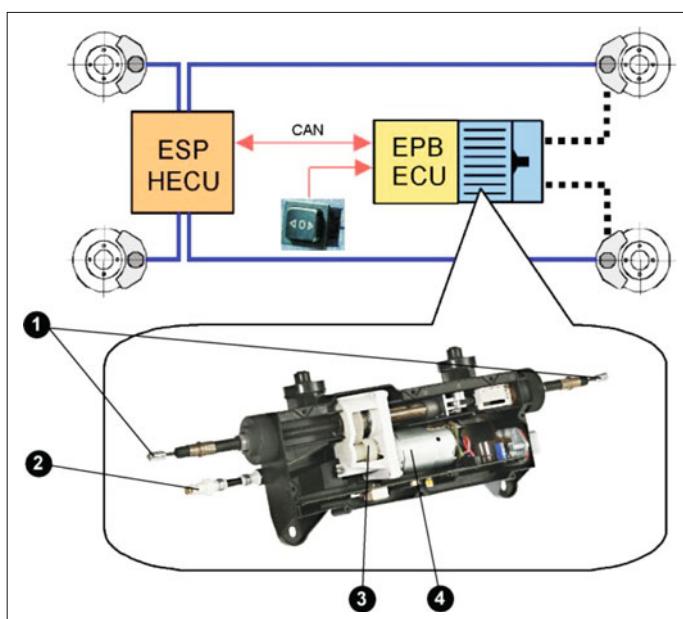


Bild 3-70:

- Layout elektrischer Parkbremse
- 1) Verbindung zu den Hinterachs-Radbremsen (Bowdenzüge)
 - 2) Notentriegelung
 - 3) Getriebe
 - 4) Elektromotor

Als Grundfunktion stellt die EPB auf Wunsch des Fahrers das „Schließen“ und „Öffnen“ der Bremse zur Verfügung; im Stillstand als „statischer Mode“ bzw. während der Fahrt als „dynamischer Mode“.

Im statischen Mode kann ein „Schließen“ der EPB auch bei ausgeschalteter Zündung eingeleitet werden, wobei ein „Öffnen“ bei „Zündung aus“ nicht zugelassen wird.

Im dynamischen Mode lässt sich die Aktivierung in zwei Varianten unterteilen:

In Variante 1 werden das „Schließen“ und „Öffnen“ über den EPB Aktor (nur einige aktuelle mechanische Realisierung können diese Funktionen ausführen) realisiert:

- ◆ Ohne Kraftregelung: Der Fahrer dosiert selbst direkt über das Bedienelement die Verzögerung.
- ◆ Mit Kraftregelung: Der Fahrer wird mit einem Regelalgorithmus unterstützt, der das Blockieren der Hinterräder verhindert.

Im dynamischen Mode Variante 2 werden das „Schließen“ und „Öffnen“ hydraulisch über ein elektronisches Bremsensteuergerät (ABS, ESP) eingeleitet. Dies hat den Vorteil, dass die Dosierung des Bremsmomentes bzw. der Verzögerung nicht nur an den Hinterrädern sondern an allen vier Rädern erfolgen kann, entsprechend komfortabel ist und der volle Funktionsumfang des ABS und ESP aktiv die Bremsung begleitet.

Weitere automatische Funktionen, die den Fahrer unterstützen, sind [26]:

- ◆ Schließen/Öffnen bei Zündung aus,
- ◆ Schließen/Öffnen bei Motor aus,
- ◆ Schließen bei fehlgeschlagenem Anfahrvorgang,
- ◆ Schließen bei Anlegen der Stufe „P“ (Parkieren),
- ◆ Schließen/Öffnen über BUS-System,
- ◆ Schließen im Stillstand als Rückfallebene zum ESP oder sobald der Fahrer das Fahrzeug verlässt (solange der Fahrer sich im Fahrzeug befindet, wird hydraulisch über ESP gebremst),
- ◆ Lösen bei erkanntem Anfahrvorgang.

Mechanische Selbsthemmung in den Aktoren sichert die Feststellbremsfunktion auch nach Ausschalten der Zündung. Über den elektronischen Regler werden folgende Funktionen ermöglicht:

- ◆ Steuerung der Zuspannkräfte,
- ◆ Belagverschleißerkennung,
- ◆ Alarmfunktion bei nicht betätigter Feststellbremse vor Verlassen des Fahrzeugs,
- ◆ Sicherheitslogik,
- ◆ Ansteuerung der Warn- und Kontroll-Leuchte im Armaturenbrett,
- ◆ Diagnose-Funktionen.

Neben der Zündschloss-Stellung erfasst der elektronische Regler über einen Wipptaster den Wunsch zum Parken sowie über eine Schnittstelle zum übergeordneten ABS/ESP-Regler den Fahrzustand. Das Einbrin-

gen einer Antiblockierfunktion bei einer Betätigung der EPB während der Fahrt bedeutet eine Integration einer Betriebsbremsfunktion in die Feststellbremsfunktion und geht damit in die Richtung der übergeordneten Funktionalitäten einer aktiven Parkbremse (APB). Das Funktionsspektrum reicht ausgehend von der einfachen Feststellung oder Wegrollsperrre (Automatikgetriebe) über eine dosierte Anfahrhilfe am Berg (Hill-Holder-Funktion) bis zur Diebstahlssperre und zur Einparkunterstützung in Verbindung mit Abstandssensorik [26].

Bremspedalcharakteristik (Ergonomie)

Die Pedalcharakteristik ist definiert durch die Kombination von Radbremse und Betätigung (**Bild 3-71**).

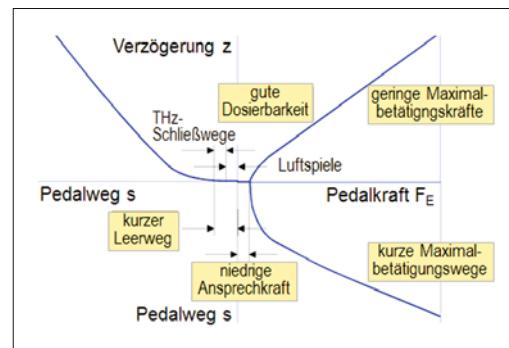


Bild 3-71: Anforderungen an die Pedalcharakteristik

Fahrzeughersteller nutzen die Pedalcharakteristik (d. h. das Verhältnis von Pedalweg, -kraft und Fahrzeugverzögerung) zur marken- und modellspezifischen Ausprägung ihrer Fahrzeuge.

Die wesentlichen Parameter sind hierbei:

- ◆ Ansprech- und Löseverhalten,
- ◆ Leerwege,
- ◆ Springer (der Beginn der Füllung der Bremsanlage durch den Bremskraftverstärker bereits bei Bremspedalbetätigung. Hierdurch wird die sonst zu einem „stumpfen Pedal“ führende Wirkung der Dichtungsreibung im Hauptzylinder und in den Radbremsen nicht spürbar. Eine Dosierung des Bremsdruckes erfolgt in diesem Bereich nahezu ausschließlich über den Pedalweg.),
- ◆ Verstärkung (Pedalkraftverzögerung),
- ◆ Hysterese,
- ◆ Pedalweg,
- ◆ Pedalweg und Pedalkraft im Aussteuerpunkt (das Erreichen der baugrößenabhängigen Begrenzung der Bremskraftunterstützung durch den BKV),
- ◆ Pedalwegverlängerung und Pedalkrafterhöhung bei Fading.

Die Weiterentwicklung von Bremsbetätigungen (Pedalwerk, Bremskraftverstärker und Hauptzylinder)

geht zu kurzen Leerwegen, niedrigen Ansprechkräften und hohen Springern, um ein möglichst direktes Ansprechen der Bremsanlage zu erreichen. Über die Auswahl von Verstärkungsfaktor und Pedalweg kann der BetätigungsKomfort den Anforderungen des Fahrzeugherstellers angepasst werden. Wesentliche Schnittstelle zwischen Mensch und Maschine (hier die Bremse) ist das Bremspedal. Die Pedalcharakteristik, das sogenannte „Pedalgefühl“, gibt eine Rückmeldung über die Bremsung und den Zustand der Bremsanlage.

Verstellbares Pedalwerk

Verstellbare Pedalwerke wurden Ende der neunziger Jahre im nordamerikanischen Markt eingeführt. Sie ermöglichen, im Wesentlichen in horizontaler Richtung, eine Justierung der Pedalausgangsposition. Neben einer Optimierung des Komforts durch verbesserte Ergonomie und Zugänglichkeit der Bedienelemente bieten sich auch Vorteile bei der Fahrzeugauslegung für verschiedene Fahrergrößen.

Ein wesentlicher Punkt ist der verbesserte Insassenschutz, da für kleine Personen ein Mindestabstand zum Airbag sichergestellt werden kann. Außerdem bieten sich Vorteile bei der Innenraumkonzeption durch den geringeren Sitzverstellweg (**Bild 3-72**). Der Einsatz verstellbarer Pedalwerke erfolgt z. Zt. hauptsächlich bei SUVs, da hier die Vorteile für kleingewachsene Personen am deutlichsten zutage treten.

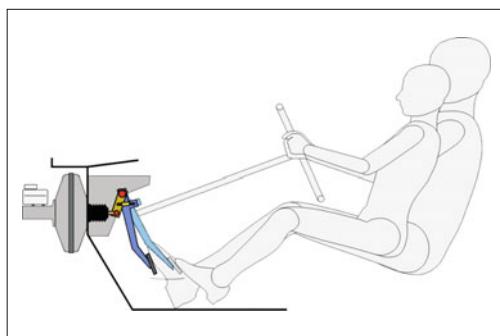


Bild 3-72: Verstellbares Pedalwerk, Prinzipbild

Crashkompatibilität

Der Pedalbock hat in seiner den Motorraum und den Fußraum verbindenden Funktion eine besonders hohe Bedeutung bei Crashsituationen. Um die starre Einheit zwischen den im Motorraum befindlichen Bremsenkomponenten und dem Pedal zu entkoppeln, wurde ein Pedalbock entwickelt, bei dessen Verformung eine Knickstütze die für diese Funktion speziell ausgelegte Verbindungsstange zwischen Pedal und Bremskraftverstärker zerstört. Durch diese Entkopplung wird das Eindringen des Pedals in den Fußraum vermieden. Bei anderen Systemen löst sich bei Verformung des Pedalbockes die Verbindung zum Bremspedal. Abhängig vom Crashtyp und der Fahrzeugumgebung wurden spezielle Lösungen entwickelt, die eine das Crashverhalten verbesserrnde Deformation bewirken sollen. Dies geschieht durch seitliche Auslenkung des Tandem-Hauptzylinders durch eine angeformte Rampe oder eine Pendelstütze. Erleichtert wird das Ausknicken durch eine minimierte Wanddicke des Druckstangenkolbens (**Bild 3-73**). Die elektromechanische Bremse, die ohne Vakuum-Bremskraftverstärker und ohne starre Verbindung zwischen Bremspedal und Radbremsen operiert, wird den Insassenschutz durch verbesserte Crashkompatibilität weiter erhöhen.

3.3.7 Elektronische Bremsregelsysteme

3.3.7.1 Bremsassistent (MBA, EBA, HBA)

Der Bremsassistent (BA) ist ein System zur Fahrerunterstützung bei Gefahr- und Notbremsungen [27]. Der Bremsassistent greift automatisch in den Bremsablauf ein, sobald er eine Notbremssituation erkennt, auf die der Fahrer nicht ausreichend reagiert. Diese Situation wird erkannt, indem die Betätigungscharakteristik des Bremspedals – bei elektronischen Systemen in Kombination mit der Fahrzeuggeschwindigkeit – bewertet wird. Der Einsatz des Bremsassistenz-Systems verkürzt in einem derartigen Fall den Bremsweg indem schnellstmöglich die volle Bremskraft aufgebaut wird (durchgezogene Verzögerungslinie in **Bild 3-74**).

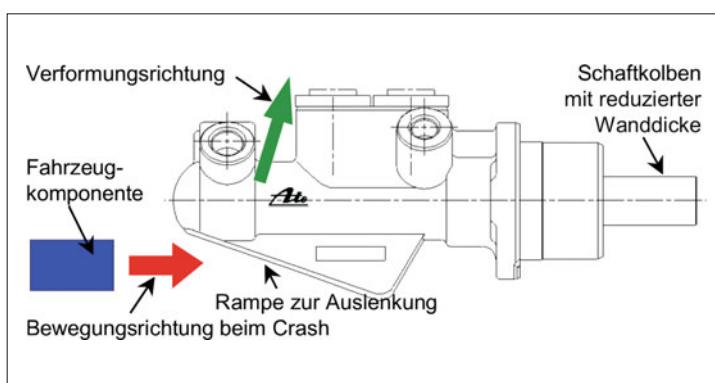


Bild 3-73:
Tandem-Hauptzylinder mit
Crashrampe

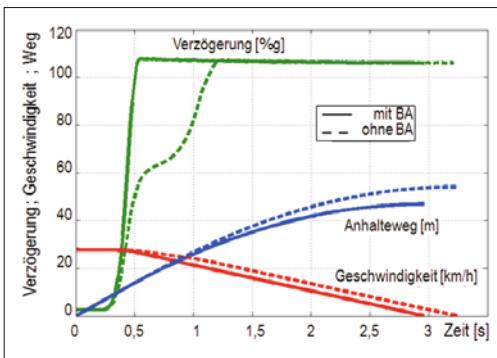


Bild 3-74: Geschwindigkeit und Bremsweg über der Zeit mit und ohne Bremsassistent

Die Bremsassistenzfunktion wird derzeit durch die nachfolgend beschriebenen Systeme realisiert:

Mechanischer Bremsassistent

Für den mechanischen Bremsassistenten (MBA) findet als Vollbremshilfe in Notsituationen ein besonderer Bremskraftverstärker Verwendung. Bei diesem wird die Massenträgheit von Komponenten des Bremskraftverstärkers ausgenutzt, die bei schneller Betätigung dazu führt, dass das Tellerventil einen bestimmten Öffnungshub überschreitet. Mit Überschreiten dieses Öffnungshubs erfolgt eine Arretierung dieses Ventils. Im Unterschied zum elektrischen BA (**Bild 3-74**) kann der Bremsdruck auch während der BA-Funktion über die Pedalstellung moduliert werden. Der Mechanismus ist vollständig integriert, die Charakteristik des Unterdruck-Bremskraftverstärkers bleibt erhalten.

Elektronischer Bremsassistent

Beim elektronischen Bremsassistenten (EBA) wird die Notsituation mit Hilfe eines Wegsensors über die Betätigungs geschwindigkeit erkannt.

Die Verstärkung der Fahrerfußkraft wird über einen Magnetantrieb im Bremskraftverstärker ausgelöst. Für viele Funktionserweiterungen moderner Bremssysteme werden elektrisch ansteuerbare, sogenannte „aktive Booster“ eingesetzt (**Bild 3-75**):

- ♦ in ESP Systemen (Abschnitt 3.3.7.4) als Vorladung der Pumpe zur Gewährleistung einer hohen Druck-

aufbaudynamik, insbesondere bei tiefen Temperaturen,

- ♦ als Vollbremshilfe in Notsituationen,
- ♦ beim *Adaptive Cruise Control* (ACC) zum Einregeln einer von einer Bremspedalbetätigung unabhängigen und komfortablen Teilbremsung.

Aktive Bremskraftverstärker weisen einen im Steuergehäuse integrierten Magnetantrieb auf. Mittels einer Schiebehülse ist es möglich, mit dem elektrisch betätigten Magnetantrieb das Tellerventil zu betätigen. Dazu wird zunächst die Verbindung zwischen Unterdruckkammer und Arbeitskammer geschlossen und dann wird mit einer weiteren Strombeaufschlagung die Verbindung der Arbeitskammer zur Außenluft geöffnet und der Bremskraftverstärker betätigt.

Hydraulischer Bremsassistent

Die Fähigkeit der ESP-Hydraulik, unabhängig von der Bremspedalbetätigung Druck in den Radbremsen aufzubauen, wird auch für den sogenannten „*hydraulischen Bremsassistent*“ (HBA) verwendet, ebenso die vorhandene Sensorik. Drucksensorsignale dienen dem elektronischen Regler zur Erkennung einer Vollbremsung in Notsituationen. Wird ein eingestellter kritischer Druckgradient überschritten, schließt der elektronische Regler die ASR-Trennventile (s. Bild 3-78), öffnet die elektrischen Ansaugventile und aktiviert die Pumpe. Sie steigert den über das Pedal eingebrachten Druck nun auf Rad-Blockierdruckniveau. Im Gegensatz zum mechanischen Bremsassistent wird der Radbremsdruck vom elektronischen Regler analog zum THz-Druck (Fahrerwunsch) moduliert. Beim Unterschreiten eines Mindestdrucks schaltet sich die HBA-Funktion wieder ab.

Bremskraftverstärkerunterstützung

Bremskraftverstärker können mit zusätzlicher Sensorik ausgerüstet werden, die den Aussteuerpunkt erkennt. Der Druck in beiden oder einer (Unterdruck-) Kammer wird über einem Sensor im Vergleich zum Atmosphärendruck gemessen. Mit einer Unterstützungsfunktion für den Bremskraftverstärker lässt sich der hydraulische Druck in den Radbremsen über den Druck im THz hinaus erhöhen. Hierzu wird die Verbindung zwischen THz und Hydraulikeinheit über Magnetventile getrennt, die Pumpe angesteuert und der Druck in den Radbremskreisen moduliert. Hier-

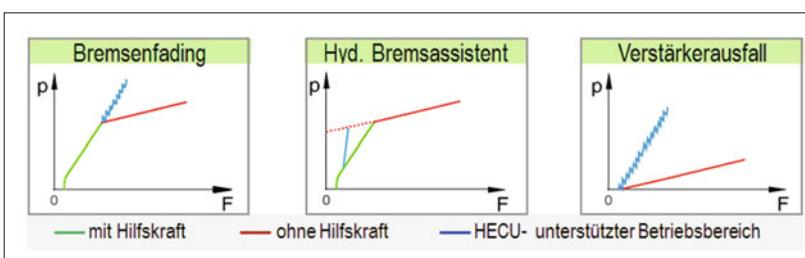


Bild 3-75:
HECU Unterstützungs funktionen für den Bremskraftverstärker

mit können Unterstützungsfunktionen für folgende Betriebszustände dargestellt werden (**Bild 3-75**):

- ◆ **Bremsenfading:** Durch die hydraulische Unterstützung wird die Verstärkung über den Aussteuerpunkt des Vakuum-Bremskraftverstärkers hinaus aufrechterhalten,
- ◆ **hydraulischer Bremsassistent,**
- ◆ **reduzierter Unterdruck** in der Kaltstartphase des Verbrennungsmotors,
- ◆ **Verstärkerausfall:** Durch Druckaufbau mit Hilfe der ABS/ESP-Einheit wird der Ausfall des Bremskraftverstärkers kompensiert.

3.3.7.2 Hydraulisch/Elektronische Regeleinheit (HECU)

Die hydraulisch/elektronische Regeleinheit heutiger ABS/ASR/ESP-Anlagen (z. B. ContiTeves MK 60, **Bild 3-76**) besteht aus einem zentralen Hydraulikblock mit Magnetventilen, einer integrierten Pumpe mit einem angeflanschten Elektromotor (HCU, *hydraulic control unit*) und einem Spulenträger ein-

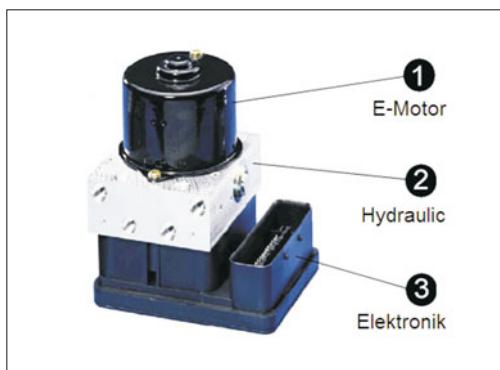


Bild 3-76: ABS-Anlage mit angeflanschtem E-Motor (1), Hydraulikblock (2) und Spulenträger mit Elektronik (3)

schließlich der darin enthaltenen Elektronik (ECU, *electronic control unit*).

Der Spulenträger wird mittels eines sogenannten „magnetischen Steckers“ (siehe unten) aufgesetzt. Die hydraulisch/elektronische Regeleinheit ist durch zwei Hydraulikleitungen mit den Bremskreisen des THz verbunden, von der HCU führen Bremsleitungen zu Radbremsen (**Bild 3-77**).

Ventile

Die elektromagnetischen Ein- und Auslassventile sind im Hydraulikblock zusammengefasst. Diese ermöglichen die Modulation der Radbremsdrücke. Jedem gegebenen Bremskreis sind ein Einlassventil mit parallel geschaltetem Rückschlagventil sowie ein Auslassventil zugeordnet. Wie in **Bild 3-78** gezeigt, ist das Einlassventil im ungeschalteten Zustand offen (stromlos offen, SO), das Auslassventil geschlossen (stromlos geschlossen, SG).

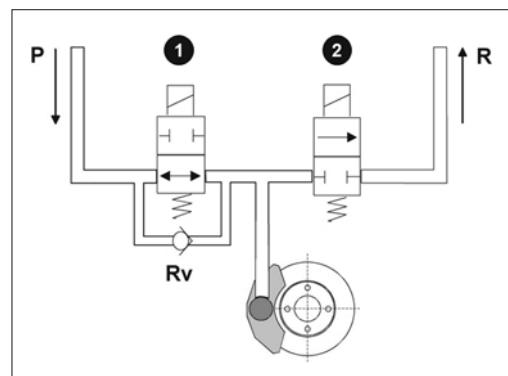


Bild 3-78: ABS-Ventilkonfiguration: 1) Einlassventil (SO), 2) Auslassventil (SG), P Anschluss zur Betätigung, R Rücklauf, Rv Rückschlagventil

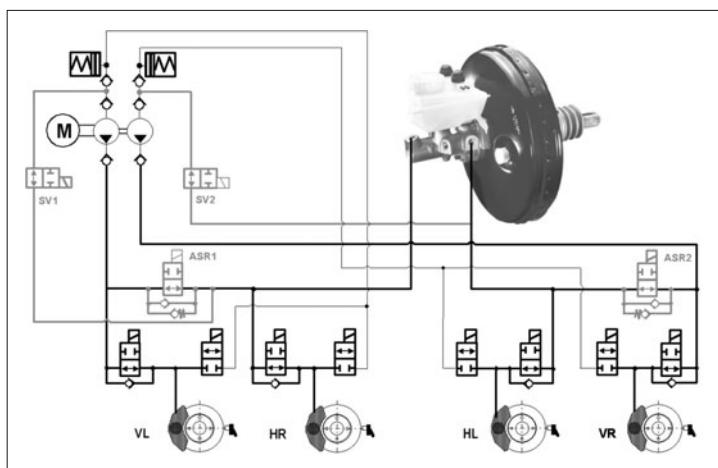


Bild 3-77: ABS-Hydraulikschaltbild (schwarz) mit Zusatzkomponenten für ASR (grau); Pkw mit Frontantrieb, diagonaler Bremskreisaufteilung

Pumpe

Während der ABS-Regelung wird das aus den Radbremsen entnommene Volumen in den Niederdruckspeicher zwischengespeichert. Die integrierte Zweikreis-Kolbenpumpe fördert dieses Bremsflüssigkeitsvolumen aus dem Niederdruckspeicher zurück in die jeweiligen Bremskreise des THz. Während aktiver Regelvorgänge der ASR oder des ESP, die ohne Pedalbetätigung ablaufen, stellt die Pumpeneinheit das in der Druckaufbauphase benötigte Flüssigkeitsvolumen zur Verfügung.

Elektronische Regeleinheit für Bremsregelsysteme

Auf Basis von Sensorinformationen (Raddrehzahlen, Gierrate, Lenkradwinkel, etc.) berechnet der elektronische Regler (ECU) in einer komplexen Regellogik die Steuerung der Stellglieder für den Bremsen- und Motoreingriff. Ziel dieser Eingriffe ist, dass sich die Räder mit dem für den jeweiligen Fahrzustand optimalen Schlupf drehen. Weitere wichtige Aufgaben des elektronischen Reglers sind die Pegelanpassung und Wandlung der Ein- und Ausgangssignale, die Sicherheitsüberwachung des elektronischen Regelsystems und die Fehlerdiagnose. Der Regler ist als Mikroprozessorsystem ausgeführt.

Eingangsgrößen sind zum Beispiel:

- ◆ Sensorsignale (Raddrehzahl, Pumpenmotordrehzahl, Lenkradwinkel, Gierrate, etc.),
- ◆ Schaltsignale (zum Beispiel Bremslichtschalter),
- ◆ Informationen vom Motor für die in das Motormanagement eingreifenden Regelsysteme,
- ◆ Betriebsspannung.

Ausgangsgrößen sind zum Beispiel:

- ◆ Schaltsignale (Magnetventile, Pumpenmotor, Warn- und Funktionsleuchten),
- ◆ Signale zur Anpassung des Schlepp- oder des Antriebsmoments des Verbrennungsmotors,
- ◆ Signale zur Überwachung sicherheitsrelevanter Baugruppen,
- ◆ Informationen über Fehlerzustände.

Die in der Regellogik realisierte Struktur hat ein adaptives Verhalten. D.h., der Arbeitspunkt wird durch Suchverfahren kontinuierlich an das jeweilige Optimum der Regelstrecke angepasst. Die Regellogik beinhaltet:

- ◆ vom jeweiligen Fahrzeug unabhängige grundlegende Algorithmen,
- ◆ durch Parametereinstellung auf verschiedene Fahrzeugmodelle applizierbare Algorithmen,
- ◆ Maßnahmen, die speziell für einen Fahrzeughersteller oder ein Modell entwickelt wurden.

Die Algorithmen werden in der Programmiersprache „C“ erstellt und sind in zahlreiche Module aufgeteilt. Das erlaubt eine schnelle Anpassung der Software, die Wartbarkeit der Software bei vertretbarer Komplexität und die Kombinierbarkeit verschiedener Module wie z. B. ABS, ASR und GMR.

3.3.7.3 Raddrehzahlsensor

Der Raddrehzahlsensor erfasst die aktuelle Drehzahl eines Rades. Je nach Bauart können Signale bis zum Stillstand erfasst und ggf. die Drehrichtung sensiert werden. Ein am Achsschenkel befestigter Sensor und das sich mit dem Rad drehende Impulsrad (Zahnrad, Encoderrad) bilden eine Sensoreinheit (**Bild 3-79**; s. hierzu auch Abschnitt 3.8.3.3).

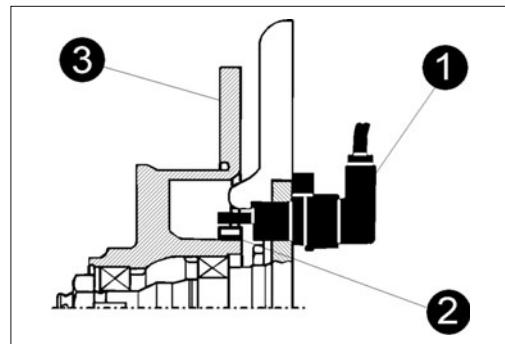


Bild 3-79: Radial angeordneter Raddrehzahlsensor:
1) Sensor, 2) Impulsrad, 3) Bremsscheibe

Die kleinste mögliche Bauform der Sensoreinheit erhält man durch Integration des Impulsrades im Radlager (magnetischer Encoder) in Verbindung mit einem aktiven Sensorelement.

Bei Fahrzeugen mit Hinterachsantrieb und ausschließlicher ABS-Funktion lassen sich die Raddrehzahlen der Hinterachse auch mit nur einem Sensor erfassen. Er befindet sich antriebsseitig im Differential. Das Sensorsignal entspricht in diesem Fall dem arithmetischen Mittel beider Hinterraddrehzahlen.

Je nach Einbau und Ausführung des Impulsrades wird der Sensor axial oder radial angeordnet. Es gibt zwei Sensor-Bauarten:

- ◆ passive (induktive) Drehzahlsensoren oder
- ◆ aktive (magnetoresistive) Drehzahlsensoren.

Induktive (passive) Raddrehzahlsensoren

Durch die vorbeilaufenden Zähne des Impulsrades aus ferromagnetischem Material verändert sich der magnetische Fluss. Durch die magnetische Induktion entsteht eine Wechselspannung (**Bild 3-80**), deren Frequenz proportional der Drehzahl des Rades ist. Sie kann vom elektronischen Regler nur ausgewertet werden, wenn die Amplitude innerhalb eines vorgegebenen Spannungsbereichs liegt. Um diesen Spannungsbereich sicherzustellen, ist ein festgelegter Abstand (Luftspalt) zwischen Sensor und Impulsrad einzuhalten.

Passive Raddrehzahlsensoren arbeiten nach dem Induktionsprinzip. Im Sensorkopf befinden sich ein waserdicht mit Kunststoff umspritzter Dauermagnet, eine Spule und eine Kabelverbindung (**Bild 3-81**).

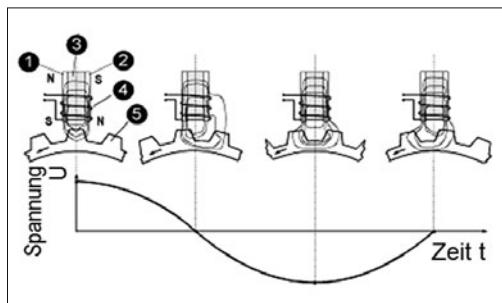


Bild 3-80: Funktionsweise des induktiven Raddrehzahlsensors: N Nordpol, S Südpol, 1) und 2) Permanentmagnete, 3) Weicheisenkern, 4) Spule, 5) Impulsrad

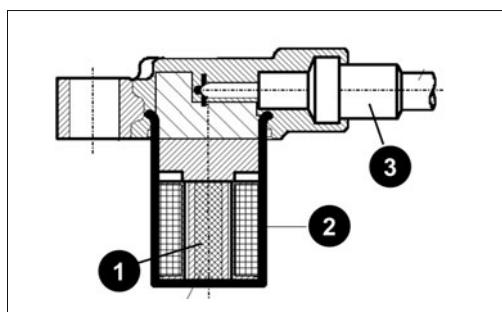


Bild 3-81: Induktiver Raddrehzahlsensor: 1) Permanentmagnet, 2) Spule, 3) Kabelverbindung

Magnetoresistive (aktive) Raddrehzahlsensoren

Die Sensorbaugruppe (**Bild 3-82**) besteht aus der Kombination einer Brückenanordnung dünner magnetoresistiver Metallschichten (Elementarsensoren) mit einer elektronischen Folgeschaltung zur Signalaufbereitung. Das Wirkprinzip des Elementarsensors beruht darauf, dass sich der elektrische Widerstand der magnetoresistiven Schichten ändert, sobald sich ein parallel durch diese Schichten verlaufendes Magnetfeld ändert.

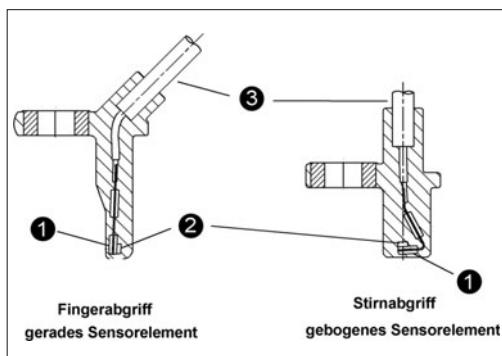


Bild 3-82: Magnetoresistiver Raddrehzahlsensor:
1) Sensorelement, 2) Stützmagnet, 3) Kabelverbindung

Es gibt zwei Varianten aktiver Raddrehzahlsensoren. Bei der ersten wird dem Elementarsensor zur Erzeugung des Magnetfeldes ein Permanentmagnet hinterlegt. Die Änderung der Feldstärke im Substrat ergibt sich durch ein ferromagnetisches Impulsrad, das zum Beispiel als Zahnrad ausgeführt sein kann. Bei der zweiten Variante rotiert ein magnetischer Encoder vor dem Sensor, der das Sensorelement und einen kleinen Stützmagneten enthält. Das erzeugte Stützfeld verhindert einen Frequenzverdoppelungseffekt im Sensorelement bei kleinen Luftspalten.

Eine Folge gleichartiger, einander abwechselnder Nord- und Südpol-Areale bildet die Encoderspur des magnetischen Encoders. Zwei aufeinander folgende Nord-/Südpole bilden ein Inkrement und entsprechen einem Zahn bei einem ferromagnetischen Impulsrad. Der elektronische Regler versorgt die Sensoren im Betrieb mit elektrischer Energie. Die Sensoren erzeugen einen rechteckförmigen Signalstrom, dessen Frequenz proportional der Raddrehgeschwindigkeit ist. Die Vorteile von magnetoresistiven Raddrehzahlsensoren gegenüber induktiven sind unter anderem:

- ◆ Sensierung bis zum Stillstand ($v = 0 \text{ km/h}$),
- ◆ Verbesserung der Signalqualität (digitales Signal mit hoher Auflösung \rightarrow großer Luftspalt),
- ◆ weitgehende Unempfindlichkeit des Signals gegenüber Temperatur und Vibrationen,
- ◆ Reduzierung von Gewicht und Bauraum.

3.3.7.4 Funktionen der elektronischen Bremssysteme

Anti-Blockier-System ABS

Zu starkes Bremsen ohne ABS verursacht je nach Fahrbahnzustand oder Fahrsituation ungünstig große Radschlupfwerte oder gar Blockieren der Räder. Ausbrechen des Fahrzeugs aus der Spur und eine Beeinträchtigung der Lenkbarkeit sind mögliche Folgen [28]. Abgesehen von wenigen Ausnahmefällen verlängert sich auch der Bremsweg. ABS erlaubt Vollbremsungen ohne blockierende Räder und ohne die daraus resultierenden Gefahren. Selbst überdurchschnittlich geübten Autofahrern gelingt es vor allem bei schwierigen Fahrbahnverhältnissen oder in gefährlichen Situationen nicht, das Blockieren der Räder zu verhindern. Nur mit Bremspedal ist die erforderliche individuelle Dosierung der optimalen Bremskraft an jedem Rad nicht möglich. Besonders deutlich wird dies auf unterschiedlich griffigem Untergrund, weil der optimale Bremsdruck an den einzelnen Rädern dann unterschiedlich groß ist. ABS verbessert:

- ◆ die **Fahrstabilität**, indem es das Blockieren der Räder verhindert, wenn bei einer Vollbremsung der Bremsdruck bis zur Blockiergrenze und darüber hinaus steigt. Eine Drehung des Fahrzeugs um die Fahrzeughochachse (Schleudern) bei Verlust der Seitenführungskräfte an der Hinterachse wird zum Beispiel verhindert.

- die **Lenkbarkeit** bei Vollbremsungen auch bei den unterschiedlichsten Fahrbahnzuständen. Trotz voll betätigter Bremse kann das Fahrzeug durch eine Kurve gelenkt werden oder einem Hindernis ausweichen.
- den **Bremsweg**, da es den jeweils verfügbaren Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn bestmöglich ausnutzt. Insbesondere reagiert es adaptiv auf Veränderungen der Fahrbahngrieffigkeit, etwa von trockenem auf nassen Asphalt. Der Bremsweg mit ABS ist kürzer als bei einer Bremsung ohne ABS.

Außerdem verhindert ABS das Entstehen von Flachstellen auf der Lauffläche der Reifen (Bremsplatten) und entlastet den Fahrer bei extremen Bremsvorgängen: So kann die ganze Konzentration auf die Bewältigung des Verkehrsgeschehens gelenkt werden, da die optimale Dosierung der Bremsleistung vom ABS-System geregelt wird.

Grenzen des ABS: Sonderfälle wie Neuschnee oder Kies, der bei blockierenden Rädern einen bremsenden Keil vor den Rädern bildet, sind im Alltag kaum relevante Ausnahmen. Hier ist die Verbesserung von Lenkbarkeit und Fahrstabilität durch ABS wichtiger als der kürzest mögliche Bremsweg bei blockierten Rädern. ABS kann die physikalischen Gesetzmäßigkeiten nicht außer Kraft setzen. Auf glatter Fahrbahn ist der Bremsweg auch mit ABS-Regelung länger als auf trockener, griffiger Straße, denn die höchstmögliche Bremskraft bestimmt stets der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn. ABS kann bei zu hohen Kurvengeschwindigkeiten die Seitenführungsleistung nicht verbessern. Das Fahrzeug kann daher trotz ABS aus der Kurve getragen werden.

Regelbereich des ABS: Der optimale Schlupf und damit die beste Bremswirkung wird nicht durch maximalen, sondern durch genau dosierten Bremsdruck erreicht (**Bild 3-83**). Das bedeutet, während des Bremsvorgangs darf der kritische Schlupf nicht überschritten werden.

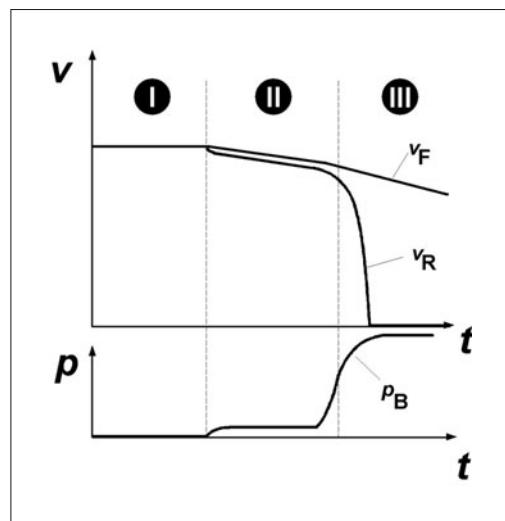


Bild 3-84: Bremsung ohne ABS: t Zeit, v Geschwindigkeit, p Druck, I: ungebremste Fahrt, II: Teilbremsung, III: Vollbremsung ohne ABS, v_F Fahrzeuggeschwindigkeit, v_R Radumfangsgeschwindigkeit, p_B Betätigungsdruck

Der optimale Schlupfwert wird dabei von den jeweiligen Bedingungen zwischen Reifen und Fahrbahn bestimmt. Der Arbeitsbereich der ABS-Regelung wird stets so ausgelegt, dass bestmögliche Fahrstabilität und gleichzeitige Lenkbarkeit gegeben sind. Wird ein Rad so abgebremst, dass es den Bereich optimalen Schlupfes überschreitet, beginnt die ABS-Regelung.

Bild 3-84 zeigt einen Bremsvorgang ohne ABS-Regelung. Bereich I entspricht der ungebremsten Fahrt. Die Radumfangsgeschwindigkeit entspricht weitgehend der (konstanten) Fahrzeuggeschwindigkeit, es liegt kaum Radschlupf vor. Im Bereich II ist die Bremse leicht betätigt, es liegt ein geringer Bremsdruck an. Daher ist die Radumfangsgeschwindigkeit um einen bestimmten Anteil geringer als die Fahrzeuggeschwindigkeit, die stetig abnimmt. Der Schlupf liegt im stabilen Bereich. Bereich III entspricht einer Vollbremsung, bei der der Bremsdruck über die Rad-Blockiergrenze steigt. Die Radumfangsgeschwindigkeit verringert sich zunehmend bis zum Radstillstand. Die Fahrzeuggeschwindigkeit wird ebenfalls geringer, wobei der Blockierreibwert die Verzögerung bestimmt.

Die sehr rasche Drehzahlverringerung eines Rades ist charakteristisch für eine Blockierung, da die Radverzögerung größer ist als die maximale mögliche Fahrzeugverzögerung. Erkennt der elektronische Regler diesen rapiden Abfall der Raddrehzahl, gibt er entsprechende Befehle zur Bremsdruckmodulation an die Magnetventile. Mit Hilfe von jeweils zwei Ventilen pro Regelkreis – das eine in stromlosem Zustand offene Einlassventil und das zweite stromlos geschlossene Auslassventil (s. Bild 3-78) – wird diese Modulation durchgeführt.

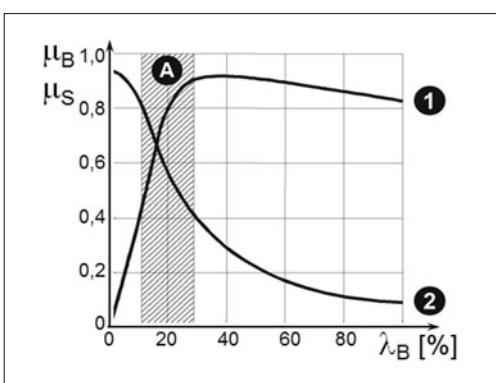
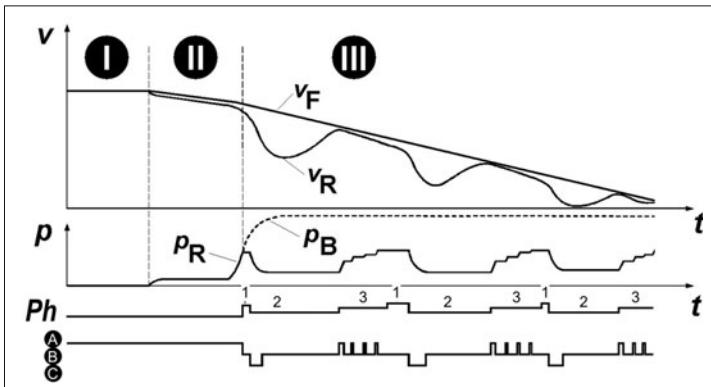


Bild 3-83: Regelbereich des ABS mit λ_B Bremsschlupf, μ_B Bremskraftbeiwert (Verlauf 1), μ_S Seitenkraftbeiwert (Verlauf 2), A: ABS-Regelbereich

**Bild 3-85:**

Ablauf einer ABS-Regelung (ein Rad):
 t Zeit, p Druck, v Geschwindigkeit, Ph Phase; I: ungebremste Fahrt, II: Teilbremsung,

III: ABS-Bremsung,
 v_F Fahrzeuggeschwindigkeit, p_B Betätigungsdruck, v_R Radumfangsgeschwindigkeit, p_R Radbremsdruck,
A: Druckaufbau, B: Druckhalten, C: Druckabbau

ABS-Regelungsphasen: Der ABS-Regelungszyklus läuft prinzipiell in drei Phasen ab (**Bild 3-85**).

Druck halten (Phase 1): Bei Pedalbetätigung steigt der Radbremsdruck an und die Radumfangsgeschwindigkeit verringert sich progressiv. Zeigt die Radumfangsgeschwindigkeit eine Blockierneigung, wird das Einlassventil geschlossen. Selbst bei Erhöhung des Betätigungsdrucks kann der Radbremsdruck nicht weiter ansteigen.

Druckabbau (Phase 2): Nimmt die Radumfangsgeschwindigkeit trotz konstanten Bremsdrucks weiter ab, sodass der Radschlupf zunimmt, reduziert der Regler den Bremsdruck an diesem Rad. Das Einlassventil bleibt geschlossen und öffnet für kurze Zeit das Auslassventil zur Absenkung des Bremsdruckes.

Daraus folgt ein verminderter Bremsmoment an der Radbremse. Mit Hilfe der beim Schlupfeinlauf erkannten Radverzögerung lässt sich abschätzen, wie lang dieser Druckabbaupuls sein muss, damit das Rad in einer angemessenen Zeit wieder beschleunigt (sogenannte „prädiktive Regelung“). Verhält sich das Rad nach Ablauf dieser Zeit nicht wie erwartet, kann der Regler einen weiteren Bremsdruckabbau einsteuern. In extremen Fällen wie etwa einem Reibwertsprung von Asphalt auf Eis dauert dieser Abbau so lange, bis das Rad wieder mit dem gewünschten Niveau beschleunigt wird.

Druckaufbau (Phase 3): Erhöht sich die Radumfangsgeschwindigkeit so weit, dass sie den Bereich des optimalen Schlupfes unterschreitet, baut der Regler wieder stufenweise Bremsdruck auf. Hierzu bleibt das Auslassventil geschlossen, während das Einlassventil mehrfach kurz geöffnet wird.

Besondere Bedingungen bei ABS: Durch die permanente Auswertung der Radsensor signale kann der Regler stets mit einer der Situation angemessenen Regelstrategie reagieren. Normalerweise werden bei Pkw die Vorderräder individuell geregelt. An den Hinterrädern kommt das „Select-low“-Prinzip zum Einsatz, das heißt: Das Hinterrad mit der stärkeren Blockiertendenz bestimmt das Druckniveau für beide

Hinterräder. So wird die Bremskraftausnutzung an der Hinterachse etwas vermindert, was zu einem höheren Seitenkraftpotenzial und damit zu erhöhter Fahrstabilität führt. Besonderen Fahrbahn- und Fahrzustandsbedingungen wird der ABS-Regler durch speziell hierfür entwickelte Algorithmen gerecht. Zu nennen sind hier etwa Eis-Fahrbahnen, seitenweise unterschiedlich griffige Fahrbahnen (sogenanntes „ μ -Split“), Kurvenfahrt, Schleudervorgänge, Einsatz von Noträdern und vieles mehr.

Elektronische Bremskraftverteilung (EBV)

Die elektronische Bremskraftverteilung ersetzt den hydraulischen Bremskraftverteiler durch einen zusätzlichen Softwarealgorithmus in der ABS-Software. Dieser Algorithmus ermöglicht im Teilbremsbereich eine optimierte Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse. Damit wird die Kraftschlussausnutzung an der Hinterachse optimiert bei gleichzeitigem Erhalt der Fahrstabilität.

Hierzu nutzt der EBV-Algorithmus die vier gemessenen Radgeschwindigkeiten. Erkennt der elektronische Regler eine Überbremsungstendenz der Hinterachse, schließt er das entsprechende Hinterrad-Einlassventil und verhindert so einen weiteren Druckaufbau. Bei weiterer Überbremsung kann durch Öffnen des Hinterrad-Auslassventils Druck abgebaut werden. Zur bestmöglichen Ausschöpfung des Kraftschlusspotenzials führt EBV den Druck der hinteren Radbremsen bei Unterbremsung wieder pulsweise an das Druckniveau im Hauptzylinder heran. Die EBV-Funktion benötigt keine zusätzlichen Bauteile, sie nutzt die beim ABS vorhandenen Komponenten. Die Integration in das ABS-Sicherheitskonzept sorgt im Gegensatz zum hydraulischen Regler für die Überwachung der Wirksamkeit der Bremskraftverteilung.

Erweitertes Stabilitäts-Bremssystem (ABSplus)

ABSplus sorgt durch gezielt unterschiedliches Einstellen von Bremskräften an beiden Fahrzeugseiten für ein korrigierendes Giermoment, sodass das Fahrzeug stabilisiert und die Lenkbarkeit verbessert wird [29]. Diese Erweiterung des ABS-Regelalgorithmus ist als ABSplus oder CBC (Cornering Brake Control)

bekannt. Allein aus den Verläufen der Raddrehzahlen erkennt dieses System die Fahrsituation ohne Gieraten- oder Querbeschleunigungssensor. ABSplus optimiert den (Brems-)Schlupf und damit die Bremskraftverteilung, zugleich bewirkt es eine Gieratenkompensation. Besonders wirkungsvoll ist ABSplus bei dynamischen Fahrmanövern wie Kurvenfahrten im Grenzbereich und Spurwechseln. Dies gilt bei Vollbremsungen (aktive ABS-Regelung) und insbesondere bei Teilbremsungen.

Antriebsschlupfregelung (ASR)

ASR verhindert unnötiges Durchdrehen der Antriebsräder durch einen gezielten Bremseneingriff (BASR) und/oder durch einen Eingriff in das Motormanagement (MASR). Die Antriebsschlupfregelung basiert sowohl hardwareseitig (Hydraulik, Sensorik) als auch softwareseitig auf ABS [30]. Zum aktiven Druckaufbau ist eine Erweiterung der HCU um sogenannte Trenn- und Saugventile erforderlich (**Bild 3-86**).

Die Antriebsschlupfregelung (**Bild 3-87**):

- ◆ sichert Fahrstabilität heckgetriebener, Lenkbarkeit frontgetriebener Fahrzeuge,
- ◆ wirkt als Sperrdifferenzial,
- ◆ passt Antriebskraft den Fahrbahnbedingungen an,
- ◆ verringert Reifenverschleiß,
- ◆ warnt z. B. durch eine LED vor Erreichen der physikalischen Stabilitätsgrenze (etwa bei Glätte).

Bremsenregelung der ASR (BASR)

Auf unterschiedlich griffiger Fahrbahn (μ -Split) kann die auf der griffigen Fahrbahnseite mögliche Vortriebskraft nicht ausgenutzt werden. Die Ursache hierfür liegt im Differentialgetriebe zwischen den Rädern der angetriebenen Achse, bei dem die Seite mit dem geringeren Kraftschlusspotenzial das Moment auf der gegenüber liegenden Seite begrenzt.

Mit Hilfe der Raddrehzahlsensoren erkennt BASR das Überschreiten der Kraftschlussgrenze an einem Rad und verringert das Durchdrehen mittels eines entsprechenden, aktiven Bremseneingriffs.

Das dadurch aufgebrachte Bremsmoment wirkt als zusätzliche Abstützung auf das Differential und steht somit am gegenüber liegenden Rad als Antriebsmoment zur Verfügung. Bremsen-ASR regelt im Wesentlichen den Anfahrbereich. Um eine thermische Überlastung der Bremse zu vermeiden, wird durch den elektronischen Regler über ein Temperaturmodell die Bremseneingriffsdauer begrenzt.

Motorregelung der ASR (MASR)

Zur Entlastung der Bremsen reduziert ASR bei niedrigen Geschwindigkeiten zusätzlich zur Bremsenregelung das Motordrehmoment so weit, dass auch ohne beidseitigen Bremseneingriff an den Antriebsrädern die bestmögliche Haftwertausnutzung für den Vortrieb erreicht wird. Ab etwa 40 km/h, kommt es kaum noch zu Bremseneingriffen, da die Motorregelung frühzeitig

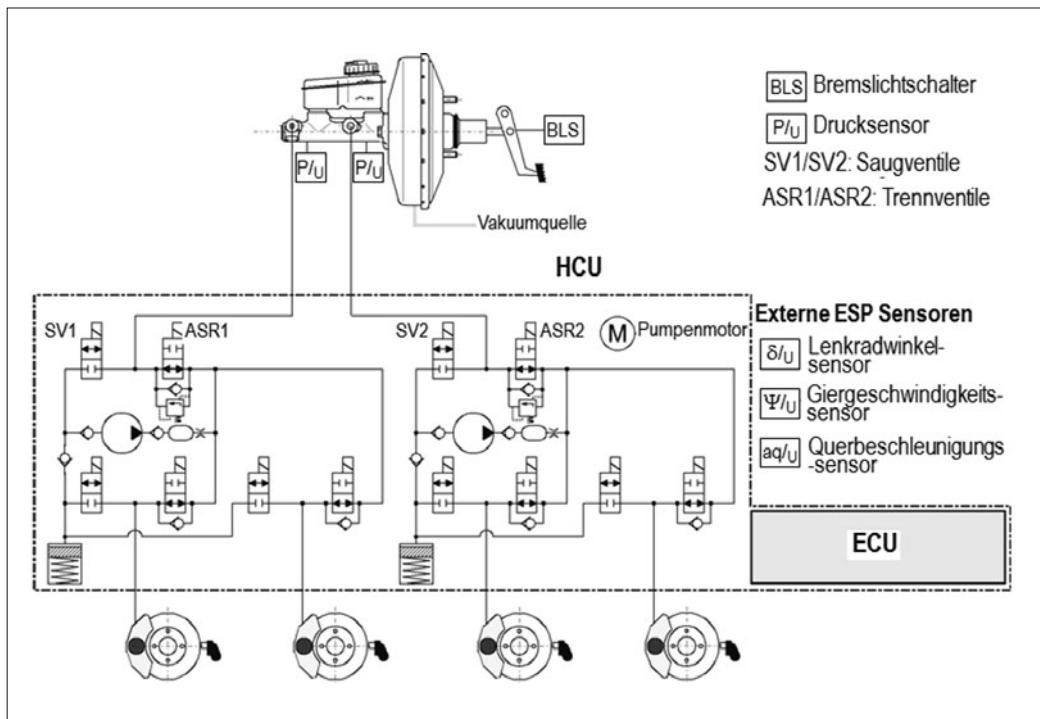


Bild 3-86: Elektronisches Stabilitätsprogramm; SV1/SV2: Saugventile, ASR1/ASR2: Trennventile

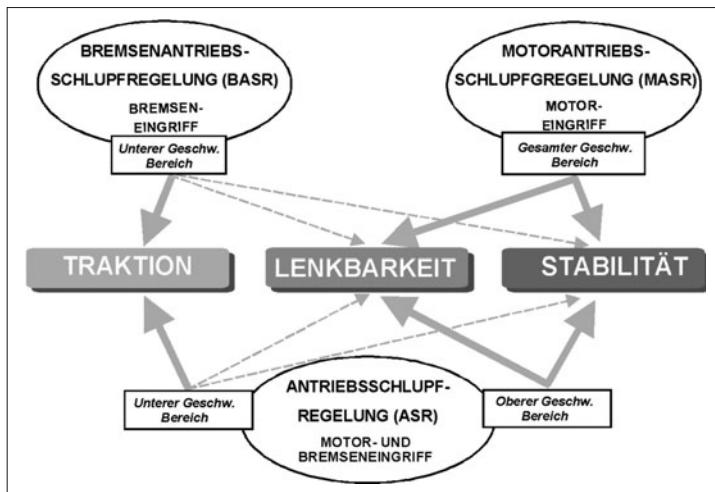


Bild 3-87:
Konzepte der Antriebsschlupfregelung als Unterfunktion von ESP

tig das Antriebsmoment reduziert, um die Fahrstabilität zu erhöhen.

Motor-Schleppmomentenregelung (MSR)

Hohes Motorschleppmoment, zum Beispiel bei Gaswegnahme oder Herunterschalten, erzeugt Bremsmomente an den angetriebenen Rädern, ohne dass die Bremse betätigt wird. Insbesondere bei niedrigen Reibwerten wird dadurch deutlicher Schlupf an den Antriebsrädern hervorgerufen.

Vor allem bei heckangetriebenen Fahrzeugen kann es dadurch zu instabilem Fahrverhalten kommen. Die MSR reduziert durch dosiertes, aktives „Gasgeben“ den durch das Motorschleppmoment generierten Schlupf. Der Eingriff ins Motormanagement erfolgt in aller Regel über CAN-Bus.

Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP)

Das elektronische Stabilitätsprogramm kombiniert die Funktionen der Radschlupfregelungen (ABS, EBV, ASR) mit der Giermomentenregelung (GMR) [28], [31]. Die Giermomentenregelung ist eine elektronische Regelung zur Verbesserung des querdynamischen Fahrverhaltens. Unabhängig von einer Pedalbetätigung sorgt sie für die Quer- und Längsstabilität des Fahrzeugs durch Bremsen- und Motoreingriff.

Die Fahrerwunscherfassung erfolgt auf Basis von Sensorinformationen z. B. über Fahrgeschwindigkeit, Lenkradwinkel und Bremsdruck. Aus diesen Informationen errechnet das elektronische Stabilitätsprogramm mit Hilfe von Echtzeit simulationsmodellen das Fahrzeugsollverhalten. Den Fahrzeugistzustand erfasst das elektronische Stabilitätsprogramm mit Hilfe der Sensorik für Raddrehzahl, Gierrate und Querbeschleunigung. Vor allem bei schnellen Lenkbewegungen kann ein Fahrzeug den Lenkradeinschlag nicht mehr in die erwartete Richtungsänderung umsetzen. Es kann entweder zum Untersteuern, zum Übersteuern oder im Extremfall bis zum „Schleudern“ kommen. Die Abwei-

chung zwischen Fahrer-Wunsch (Richtung, Geschwindigkeit, Fahrzeugsollverhalten) und Fahrzeugistzustand (Gierrate, Querbeschleunigung) wird ermittelt und durch die Giermomentenregelung mittels Bremseneingriff (an bis zu drei Rädern gleichzeitig) ausgeregelt. Untersteuern korrigiert GMR primär durch Einbremsen des kurveninneren Hinterrades, Übersteuern durch Einbremsen des kurvenäußeren Vorderrades. Dieses selektive, aktive Bremsen baut einseitig wirkende Längskräfte und dadurch das stabilisierende Giermoment auf. Eine unterstützende Wirkung entsteht durch die gezielte Reduzierung von Seitenführungskräften infolge der über Bremsmomente aufgebauten Längskräfte. Zu hohes Antriebsmoment reduziert das elektronische Stabilitätsprogramm – wenn erforderlich – durch Eingriff ins Motormanagement.

Die erweiterte ABS/ASR-Hydraulik mit dem integrierten elektronischen Regler ist Kernstück des elektronischen Stabilitätsprogramms. Sie ermöglicht den radindividuellen, aktiven Aufbau von Bremsdruck unabhängig von einer Betätigung des Bremspedals. Bei extremer Kälte ist wegen veränderter Bremsflüssigkeitsviskosität das Ansaugverhalten der Pumpe allein nicht ausreichend. Über verschiedene Vorladeeinrichtungen kann in solchen Situationen die notwendige Fördermenge der Pumpe erreicht werden. Ein extern ansteuerbarer Bremskraftverstärker (aktiver Booster) kann die bei extremer Kälte benötigte Vorladung für die Hydraulikpumpe sicherstellen. Eine weitere Lösungsmöglichkeit ist eine elektrische Vorladepumpe, die Bremsflüssigkeit aus dem Ausgleichsbehälter ansaugt und am THz-Ausgang einspeist. Durch eine Blende bildet sich ein Staudruck, der als Vorladendruck vor der Pumpe anliegt und somit die erforderliche Fördermenge sicherstellt.

Active Rollover Protection (ARP)

Fahrzeuge mit kritischem Wankverhalten (z. B. hoher Schwerpunkt, „weiches“ Fahrwerk) neigen unter

Extrembedingungen zum Umkippen. ARP als Softwareerweiterung des ESP-Systems wirkt der Kippneigung bei hoher Querbeschleunigung durch aktiven Bremseneingriff entgegen [32].

Mithilfe einer fahrzeugspezifischen Modellbildung sowie zusätzlicher Erkennungsmöglichkeiten (z. B. Wank-Sensorik) und geeigneter Algorithmen wird bei Kippgefahr beispielweise die Vorderachse gebremst bzw. überbremst. Das Fahrzeug untersteuert und die abnehmende Querkraft reduziert die Kippneigung.

Beschleunigungssensor (längs und quer)

Der Beschleunigungssensor (**Bild 3-88**) erzeugt ein zur Beschleunigung des Fahrzeugs proportionales Signal. Gemeinsam mit dem Gierratensensor liefert er die für die Giermomentenregelung des ESP benötigten Informationen über den querdynamischen Zustand des Fahrzeugs. Der Beschleunigungssensor besteht aus einem mikromechanischen Biegebalken, der unter dem Einfluss der Beschleunigung seine Lage ändert und damit zu einer Kapazitätsänderung einer Kondensatoranordnung führt. Die Kapazitätsänderung wird elektronisch ausgewertet, das Signal wird – z. B. über CAN-Bus – an den elektronischen Regler weiter geleitet.

Gierratensensor

Der Gierratensensor erfasst die Drehwinkelgeschwindigkeit eines Fahrzeugs um seine Hochachse, die sogenannte Gierrate. Dazu erzeugt er ein der Gierrate proportionales Signal und liefert damit – gemeinsam mit dem Querbeschleunigungssensor – die für die Giermomentenregelung des ESP benötigten Informationen über den Fahrzustand. Zwei miteinander verbundene, parallel zur Fahrzeughochachse angeordnete Quarz-Stimmgabeln bilden das Sensorelement.

Eine elektronische Schaltung regt die obere Stimmgabel zu sinusförmigen Schwingungen an. Beim Gieren des Fahrzeugs wirkt auf die Zinken der Stimmgabel eine von der Drehrate abhängige Corioliskraft. Diese wird auf die untere Stimmgabel übertragen, wo sie eine sinusförmige Schwingung erzeugt, die über eine Verstärkerschaltung in ein der Drehrate proportionales Signal umgewandelt wird. Das Schaltungskonzept beinhaltet außer der Schwingungserzeugung für die obere Stimmgabel die Signalverarbeitung und Sicherheitselemente zur Erkennung interner Sensorfehler. Der Gierratensensor befindet sich idealerweise im Fahrzeugschwerpunkt. Die Kombination des Gier-

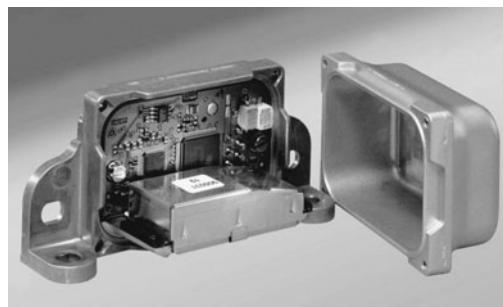


Bild 3-89: Sensorcluster – Beschleunigungs und Gierratensensor in einem Gehäuse

ratensensors mit dem Querbeschleunigungssensor in einem gemeinsamen Gehäuse mit einem Stecker wird als „Cluster“ bezeichnet (**Bild 3-89**). Als weitere Entwicklungsstufe werden die Fahrdynamiksensoren direkt in die ESP-Elektronik integriert. Analog der Erfassung der Gierrate wird das gleiche Sensorprinzip auch für die Erfassung der Wankrate genutzt.

Lenkradwinkelsensor

Der Lenkradwinkelsensor übermittelt dem ESP-Steuерgerät Informationen über den aktuellen Lenkwinkel und damit über die gewünschte Fahrtrichtung. Der Lenkwinkel wird durch eine geeignete Anordnung mehrerer Fotozellen und Lichtschranken optisch gemessen und in Datenworte übersetzt. Aus Sicherheitsgründen erfolgt die Übersetzung in zwei Mikroprozessoren. Über einen Bus gelangen die Datenworte an den elektronischen Regler. Vom Lenkradwinkelsensor (**Bild 3-90**) werden hohe Winkelauflösung, Sicherheit sowie Zuverlässigkeit und auch kompakte Abmessungen gefordert, da um die Lenksäule nur wenig Einbaumaum zur Verfügung steht. Neuerdings werden kostengünstigere und genauere Winkelsensoren angeboten, die auf dem magnetoresistiven Hall Effekt zuzüglich einer entsprechenden Auswerteelektronik basieren.

Drucksensor

Der Drucksensor misst den über das Bremspedal eingesteuerten Bremsdruck. Dieser wird z. B. bei der ESP-Funktion zur Erfassung des Fahrerwunsches genutzt. Er besteht aus einer Keramikanordnung und verändert seine Kapazität bei Druckbeaufschlagung. Das keramische Messelement ist zusammen mit einer

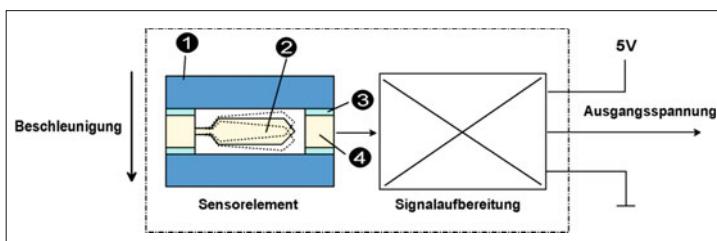


Bild 3-88:
Querbeschleunigungssensor;
1) Außenelektrode,
2) Biegebalken (seismische Masse),
3) Isolator und Verbindungs-element für Elektroden,
4) Mittelelektrode



Bild 3-90: Lenkradwinkelsensor



Bild 3-91: Elektrohydraulische Regeleinheit (EHB)

elektronischen Auswerteschaltung in einem Metallgehäuse untergebracht.

3.3.8 Neuartige Bremssysteme

3.3.8.1 Elektrohydraulische Bremse (EHB)

Die elektrohydraulische Bremse ist ein Fremdkraftbremssystem [33]. Die wesentlichen Merkmale sind: geringe Baugröße, zeitoptimiertes Ansprechverhalten des Bremssystems und modellierbare Bremspedalcharakteristik. Die EHB ist sowohl bei Normalbremung als auch in der Radschlupfregelung ein von der Betätigung (Bremspedal) entkoppeltes und dadurch rückwirkungsfreies Bremssystem. Es besteht aus den Baugruppen:

- ◆ Bremspedalgefühl-Simulator (elektronisches Bremspedal mit applizierbarem Bremsgefühlgeber),
- ◆ vier hydraulische Radbremsen,
- ◆ hydraulisch/elektronische Regeleinheit (HECU, *hydraulic electronic control unit*, Bild 3-91).

Aus dem gemessenen Pedalwegsignal und dem im Simulator aufgebauten Druck wird die gewünschte Verzögerung abgeleitet. Der mit Magnetventil absperrbare Simulator nimmt einen Teil des Hauptzylindervolumens auf, um gemeinsam mit einem Federpaket die Bremspedalcharakteristik darzustellen (Bild 3-92).

Weg- und Drucksignale werden über Kabel („*by wire*“) an den elektronischen Regler geleitet und mit weiteren, den Fahrzustand beschreibenden Sensorsignalen (Raddrehzahlen, Lenkwinkel, Gierrate, Querbeschleunigung) verarbeitet. Der elektronische Regler errechnet daraus die Vorgaben für hinsichtlich Bremsverhalten und Fahrstabilität optimale radindividuelle Bremsdrücke.

Versorgt aus einem Druckspeicher werden mit Hilfe der hydraulischen Regeleinheit die Radbremsdrücke entsprechend dieser Vorgabe erzeugt. Die Vorladung des Druckspeichers erfolgt durch eine integrierte Motor-Pumpen-Einheit. Beim Bremsen wird die hydraulische Verbindung zwischen THz und hydraulischer Regeleinheit unterbrochen. Der Bremsdruck im Rad wird aus der vorgeladenen Speichereinheit über Regelventile eingestellt. Neben den genannten Vorteilen ist das System geräuscharm, zeigt ein besseres Crashverhalten und ermöglicht eine verbesserte Pedalergonomie.

Vorteile für den Fahrzeugherrsteller sind:

- ◆ höhere Bremsdynamik (Hochdruckspeicher),
- ◆ verbessertes Packaging und vereinfachte Montage durch Wegfall des Unterdruck-Bremeskraftverstärkers im Spritzwandbereich,

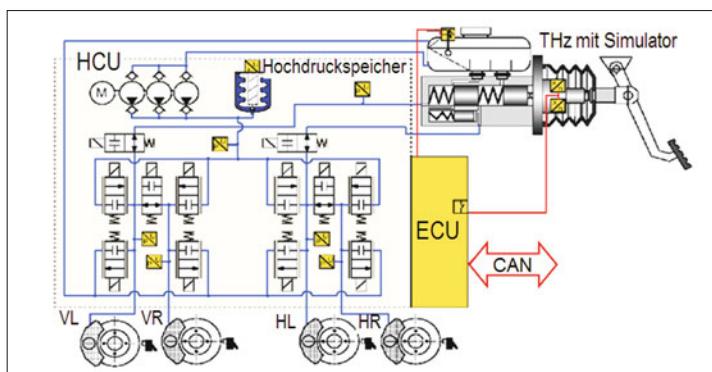


Bild 3-92:

Schaltbild EHB mit schematischer Darstellung der Systemkomponenten

- ◆ Verwendung einheitlicher Baugruppen für unterschiedliche Fahrzeugvarianten,
- ◆ einfache Realisierung von Fremdbremseingriffen über externe Signale,
- ◆ unterdruckunabhängig, daher optimale Eignung für saugverlustoptimierte Verbrennungsmotoren,
- ◆ Einfache Vernetzbarkeit mit zukünftigen Verkehrsleitsystemen.

Der Aufbau der Regeleinheit ermöglicht die Integration aller heutigen Bremseingriffs- und Radschlupf-Regelfunktionen (z. B. ABS, EBV, ASR, ESP, BA, ACC, ...) ohne weiteren Hardware-Aufwand (ABS: Anti-Blockier-System, EBV: Elektronische Bremskraftverteilung, ASR: Antriebs-Schlupf-Regelung, ESP: Elektronisches-Stabilitäts-Programm, BA: Bremsassistent, ACC: Abstands-Regel-Tempomat).

Bei Störungen des Systems stehen zwei Rückfallebenen zur Verfügung:

Erste Ebene: Bei einem Ausfall des Hochdruckspeichers bleibt die „Brake-by-wire“-Funktion weiterhin erhalten, die Bremsen werden jedoch ausschließlich von der Pumpe versorgt.

Zweite Ebene: Bei einer Störung der „Brake-by-wire“-Funktion (z. B. Ausfall der Energieversorgung) bleiben die hydraulischen Verbindungen des Hauptbremszylinders zu den beiden Radbremskreisen erhalten und es wird ohne Verstärkung proportional zur aufgebrachten Fußkraft in alle vier Radbremsen eingebremst. Die Simulatorfunktion ist dabei abgeschaltet. Die gesetzlich geforderte Zweikreisigkeit des Bremsystems bleibt trotz Teilausfall erhalten.

3.3.8.2 Elektromechanische Bremse (EMB)

Die für zukünftige Fahrzeuggenerationen vorgesehene elektromechanische Bremse (auch „trockenes Brake-by-wire“ genannt) arbeitet ohne Bremsflüssigkeit. Sie besteht aus einer Bremsbetätigung mit integrierter Steuerelektronik und vier elektromechanischen Radbremsmodulen. Die Übertragung von Bremsignalen und Bremsenergie erfolgt rein elektrisch/elektronisch. Wie bei der EHB ist die Betätigung rückwirkungsfrei durch die Entkopplung des Pedals (Sollwertvorgabe)

von den Bremsen. Zur Sicherstellung der Zweikreisigkeit wird ein redundantes Signal- und Energienetz benötigt.

Wegen der für die Vorderachsbremsung benötigten höheren Leistung, ist eine 12-V-Architektur nicht mehr ausreichend. Die oben genannten Anforderungen bedingen neue E/E-Architekturen.

Die Betätigung besteht aus einem elektronischen Bremspedal, welches als Bestandteil eines verstellbaren Pedalmoduls ausgeführt werden kann, das neben dem Brems- auch das Gaspedal und die zentrale Elektronik enthält. Das elektronische Bremspedal setzt sich zusammen aus dem Pedalgefühlsimulator und Sensoren zur Fahrerwunscherfassung. Die Pedalweg- bzw. Pedalkraft-Signale werden von der zentralen Elektronik mit weiteren, den Fahrzustand beschreibenden externen Signalen (z. B.: Raddrehzahlen, Gierrate, Querbeschleunigung) verarbeitet und in hinsichtlich Bremsverhalten und Fahrstabilität optimale radindividuelle Bremsenzuspannkräfte umgerechnet. Diese elektronischen Informationen werden über ein redundantes Bussystem (*by wire*) an die Radbremsmodule übertragen. Jedes der elektromechanischen Radbremsmodule besteht aus einer Radbremsen-ECU und einem elektromechanischen Aktuator (**Bild 3-93**).

Wie bei der Elektrisch-Hydraulischen Kombibremse (s. 3.3.8.3) wird die Feststell-Bremsfunktion durch eine integrierte Arretiervorrichtung sichergestellt [34]. Die Ansteuerung erfolgt über einen Taster und eine rein elektrische Signalankopplung.

Bei Radschlupf-Regelungsvorgängen durch ABS, ASR, ESP ist die Bremsmomenten-Modulation dem vom Fahrer eingesteuerten Bremsenwunsch übergeordnet. Das System hat gegenüber hydraulischen Bremssystemen folgende Vorteile:

- ◆ höhere Bremsdynamik,
- ◆ optimales Brems- und Stabilitätsverhalten,
- ◆ einstellbare Bremspedalcharakteristik,
- ◆ keine Betriebsgeräusche,
- ◆ verbesserte Ergonomie durch verstellbares Pedalmodul,
- ◆ verbesserte Umweltverträglichkeit durch Entfall der Bremsflüssigkeit,

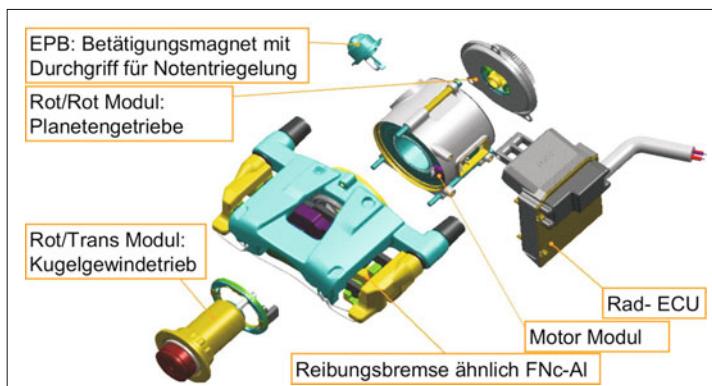


Bild 3-93:
Schnittdiagramm des EMB-Aktors
(hier: Hinterachsradbremse)

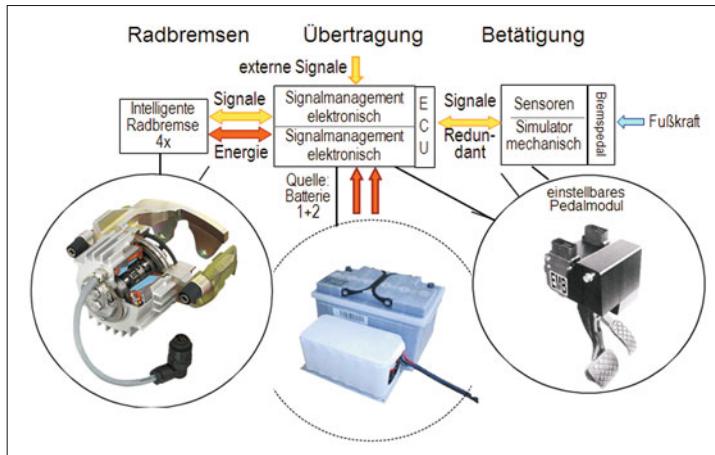


Bild 3-94:
Komponenten des elektromechanischen Bremssystems (EMB)
[26]

- ♦ keine Restbremsmomente,
- ♦ besseres Crashverhalten.

Vorteile für den Fahrzeugherrsteller sind:

- ♦ geringster Packaging- und Montageaufwand,
- ♦ unterdruckunabhängig, daher optimale Eignung für saugverlustoptimierte Verbrennungsmotoren,
- ♦ einfache Vernetzbarkeit mit zukünftigen Verkehrsleitsystemen,
- ♦ Darstellbarkeit der Schnittstelle zu Assistenzsystemen (z. B. ACC Stop&Go, Einparkhilfe usw.) mit geringem Aufwand,
- ♦ geringe Anzahl an Komponenten.

Bild 3-94 zeigt die drei Module der EMB: Betätigung, Übertragung und Radbremse, die nur mit Kabeln (*by-wire*) miteinander verbunden sind.

Das elektromechanische Bremssystem übernimmt alle Funktionen einer Bremsanlage nämlich Betriebsbremse, Hilfsbremse und elektrische Parkbremse.

3.3.8.3 Elektrohydraulische Kombibremse (EHC)

Als Vorstufe zur 4-Rad elektromechanischen Bremse (abhängig von einer 42-V-Elektronik-Architektur bei schwereren Fahrzeugen) wird mit der elektrohydraulischen Kombibremse EHC ein System bezeichnet, bei dem die Zuspannkräfte für die Reibungsbremse an der Vorderachse hydraulisch und an der Hinterachse elektromechanisch erzeugt werden (**Bild 3-95**).

Dabei ermöglicht die elektromechanische Hinterachs-Bremse die Betriebs- und Feststell-Bremsfunktion in einem kompakten Bauteil. Eine integrierte Arretier-

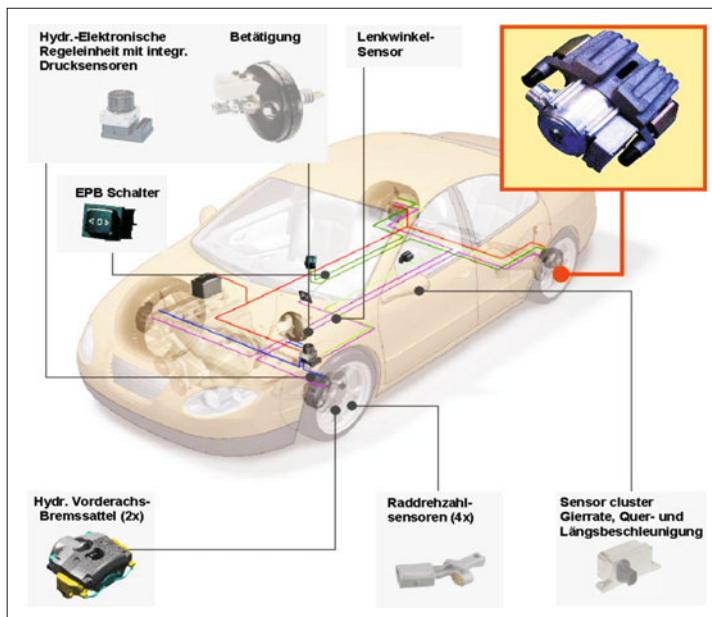


Bild 3-95:
Komponenten der elektrohydraulischen Kombibremse (EHC) [26]

vorrichtung sichert die Feststell-Bremsfunktion auch bei ausgeschalteter Zündung.

Je nach Bremskreisaufteilung (Abschnitt 3.3.4) wird die Vorderachse über einen Hauptzylinder oder Tandem-Hauptzylinder mit Bremsdruck versorgt. Die Bremskraft der Hinterräder wird abhängig vom Bremspedalweg bzw. -kraft elektronisch geregelt.

Die Hinterachse erfordert gegenüber der Vorderachse deutlich geringere Bremsleistungen und Bremsdynamik und daher bietet es sich an, eine elektromechanische *Brake-by-wire*-Lösung auch mit den heutigen Bordnetzspannungen von 14 Volt darzustellen.

Da nur die Vorderachse hydraulisch versorgt wird, reduziert sich die Baugröße der Betätigungsseinrichtungen. Eine derartige elektrohydraulische Kombibremse bietet einen deutlich größeren Auslegungsspielraum bezüglich optimierter Pedalkennung und Bauraumaufteilung. Die elektrische Bremse an der Hinterachse erübrigt nicht nur Bremsleitungen und Schläuche zu den Hinterachsbremsen, sie erlaubt auch bei der Achsmontage die Lieferung von einem komplett geprüften Achsmodul mit einfachen Schnittstellen [26].

Das System bietet folgende Vorteile:

- ◆ kleiner dimensionierte Betätigung (Bremskraftverstärker und Tandem-Hauptzylinder),
- ◆ größten- und komponentenreduzierte elektronisch/ hydraulische Regeleinheit,
- ◆ reduzierter Montage- und Wartungsaufwand,
- ◆ kein Hinterachs-Restbremsmoment,
- ◆ minimierte ABS-Pedalrückmeldung,
- ◆ niedriges Geräuschniveau,
- ◆ Nutzung von vorhandener 14-V-Bordnetzstruktur.

Funktionen wie elektronische Bremskraftverteilung, Berg-Anfahrhilfe und elektrische Parkbremse sind durch Integration in die Software realisierbar.

Das Bild 3-95 zeigt die Komponenten einer elektrohydraulischen Kombibremse (EHC), in der das grundätzliche Packaging gegenüber den heutigen Systemen unverändert bleibt.

Die heute bekannten Regelfunktionen bleiben ebenfalls vollständig erhalten. Hinzu kommen einige Ergänzungen und neue Funktionen.

Eine situationsangepasste Bremskraftverteilung kann einerseits eine ideale Bremskraftverteilung ermöglichen, andererseits können Beladungs- und Fahrzustände berücksichtigt werden. Auf Komfort abgestimmte Fahrzeuge mit weicher Aufhängung neigen beim Bremsen bis zum Stillstand zu störenden Aufbaulängsschwingungen. Diese lassen sich durch temporäre Bremskraftreduzierung an der Hinterachse fast vollständig vermeiden. Der Fahrer spürt im Pedal nichts von diesem Eingriff.

Durch die alleinige Ansteuerung der Hinterachsremung über Fahrerassistenzsysteme kann das System im Bereich der Komfortbremsung (bis ca. 0,3 g) eine optimal regelbare Bremsung realisieren.

Auch bei der Antriebsschlupfregelung an der Hinterachse ist eine deutliche Komfortsteigerung zu erzielen, da die Regeleingriffe feinfühliger erfolgen können und akustisch nicht wahrnehmbar sind.

3.3.8.4 Regenerative Bremssysteme

Die in den Hybrid- und Elektrofahrzeugen eingebauten Elektromotoren werden je nach Fahrsituation als Elektromaschine zum Antreiben oder als Generator zum Bremsen benutzt. Im Generatorbetriebsmodus wird die Bremsenergie zurück in die Batterie gespeist (Prinzipaufbau in Bild 3-96). In diesem Modus kann damit die Elektromaschine einen Beitrag zur Fahrzeugsverzögerung leisten.

Die verfügbare Bremsleistung des Generators ist dabei stark abhängig von der installierten Generatorleistung, der Fahrgeschwindigkeit (Generator-Drehzahl-Drehmomentkennlinie) und vom momentanen Speichervermögen der elektrischen Energie der Batterie. Heutige Generatorleistungen reichen höchstens für Komfort-/ Anpassungsbremssungen, nicht jedoch für Vollbremssungen aus. Deshalb kann die regenerative Bremsung in aktuellen Systemen nur eine Unterstützung der konventionellen Bremssysteme darstellen.

Ein regeneratives Bremssystem muss folglich je nach Fahrsituation und Systemzustand die Möglichkeit anbieten, zwischen Reibungsbremse und Generatorbrem-

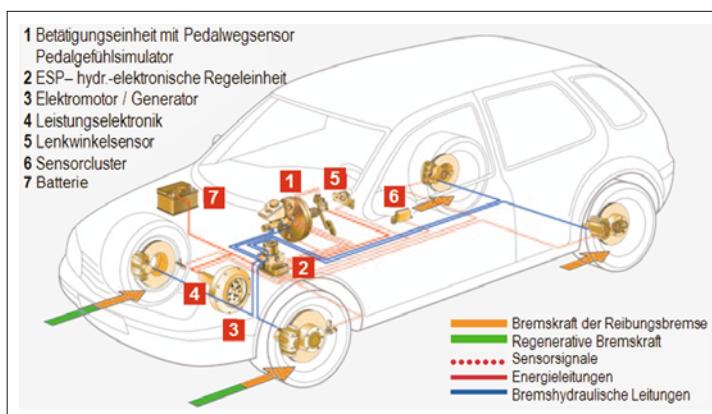


Bild 3-96:

Regeneratives Bremssystem [26]

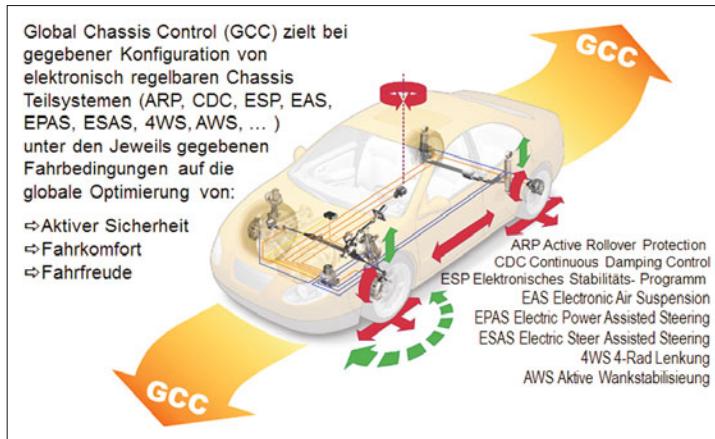


Bild 3-97:
Beispiel für ein vernetztes Chassis-System: das *Global Chassis Control (GCC)* von ContiTeves [36]

se dynamisch umzuschalten bzw. überzublenden, was elektronisch geregelt wird. Um darüber hinaus auch rein rekuperativ verzögern zu können, bietet sich eine Entkopplung von Bremsmodul und Bremshydraulik an. Dies wird in der Betätigungsseinheit realisiert, die für diese Systeme ganz anders aufgebaut ist.

3.3.9 Vernetztes Chassis

In heutigen Fahrzeugen wirkt der Fahrer mit seinen Bedienelementen Lenkrad, Gaspedal und Bremspedal direkt auf die jeweiligen Systeme Lenkung, Antrieb und Bremse.

Eine bedarfsgerechte, den Fahrerwunsch interpretierende Kombinationsregelung existiert bisher nur in Ansätzen, wie z. B. bei dem aus dem Bremsstabilitätsystem ESP initiierten Motoreingriff während der Traktions- bzw. Gierratenregelung.

Mit der Evolution der Einzelsysteme in Richtung computergesteuerter Fremdkraftsysteme ergeben sich neue Ansätze bei der Chassisystementwicklung. Dies gilt einerseits vor dem Hintergrund, zusätzliche, über die Einzelsystemfunktionen hinausgehende Gesamtstoffszenarien zu erschließen, andererseits aber auch vor dem Hintergrund, ungewollte gegenseitige Beeinflussung der auf die gleichen Fahrzustandsgrößen wirkenden Regelkreise auszuschließen.

Als Beispiel sei hier das Gierverhalten genannt, das

von allen drei Chassisystemen, Lenkung, Bremse und Fahrwerk sowie darüber hinaus auch vom Antrieb (speziell bei regelbaren Zwischengetrieben) beeinflusst werden kann. Die weitere Optimierung des Chassis mit fremdeingriffsfähigen Systemen bedingt folglich eine gesamtheitliche Betrachtung der Wirkkette.

Bei der Entwicklung von *Global Chassis Control* ist zu beachten, dass eine hohe Abhängigkeit zwischen Funktionalität, Softwarearchitektur und E/E-Architektur besteht. Dabei steht insbesondere eine klare Funktions- und Geräteklassifizierung mit definierten, einheitlichen Schnittstellen im Vordergrund. *Global Chassis Control* erreicht ohne entsprechende Struktur sonst schnell einen Komplexitätsgrad, der einen nicht vertretbaren Entwicklungs- und Applikationsaufwand nach sich zieht (**Bild 3-97**). Folgende Szenarien zeigen exemplarisch die Vorteile eines solchen Vernetzungssatzes.

Gesamtbetrachtung Anhalteweg

Der Anhalteweg eines Fahrzeugs bei einer Notbremfung setzt sich zusammen aus dem Reaktionsweg, den das Fahrzeug unbremst während der Zeit zurücklegt, die der Fahrer zum Reagieren benötigt, dem Schwellweg, der in der Übergangsphase von der Pedalberührung bis zur vollen Ausbildung der Bremsung zurückgelegt wird und dem sich daran anschließenden Bremsweg bis zum Stillstand (**Bild 3-98**).



Bild 3-98:
Phasen des Anhalteweges

Signifikante Anhaltewegverkürzungen kann man nur erreichen, wenn die beteiligten Komponenten und Prozesse in einem ganzheitlichen Ansatz gemeinsam optimiert werden.

Durch den sinnvollen Zusammenschluss der technischen Möglichkeiten und des Know-hows auf der Reifenseite (s. Abschnitt 3.9), der Bremsenseite und der Fahrwerkseite kann sowohl der Reaktions- als auch der Bremsweg in einer Notbrems situation 10 bis 15 % gegenüber dem heutigen Stand reduziert werden [35].

Erweitertes elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP II)

Aufbauend auf das heutige Fahrdynamikregelsystem ESP lässt sich am Beispiel einer Notbremsung auf Fahrbahnen mit unterschiedlichen Reibwerten (μ -Split) der Vorteil der Vernetzung von Bremssystem und Lenkung (hier Überlagerungslenkung ESAS) ein drucksvoll darstellen.

Steht im vernetzten System zusätzlich die aktive Lenkung zur Verfügung (Bild 3-99), kann das von den unterschiedlichen Bremskräften herrührende Giermoment durch ein computergesteuertes Gegenlenken kompensiert werden. Der Fahrer kann das Lenkrad weitgehend gerade halten (Geradeausbremsung). Die Lenkradstellung entspricht also dem gewünschten Fahrzeugkurs.

Die schnelle Giermomentenkompensation durch die Lenkung lässt gleichzeitig einen nahezu unverzögerten Bremsdruckaufbau an den Rädern und eine modifizierte Hinterachs-Bremsdruckregelung zu. Der Bremsweg auf μ -Split reduziert sich dadurch erheblich.

Ist die Lenkung als System zur Momentenüberlagerung ausgeführt, erfolgt der Lenkeingriff als Fahrerlenkempfehlung (engl. *Driver Steering Recommendation*, DSR). Droht das Auto vom Wunschkurs des Fahrers abzukommen, ist im Lenkrad ein eindeutiger

Impuls spürbar, in welche Richtung gelenkt werden muss, um das Fahrzeug zu stabilisieren. Die Funktionsmodule sind die gleichen wie für die Winkelüberlagerung, lediglich ein Modul zur Umsetzung des Soll-Lenkwinkels in das Überlagerungsmoment M_{DSR} muss hinzugefügt werden. Der Fahrer ist jetzt „closed-loop“ in die Regelung einbezogen. Am Beispiel der elektrischen Servolenkung wird die Wirkungskette erläutert (Bild 3-100): Auf den Lenkstrang wirken der Fahrer mit dem Lenkmoment M_F , die Räder mit dem Rückstellmoment M_R und die Servolenkung mit dem Unterstützungsmoment M_A ein. Die Reaktion im Lenkstrang wird mittels Torsionsstab als Handmoment M_H gemessen und zusammen mit dem Überlagerungsmoment in der Servolenkung verstärkt. Dies führt zu der haptischen Rückmeldung des Lenksystems, die dem Fahrer hilft, in kritischen Situationen schnell und richtig zu reagieren.

In Übersteuer- und μ -split-Situationen sorgt die Momentenüberlagerung für ein stabilisierendes Gegenlenken durch den Fahrer. In Untersteuer-Situationen, in denen das Auto bei Kurvenfahrten über die Vorderachse nach außen schiebt, soll der Fahrer die maximale Seitenkraft nicht so schnell überlenken. Die meisten Fahrer reagieren auf diese Situation automatisch, indem sie die Lenkung weiter zuziehen. Die Fahrerlenkempfehlung motiviert den Fahrer dazu, die Lenkung nicht noch weiter zuzuziehen, sondern wieder zu öffnen. Hierzu wird beim Überschreiten eines berechneten Lenkwinkel-Limits $\delta_{R,lim}$ ein Überlagerungsmoment M_{DSR} aufgeschaltet und erst dann zurückgenommen, wenn der Fahrer den Radlenkwinkel δ_R eingestellt hat, der bei dem gegebenen Fahrbahnreibwert die maximale Seitenführung an der Vorderachse bietet.

Fahrzeughersteller und Zulieferer sind sich einig, dass die Vernetzung von Fahrdynamiksystemen weiter zunehmen wird. Konzepte wie Global Chassis Control

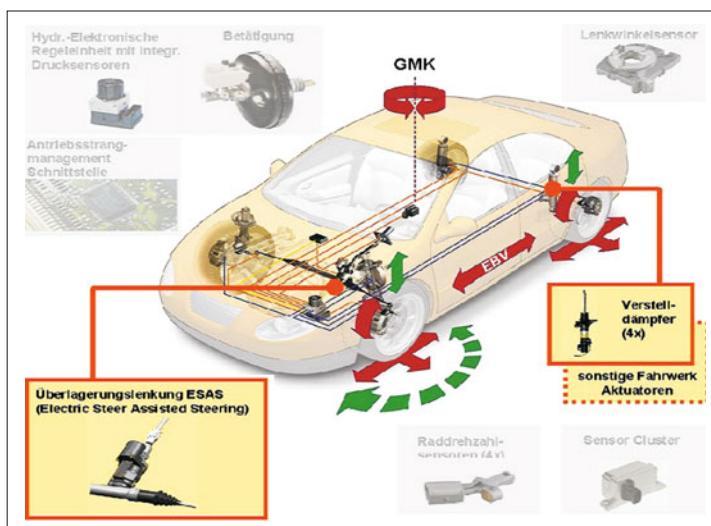


Bild 3-99:
ESP II: ESP kombiniert mit aktivem Lenk- und optionalem Fahrwerkseingriff

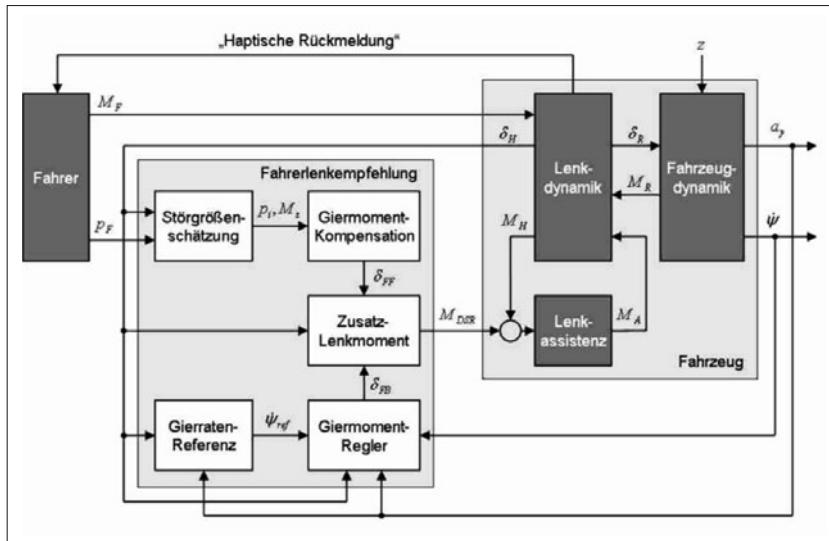


Bild 3-100:
Fahrerlenkempfehlung mit Momentenüberlagerung

(GCC) eröffnen neue Dimensionen in den Bereichen Fahrdynamik, Stabilität und Fahrkomfort durch die funktionale Integration aktiver Fahrdynamiksysteme. Ziel ist es, die Potenziale der Einzelsysteme zu optimieren und in ein intelligentes Gesamtsystem zu integrieren. Die funktionale Integration wird durch AUTOSAR-konforme Hard- und Software unterstützt.

3.4 Lenksysteme

3.4.1 Anforderungen und Bauformen

Das Lenksystem dient dazu, ein Fahrzeug bei allen Fahrzuständen zielsicher zu führen. Dabei wird der Fahrerwunsch durch eine sinnfällige Drehbewegung am Lenkrad vermittelt und vom Lenksystem in einen Einschlagwinkel der gelenkten Räder übertragen. Das Lenksystem muss ausreichend robust, feinfühlig und präzise sein, um den Fahrer möglichst umfassend über verschiedene Zustandsgrößen und ggf. deren Veränderungen informieren zu können.

Umfangreiche Untersuchungen an Probanden haben gezeigt, dass besonders über die haptischen Rezeptoren des Fahrers aufgenommene Informationen selbst bei wenig geübten Fahrern sehr fein differenziert werden. Deshalb ist es von großer Bedeutung, stets eine eindeutige Zuordnung des Lenkradwinkels zur Stellung der Räder zu haben, nur geringste Spiele in der Kraftübertragungskette zwischen Lenkrad und Rädern zuzulassen, sowie den Fahrer durch reibungsarm miteinander gekoppelte Übertragungselemente mittels Lenkmoment permanent über die Kraftverhältnisse zwischen Reifen und Fahrbahn zu informieren. Eine gute haptische Informationsquelle für den Fahrer über das Lenkrad ist, wie wissenschaftliche Untersuchungen am IZVW (Interdisziplinäres Zentrum

für Verkehrswissenschaften in Würzburg) bestätigen insbesondere bei hoher Fahrgeschwindigkeit wichtig. Der Fahrer reagiert deutlich schneller darauf als z. B. auf optisch wahrgenommene Informationen. Damit wird verständlich, wie wesentlich das Lenksystem Hauptkriterien des Fahrwerks wie Fahrdynamik, Fahrsicherheit und Fahrkomfort beeinflusst und so den Gesamtcharakter des Fahrzeugs prägt. Letztlich entscheidet die Qualität der angeführten Wunschmerkmale eines Lenksystems in Verbindung mit Radführung, Federung und Dämpfung darüber, ob sich ein Fahrer in einem Fahrzeug sicher und komfortabel fühlt oder nicht.

Eine unter allen Betriebsbedingungen eindeutige, verlässliche, einfache und genaue Übertragung des Fahrerwunsches durch Drehbewegung des Lenkrads und deren Weiterleitung über Lenkwellen, Lenkgetriebe, Spurstange und Radlenkhebel auf die Räder fordert bereits der Gesetzgeber entsprechend der einschlägigen Gesetze und Richtlinien (z. B. europäische Richtlinie 70/311/EWG, StVZO § 38). Diese Vorschriften sollen für jedes Fahrzeug ein Fahrverhalten sicherstellen, das der Fahrer einschätzen und vorhersehen kann. Sie enthalten neben allgemeinen Anforderungen Grenzwerte für die zulässige Betätigungszeit und Betätigungsduer bei intakter wie auch fehlerbehafteter Lenkanlage (**Bild 3-101**) und sind natürlich Leitlinie für jede Neukonzeption von Lenksystemen.

Es ist außerdem gewünscht, die Anzahl der Lenkradumdrehungen von Lenkanschlag zu Lenkanschlag möglichst gering zu halten.

Während der Fahrt müssen die Räder bei freigegebenem Lenkrad z. B. bei Kurvenausfahrt von selbst in die Geradeausstellung zurückstellen.

Darüber hinaus gibt der Pkw-Hersteller weitere „Technische Anforderungen“ an das Lenksystem vor. Diese umfassen etwa die Themenbereiche Systemkonzeption, Funktionsanforderungen, mechanische Anforderun-

70/311/EWG Anh. I		Lenkanlagen				
4.2 Besondere Vorschriften						
4.2.1 Betätigungsseinrichtung der Lenkanlage						
4.2.1.1 Wird die Betätigungsseinrichtung der Lenkanlage direkt vom Fahrzeugführer bedient,						
4.2.1.1.1 muß sie leicht zu handhaben sein,						
4.2.1.1.2 muß die Bewegungsrichtung der Betätigungsseinrichtung der Lenkanlage der beabsichtigten Fahrtrichtungsänderung des Fahrzeugs entsprechen,						
4.2.1.1.3 muß mit Ausnahme von Hilfslenkanlagen eine kontinuierliche, gleichbleibende Beziehung zwischen dem Lenkwinkel der Betätigungsseinrichtung und dem Einschlagwinkel der Räder bestehen.						
4.2.2 Übertragungseinrichtung						
4.2.2.1 Die Einstelleinrichtungen für die Lenkgeometrie müssen so beschaffen sein, daß nach der Einstellung eine formschlüssige Verbindung zwischen den einstellbaren Teilen durch geeignete Verriegelungseinrichtungen hergestellt werden kann.						

Vorschriften für die Betätigungsleistung						
Fahrzeugklasse	Intakte Anlage			Gestörte Anlage		
	maximale Betätigungsleistung (daN)	Zeit (s)	Wendekreisradius (m)	maximale Betätigungsleistung (daN)	Zeit (s)	Wendekreisradius (m)
M ₁	15	4	12	30	4	20
M ₂	15	4	12	30	4	20
M ₃	20	4	12 ¹⁾	45	6	20
N ₁	20	4	12	30	4	20
N ₂	25	4	12	40	4	20
N ₃	20	4	12 ¹⁾	45 ²⁾	6	20

1) Oder Volleinschlag, falls dieser Wert nicht erreicht werden kann.
2) 50 bei Fahrzeugen ohne Gelenk mit zwei oder mehreren gelenkten Achsen außer reibungsgelenkten Achsen.

Bild 3-101:

Auszug aus EU-Richtlinie für Lenkungen [37]

gen, elektrische- bzw. hydraulische Anforderungen, chemische Anforderungen, weitere physikalische Anforderungen (z. B. Akustik) sowie Anforderungen an Lebensdauer, Zuverlässigkeit und an die Umweltverträglichkeit.

Bei allen namhaften Pkw-Herstellern sind die „Technischen Anforderungen“ in Lastenheften detailliert spezifiziert, werden regelmäßig entsprechend neuer Erkenntnisse erweitert und verfeinert.

In der Umsetzung dieser strengen Anforderungen haben sich beim Pkw bis in die jüngere Vergangenheit zwei Bauformen von Lenkanlagen durchgesetzt (s. Abschnitt 1.1). Eigneten sich für größere Pkw bei manuell betätigten Lenkgetrieben hauptsächlich Kugelmutterlenkungen wegen niedriger Lenkkräfte, war für kleinere und sportliche Fahrzeuge seit langem die Zahnstangenlenkung das gängigste Lenkkonzept.

Mit zunehmenden Komfort-Ansprüchen und damit der Ablösung mechanischer Lenkgetriebe durch hydraulische Servolenkanlagen in den 80er Jahren hat sich die hydraulische Zahnstangenservolenkung auf allen Pkw-Märkten der Welt durchgesetzt (**Bild 3-102**). Die hydraulische Zahnstangenlenkung ist die preisgünstigste Hilfskraftlenkung.

Kugelmutter-Hydrolenkanlagen (**Bild 3-103**) dominieren heute noch im Nkw, existieren aber nur noch als Restvolumen in Teilen des Geländewagen-, SUV- und Pick-up-Marktes. Hier belasten die höheren System-

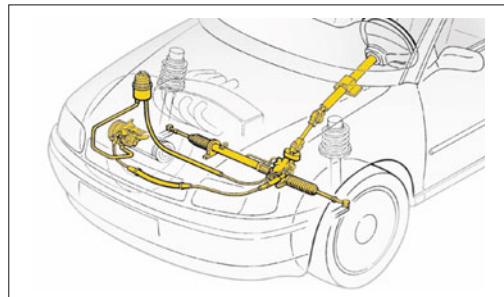


Bild 3-102: Grundprinzip Zahnstangen-Hydrolenkung

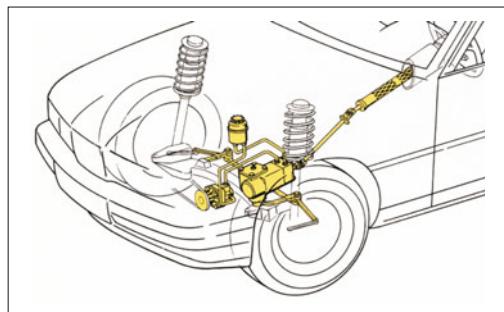


Bild 3-103: Grundprinzip Kugelmutter-Hydrolenkung

kosten zwar ebenfalls die Fahrzeugherrstellkosten, es bieten jedoch bei schweren Bedingungen die extreme Robustheit und die höhere Einbauflexibilität zugunsten besserer Bodenfreiheit Vorteile.

Zurückkommend auf die hydraulische Zahnstangen-Servolenkung ist festzustellen, dass sich basierend auf diesem einfachen Grundprinzip, zunächst zwei prinzipiell unterschiedliche Versionen entwickelt haben: Bei Fahrzeugen mit unten liegender Zahnstangenlenkung wurde eine vor oder hinter der Vorderachse liegende Ausführung gewählt, deren Spurstangen an beiden Enden der Zahnstange befestigt waren. Die Anordnung des Ritzels kann über oder unter der Zahnstange gewählt werden. So ist bei oben liegendem Ritzel der Drehsinn bei einer hinter der Achsmitte liegenden Lenkung sinnfällig erreicht, bei vor der Achsmitte positionierter Lenkung gelingt dies mit einem unter der Zahnstange angeordneten Ritzel. In beiden Fällen handelt es sich um Zahnstangen-Servolenkungen mit seitlichem Abgang der Spurstangen. Dies nennen Fachleute Seitenabtrieb-Zahnstangen-Hydrolenkungen (s. **Bild 3-102**).

Mit der Verbreitung des Frontantriebs in Fahrzeugen der Mittelklasse und darunter, meist in Verbindung mit Front-quer-Anordnung des Motors zusammen mit McPherson-Vorderachs-Konzepten, war anfangs eine unten liegende Zahnstangenlenkung mit Spurstangen-Seitenabtrieb nicht machbar. Üblicherweise wurde deshalb die Lenkungsposition nach oben in den Bereich der Spritzwand verlegt. Um aus dieser Lage die Radlenkhebel mit noch verträglichen Spurstangenwinkeln zu erreichen, mussten die Spurstangeninnengelenke in Zahnstangenmitte radial an der Zahnstange befestigt werden. Damit entstand die Zahnstangen-Hydrolenkung mit mittigem Abgang der Spurstangen, die sogenannte Mittenabtrieb-Zahnstangen-Hydrolenkung (**Bild 3-104**).

Dieser Lenkungstyp ist konstruktiv deutlich aufwendiger, technisch erheblich anspruchsvoller, meist schwerer und teurer als eine Seitenabtrieb-Lenkung. Um einen Teil dieser Nachteile zu eliminieren, entstand beispielsweise für den Audi 100/A6 (bis 1997) eine bemerkenswerte Sonderkonstruktion mit asymmetrischem, im Ritzelbereich integriertem Zylinder und fliegend gelagertem Zahnstangenende.

Obwohl nennenswerte Stückzahlen bei Mittelklassewagen in den 80er und 90er Jahren geliefert wurden, wird diese Bauform heute nur noch in Sonderfällen

verwendet. Wegen der angesprochenen Vorteile hat sich die Seitenabtrieb-Zahnstangenservolenkung längst auf breiter Front durchgesetzt. Deshalb beschränkt sich dieses Buch nur auf die Beschreibung des Seitenantriebs.

3.4.2 Hydraulische Zahnstangenlenkung

Das klassische Pkw-Servolenkgetriebe bestand ab 1950 aus einer Zahnstangenlenkung mit hydraulischem Servozylinder. Dieser war zunächst parallel zur Zahnstange angeordnet und durch einen kräftigen Hebel mit der Zahnstange verschraubt. Über ein in der Lenkwelle angeordnetes hydraulisches Steuerventil dosiert der Fahrer die von einer direkt am Verbrennungsmotor des Fahrzeugs angeflanschten Lenkpumpe erzeugte Hilfsenergie. Mittels Servozylinderkolben und dessen Übertragungshebel wurde die Zahnstangenbewegung in der jeweiligen Lenkrichtung unterstützt. Die maximale Servounterstützung ist dabei durch ein in der Lenkungspumpe integriertes Druck- und Strombegrenzungsventil limitiert.

In den 70er Jahren des letzten Jahrhunderts gelang es den führenden Lenkungsherstellern durch Verbesserung von Werkstoffen, Fertigungsverfahren sowie den Einsatz innovativer Technologien (z. B. porenarmer Alu-Druckguss) sowohl das Lenkventil als auch den Servozylinder direkt in das Zahnstangenlenkgetriebe zu integrieren. So entstand ein äußerst kompakt bauendes, leichtes, kostengünstiges sowie hocheffizientes Servo-Block-Lenkgetriebe, das bis heute eine dominierende Marktrolle spielt.

3.4.2.1 Technik und Funktion

Wichtig ist es, nicht nur das Lenkgetriebe sondern das ganze Lenksystem zu betrachten, will man die Funktion „Lenken“ in unterschiedlichen technischen Konzepten bewerten hinsichtlich wesentlicher Eigenschaften wie Funktionsqualität, Sicherheit, Gewicht, Bauraum, Energieverbrauch, Umweltverträglichkeit und Kosten. Die bereits genannte klassische Zahnstangen-Hydrolenkung arbeitet in einem System mit „offener hydraulischer Mitte“. Hier durchströmt ein bei laufendem Fahrzeugmotor durch die meist über Keilriemen angetriebene Lenkhelferpumpe (Flügelzellen- oder Rollenpumpe) erzeugter Ölstrom (aus ATF-Ölen) einen

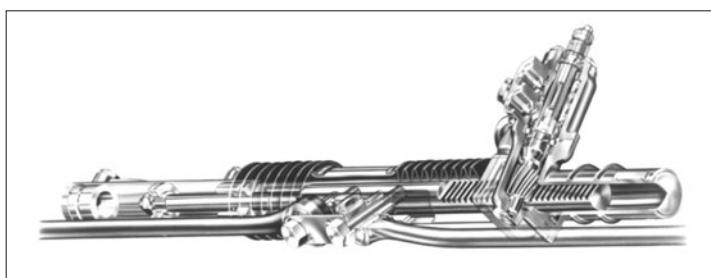


Bild 3-104:
Zahnstangen-Hydrolenkung mit
Mittenabtrieb der Spurstangen

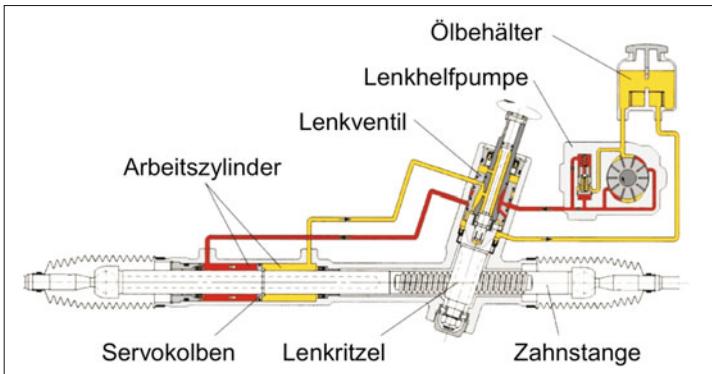


Bild 3-105:
Systemkonzept einer hydraulischen Zahnstangenservolenkung

in Neutralstellung des Lenkventils offenen Steuerspalt und gelangt nahezu drucklos zum Ölbehälter des Lenksystems zurück. Dort wird das ankommende Öl angesaugt und der permanent zirkulierende Ölkreislauf im Lenksystem aufrechterhalten (**Bild 3-105**).

Da dieser Ölförderstrom der Lenkhelferpumpe linear mit der Motordrehzahl steigt – unabhängig davon, ob Lenkarbeit geleistet wird oder nicht – ist die Energieeffizienz eines solchen „offenen Systems“ bei vielen Fahrzuständen ungünstig. Dies heißt, je weniger Lenkarbeit abgefördert wird und je höher dabei die Motordrehzahl ist (z. B. bei schneller Autobahnfahrt), desto ungünstiger ist der energetische Wirkungsgrad dieses Systems (**Bild 3-106**).

Vorteilhaft jedoch sind die robuste, jahrzehntelang unter allen Einsatzbedingungen erprobte hydraulische Komponentenfunktion, die hohe Systemsteifigkeit, die jederzeit verzögerungsfrei abrufbare maximale Lenkleistung, die gute Abstimbarkeit auf unterschiedliche Zielfahrzeuge sowie die wartungsfrei ein Fahrzeugleben überdauernde hohe Präzision.

Es gab in der Vergangenheit große Anstrengungen, den energetischen Nachteil klassischer Hydrolenksysteme zu verbessern.

Den besten theoretischen Ansatz bietet ein System mit „geschlossener hydraulischer Mitte“. Dabei ist ein Lenkventil eingesetzt, das bei Ventilneutralstellung hermetisch dichte Steuerspalte hat. Bei Lenk- bzw. Unterstützungsbedarf öffnen die Steuerspalte z. B. an mechanisch zwangsgesteuerten Sitzventilen und entsprechend der benötigten Lenkkraft sowie Lenkgeschwindigkeit wird aus dem in einem Speicher mit max. Druck vorgespannten Ölvolume der erforderliche Ölstrom entnommen (**Bild 3-107**).

Bis auf wenige Ausnahmen (in einigen Citroën-Fahrzeugen) wurde dieser Ansatz bisher nicht industrialisiert. Sehr hohe Anforderungen an Bauteilwerkstoffe, Dickeheit (hohes Leckagerisiko), Verschleiß von beweglichen Dichtelementen, an Ölverschmutzung über Lebensdauer sowie an die Präzision von Ventilbauteilen haben eine Serienfertigung unter wirtschaftlichen Aspekten mit verfügbaren Fertigungstechnologien verhindert.

Mit dem elektrohydraulischen Lenksystem (**Bild 3-108**), bei kleineren Fahrzeugen in Serie eingesetzt

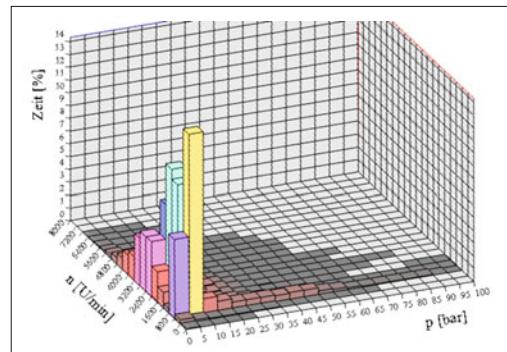


Bild 3-106: Lenkleistung bei einem durchschnittlichen Fahrprofil für eine hydraulische Zahnstangenservolenkung

seit mehr als einem Jahrzehnt, lässt sich die Energiebilanz eines Hydrolenksystems mit offener Mitte schon deutlich verbessern. Anstelle der direkt vom Motor angetriebenen Lenkungspumpe wird hier eine Druckversorgungseinheit (auch *Powerpack* genannt) eingesetzt, deren Pumpenaggregat (mit Zahnrad-, Flügelzellen- oder Rollenprinzip) von einem Elektromotor angetrieben wird.

In Verbindung mit einem elektronischen Steuergerät und einem Ölbehälter lässt sich das Powerpack als kompaktes Einbaumodul gestalten, das unabhängig vom Verbrennungsmotor im Fahrzeug untergebracht werden kann. Es versorgt das Lenkaggregat auch unabhängig vom Motor mit Drucköl.

Zwar besitzt hier das Lenkgetriebe ebenfalls ein Lenkventil mit offener Mitte; wird aber keine Lenkarbeit benötigt, zirkuliert nur ein geringer Standby-Ölstrom. Sobald dann Drucköl angefordert wird, stellt sich über die Regelprogramme des eingebauten Steuergerätes das Fördervolumen der Lenkpumpe auf den vorliegenden Lenk- bzw. Fahrzustand ein.

Bei sehr vielen Fahrzuständen (z. B. Autobahnfahrt) ist die tatsächlich erforderliche Lenkleistung relativ gering. Je nach der im Steuergerät installierten „Intelligenz“ der Regelprogramme lässt sich gegenüber den

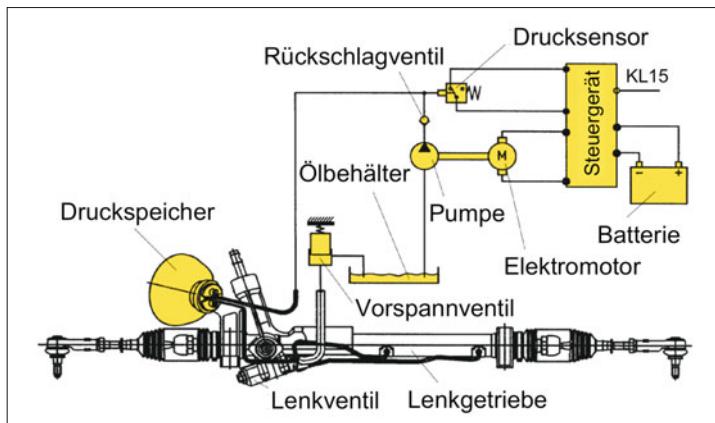


Bild 3-107:
Lenksystemkonzept „geschlossene Mitte“

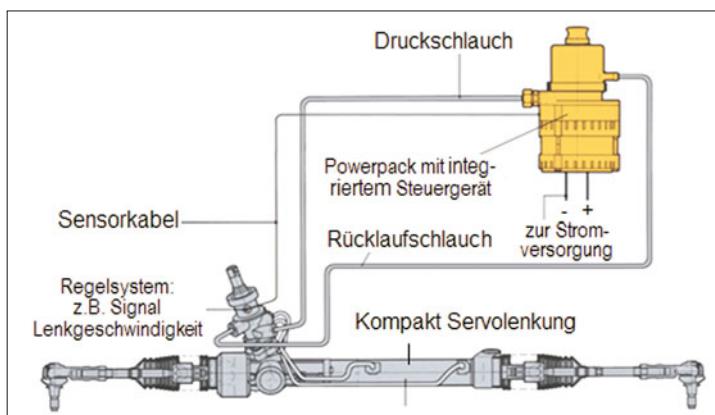


Bild 3-108:
Systemkonzept elektrohydraulische Servolenkung

klassischen Standardsystemen der Kraftstoffverbrauch zwischen 40 % und 70 % reduzieren. Dies entspricht bei einem Mittelklassefahrzeug einer Einsparung von etwa 0,2 Liter auf 100 km.

Konzeptionell vorteilhaft beim elektrohydraulischen Lenksystem ist die Möglichkeit, das komplette System als sogenanntes Systemmodul in einer funktionsgeprüften Liefereinheit zusammenzufassen.

Dies unterstützt die Anstrengungen der Fahrzeughersteller bei der Globalisierung ihres Geschäfts. So können z. B. von Fahrzeug-Montagewerken in Schwellenländern solche funktionsbereiten Systemmodule einbaufertig beim Lenksystemhersteller bezogen werden (**Bild 3-109**).

Werden hohe Ansprüche an die Fahrdynamik gestellt, so sind aufwendige Regelstrategien zur Pumpensteuerung erforderlich, um bei allen Fahrzuständen über ausreichende Lenkdynamik zu verfügen. Bei Pkws der oberen Mittelklasse und darüber wurden wegen der höheren Achslasten und des damit höheren Unterstützungsbedarfs alternative Konzepte zur Energieeinsparung entwickelt. Hier wurden in ersten Ansätzen motorgetriebene Lenkpumpen-Konstruktionen verwendet, die verstellbare Fördercharakteristiken haben. Damit kann während der Fahrzyklen

ohne Lenkarbeit der von der Pumpe geförderte Ölvolumenstrom abgesenkt werden. So sind die Energieverluste innerhalb des Systems nennenswert reduzierbar. Als wirtschaftlich geeignetes Pumpenkonzept wird hierzu meist die Flügelzellenpumpe mit verstellbarer Hubkurve verwendet. Erste Serienanwendungen davon gibt es seit 2005. Da mittlerweile jedoch der Einsatz der elektrischen Servolenkung bis in das Oberklassesegment von Pkws möglich ist und sich damit eine noch höhere Kraftstoffeinsparung realisieren lässt, werden die hydraulisch betriebenen Lenksysteme in den nächsten



Bild 3-109: Liefermodul eines elektrohydraulischen Lenksystems

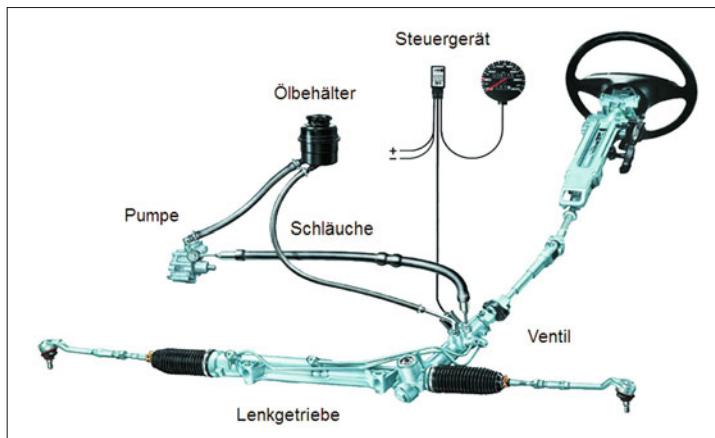


Bild 3-110:
Konzept Servotronic®-Lenksystem [38]

Jahren mehr und mehr vom Markt verdrängt werden. Standardlenkungen besitzen eine fest eingestellte Lenkcharakteristik. Sie stellt meist einen guten Kompromiss zwischen niedrigen Parkierkräften und ausreichend hohen Lenkmomenten bei Schnellfahrt dar.

Für hochwertige Fahrzeuge ist eine sogenannte „Servotronic®“- oder „Parameterlenkung“ entwickelt worden, die für jeden Fahrzustand eine eigene fahrzeugspezifische Lenkcharakteristik bereitstellt. Damit lässt sich das Fahrzeug fast spielerisch parkieren, bei mittlerer Fahrgeschwindigkeit zielsicher und komfortabel führen. Bei hoher Geschwindigkeit wird dank straffer Lenkmomente ein sehr sicheres Fahrgefühl vermittelt (**Bild 3-110**).

Bei hydraulischen Servolenkungen variiert dabei eine im Lenkventil integrierte hydraulische Rückwirkerrichtung das Lenkmoment. Sie wird von einer elektronischen Steuereinheit über einen elektrohydraulischen Wandler angesteuert. Als Parameter verwendet man heute meist die Fahrgeschwindigkeit, deren Signal aus dem elektronischen Tachometer oder dem ABS-Steuergerät die Höhe der Rückwirkung (d. h. des Lenkmomentes) bestimmt. Dadurch ist die Höhe des Lenkmomentes zum einen (wie bei klassischen Servolenkungen) durch die Kraftverhältnisse zwischen Reifen und Fahrbahn bestimmt sowie zum anderen fahrgeschwindigkeitsabhängig durch den zusätzlichen Rückwirkungswiderstand überlagert.

Mit Hilfe der Servotronic®- bzw. Parameterlenkung lässt sich ein Fahrwerk bezüglich Fahrdynamik, Fahrsicherheit sowie Fahrkomfort perfekt abstimmen.

3.4.2.2 Aufbau und Bauteile

Die klassische hydraulische Zahnstangenlenkung in Blockversion umfasst die Hauptbauteile Lenkventil mit Ritzel, Zahnstange mit Kolben sowie Lenkgehäuse mit Ritzellagerung und Servozylinder.

Die Lenkbewegung des Fahrers betätigt die Eingangswelle, den sogenannten Drehschieber des Drehschieber-Lenkventils. Der über einen Drehstab im Ritzel

abgestützte Drehschieber bildet mit der auf dem Ritzel fixierten Steuerbuchse variable Steuerspalte, die je nach Drehrichtung und Fahrwiderstand an den Rädern innerhalb mechanischer Begrenzungen geöffnet oder geschlossen werden. Die Steuerspalte werden von 6, 8, 10 oder 12 korrespondierenden Steuernuten in Drehschieber und Steuerbuchse erzeugt. Über die schließenden Kanten wird der Pumpendruck angesteuert und der druckbeaufschlagte Ölstrom via abstimmbarer Druck- bzw. Dehnschläuche, interne Nuten, Rohrleitungen und Bohrungen dem Zylinderbereich zugeführt, der die jeweilige Lenkbewegung unterstützt. Über die öffnenden Steuerspalte ist ebenfalls durch Nuten, Bohrungen und Rücklaufleitungen der ausschiebende Zylinderteil mit dem Rücklauf zum Ölbehälter verbunden.

Der mechanische Kraftfluss führt von der Eingangsquelle über Drehstab oder mechanischen Anschlag des Lenkventils zum Ritzel. Von dort wird über den Zahneingriff mit der Zahnstange die Lenkraddrehbewegung in eine Linearbewegung der Zahnstange umgewandelt (**Bild 3-111**).

Über die stirnseitig an den Zahnstangenenden angeschlossenen Axialgelenke, Spurstangen und Radialgelenke wird der Kraftfluss zu den Radlenkhebeln weitergeführt. Von dort werden die Einschlagwinkel der gelenkten Räder eingeleitet.

Die Konstruktion des Lenkgetriebes muss in der Lage sein, einerseits hohe Kräfte zu übertragen, andererseits dabei geringste Spiele, wenig Elastizitäten und möglichst niedrige Reibung bei beweglichen Bauteilen aufweisen, um präzises Fahren mit guter Fahrbahnrückmeldung zu gewährleisten.

Dazu gehört ein in zwei steifen Wälzlagern im Lenkgehäuse abgestütztes gehärtetes Ritzel aus hochlegiertem Stahl ebenso wie eine präzise geschliffene hochfeste Zahnstange, die zur Abstützung der Verzahnungskräfte von einem mit einer druckfesten Gleitfolie bestückten sogenannten jochförmigen Druckstück aus Metall oder Kunststoff im Verzahnungsbereich geführt wird. Die gegenüber liegende Lagerstelle der Zahnstange am Zylinderende besteht aus einem metallischen Gleitla-

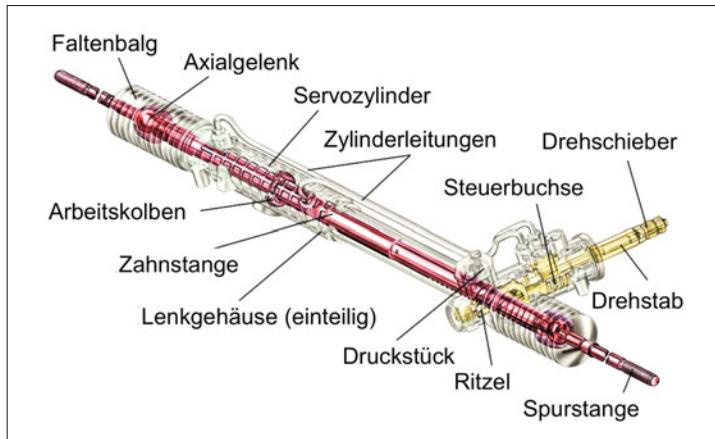


Bild 3-111:
Zahnstangenhydrolenkung;
Darstellung des Lenkgetriebes
(einteilige Blockversion)

ger, das die Zahnstange ringförmig umfasst. Übliche Zahnstangendurchmesser betragen je nach Fahrzeuggröße 22 bis 32 mm.

Das Handling eines Fahrzeugs wird erheblich von der zwischen Ritzel und Zahnstange gewählten Übersetzung beeinflusst. Sie legt den Hauptteil des Zusammenhangs zwischen Drehwinkel am Lenkrad und Schwenkwinkel der gelenkten Räder fest. In der Praxis legt man für jedes Fahrzeug ein individuelles Übersetzungsverhältnis für das Lenkgetriebe fest. Es trägt dem Charakter des Autos ebenso Rechnung wie der Fahrwerksgeometrie bzw. -kinematik. Je nach Fahrzeugtyp empfindet man ca. zwei bis drei Lenkradumdrehungen als komfortabelste Übersetzung zwischen beiden Lenkanschlägen.

Die geometrische Auslegung der Verzahnung Ritzel-Zahnstange stellt hohe Ansprüche. Im Falle eines Ausfalls der Servounterstützung muss die Verzahnung sehr hohe mechanische Kräfte übertragen, um die vom Gesetzgeber geforderten Notlenkeigenschaften abzudecken. Um mit Servounterstützung (Normalfall) beim Einparken aus der Mittelstellung nach 1 bis 1,5 Lenkradumdrehungen den Volleinschlag zu erreichen, dürfen auf dem Ritzel nur kleine Zahnezahlen (ca. 6–10) gewählt werden. Dieser Kompromiss lässt sich am besten mit Evolventverzahnungen erreichen, wobei die Ritzelzähne mit profilverschobenen Zahnflanken und Schrägverzahnung ausgelegt sind. Die Modulgröße liegt bei ca. 2 mm. Um mechanische Stöße von der Fahrbahn schadlos zu verkraften und die Zahnstange möglichst kippfrei – damit ist die Verdrehbewegung um die Längsachse gemeint – von der Ritzelverzahnung durchschieben zu können, legt man Wert auf gute Überdeckungsgrade. Außerdem ist es wünschenswert, hohe Eindrehwirkungsgrade für ein sensibles Lenkgefühl und niedrige Rückdrehwirkungsgrade zur Dämpfung von Fahrbahnstößigkeit bei der Verzahnungsauslegung zu erreichen. Zur Optimierung dieser teilweise gegenläufigen Zielgrößen werden aufwendige Berechnungsmethoden bei der Verzahnungsauslegung eingesetzt.

Zur Komfortsteigerung bei Zahnstangen-Hydrolenkungen wurde bereits ab ca. 1980 eine variable Übersetzung als Sonderausstattung angeboten. Um die Handlichkeit sportlicher Fahrzeuge im Stadtverkehr und auf kurvenreichen Landstraßen zu verbessern, entwickelte man eine Evolventenverzahnung, deren Übersetzung im Mittenbereich eher etwas indirekter als bei konstanter Übersetzung gewählt wurde. Zu den Endanschlägen hin ist das Übersetzungsverhältnis deutlich direkter. Damit erreicht man bei hohen Fahrgeschwindigkeiten ein weiches, nicht zu spontanes Anlenkverhalten aus der Mittellage heraus. Mit zunehmendem Lenkwinkel steigt sich der Radeinschlagwinkel progressiv, sodass schon mit 1 bis 1,5 Lenkradumdrehungen aus der Lenkungsmitte der volle Radeinschlag erreicht ist (**Bild 3-112**).

Ein so ausgerüstetes Fahrzeug zeigt beim Fahren eine eindrucksvolle Agilität. Technisch erreicht wird dies über ein Lenkritzel mit Standard-Evolventenverzahnung kombiniert mit einer besonders gestalteten variablen Zahnstangen-Evolventenverzahnung (s. Bild 8-54). Sie verändert vom Verzahnungsmittelpunkt sowohl Eingriffswinkel als auch Teilung und Schrägungswinkel in Richtung Endanschläge. Durch Wan-

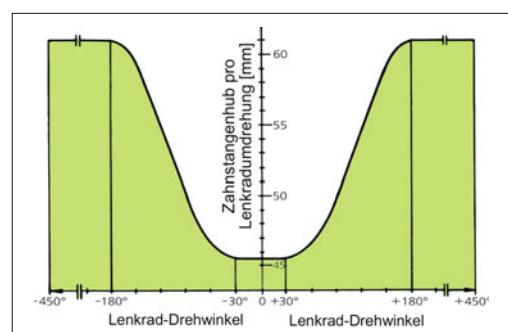


Bild 3-112: Übersetzungsverlauf bei variabler Übersetzung einer Servolenkung [38]

dern des Ritzel-Wälzkreises vom Zahnfuß bei Mittellistung der Zahnstange in Richtung Zahnkopf beim Endanschlag ist der Hub der Zahnstange pro Ritzelumdrehung im Endanschlagbereich größer als im Mittelbereich und somit die Übersetzung direkter.

Die Dosierung der Servounterstützung steuert der Fahrer über das mit der Lenkungs-Eingangswelle, dem Drehschieber, direkt verbundene Lenkventil, wie bereits beschrieben. Die sogenannte Ventilkennlinie oder Lenkcharakteristik stellt den grafischen Zusammenhang zwischen dem angesteuerten Servodruck und dem dazugehörigen Lenkmoment dar.

Das Lenkmoment wird vom Ventil-Drehstab bestimmt, dessen Verdrehwinkel bzw. Torsionsmoment in direktem linearem Zusammenhang mit dem Lenkwiderstand am Rad steht. Entsprechend der Auswahl des Drehstabdurchmessers und der Steuerfasengeometrie an den Steuerspalten von Drehschieber und Steuerbuchse kann der Verlauf der Ventilkennlinie dem Sollcharakter des Fahrzeugs angepasst werden (**Bild 3-113**).

Das Lenkventil der Servotronic®-Lenkung basiert ebenfalls auf einem bereits erläuterten Drehschieberventil. Die zusätzliche Rückwirkeinrichtung, räumlich hinter dem Drehschieberventil angeordnet, enthält einen hydraulisch beaufschlagbaren Rückwirkkolben, der über eine Kugellängsführung verdrehfest jedoch längsbeweglich mit dem Drehschieber in Verbindung steht. Entsprechend der fahrgeschwindigkeitsabhängig unterschiedlichen Blendenöffnung des elektrohydraulischen Wandlers in Verbindung mit ventiletzeitigen Festblenden wird ein variabler Rückwirkdruck erzeugt (**Bild 3-114**).

Möchte nun der Fahrer die gelenkten Räder bei höherem Lenkwiderstand wie z. B. beim Parkieren einschlagen, muss er die Ventileingangswelle gegen den Torsionswiderstand des Ventildrehstabs und die vergleichsweise geringe Zentrierkraft einer Schraubenfeder solange verstetzen, bis die angesteuerte Servounterstützung den jeweils vorliegenden Lenkwiderstand überwindet. Beim Einparken sind die Ventilansteuerwege und damit die Lenkmomente sehr gering, sodass eine schmale Parkerkennlinie erzeugt wird.

Beim Fahren mit mittlerer Geschwindigkeit müssen beim Anlenken des Ventils nicht nur die Drehstab- und Zentrierfederwiderstände überwunden werden, sondern auch der durch den angesteuerten mittleren Rückwirkdruck entstehende zusätzliche Widerstand in der Zentrierkalotte. Damit wird eine breitere Ventilkennlinie in der Darstellung „Servodruck über Lenkmoment“ erzeugt.

Fahren mit hoher Geschwindigkeit bedeutet einen nochmals höher druckbeaufschlagten Rückwirkkolben, folgerichtig noch mehr Anlenkkraft und somit eine noch breitere sogenannte Schnellfahrkennlinie. Begrenzt wird das überlagerte Anlenkmoment mittels Rückwirkdruck durch ein „Abschneidventil“. Es limitiert den Rückwirkdruck so, dass er ab einem festgelegten Grenzmoment nicht mehr steigt. Dafür sorgt dieses im Ventilgehäuse integrierte „Abschneidventil“, das als Druckbegrenzungsventil arbeitet.

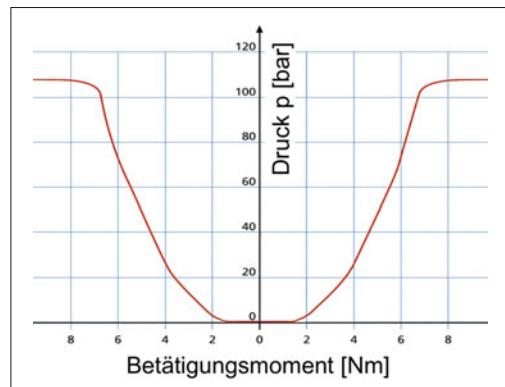


Bild 3-113: Standard-Ventilkennlinie

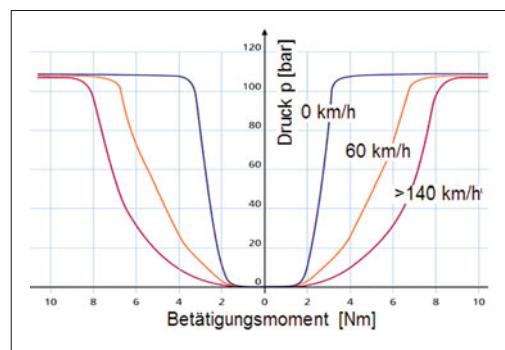


Bild 3-114: Servotronic®-Ventilkennlinie

Je höher das Druckniveau hydraulischer Servolenkungen liegt, desto kompakter, leichter und einbaufreundlicher lassen sich die Lenkgehäuse bzw. Servozylinder gestalten. Jedoch setzen Dichtringkonzepte, Pumpenkonstruktion, Druckschlauchaufbau, Ventilkonstruktion, Zylinderwerkstoff sowie das Geräuschverhalten des Systems Grenzen. Wirtschaftliche Lösungen lassen heute im Pkw Arbeitsdruckniveaus von bis zu 130 bar zu.

Ab 1970 gab es zwar einige Serienanwendungen (z. B. bei Audi 100) mit 150 bar. Aus Kosten- und Zuverlässigkeitssgründen wurde dieses Konzept nicht fortgeführt.

Ein Schlüsselthema bei hydraulischen Lenkungen ist die Dichtheit. Es wird zwischen interner und externer Leckage unterschieden. Interne Leckage führt zu unerwünschten Energieverlusten während externe Leckage immer den Aggregateaustausch erzwingt. Vor diesem Hintergrund werden bei Abdichtungen nach außen speziell für Lenkungsanwendungen entwickelte Elastomerabdichtungen verwendet. Bei den Einsatzbedingungen für Lenkanlagen in allen Klimazonen der Erde (-40 °C und +150 °C) und dem Anspruch der Wartungsfreiheit über eine gesamte Fahrzeugglebensdauer (15 bis 20 Jahre!) werden an diese Dichtungen höchste Anforderungen gestellt.

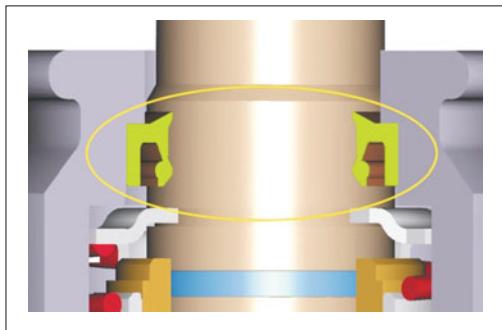


Bild 3-115: Wellendichtring zur Abdichtung drehender Bauteile

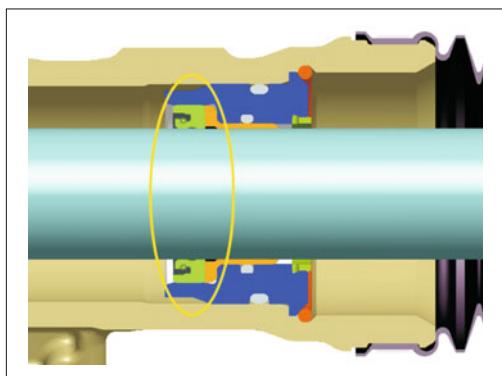


Bild 3-116: Gleitdichtring zur Zahnstangenabdichtung

Während statische Abdichtungen für Druckniveaus zwischen 1 bar Unterdruck und Betriebsdrücken bis 130 bar (plus Druckspitzen bis über 200 bar) mit Elastomer-Rundschnurdichtringen gesichert werden, sind für die Abdichtung von drehenden Bauteilen, wie z. B. die Eingangswelle, sogenannte Wellendichtringe mit beweglicher Dichtlippe (**Bild 3-115**) eingesetzt. Die zylinderseitige Abdichtung der längsbeweglichen Zahnstange erfolgt über spezielle „Stangendichtringe“ (**Bild 3-116**). Sie müssen einerseits recht abriebfest, robust gegen Fremdkörper und eine hohe Dichtlippenflexibilität zum Ausgleich der Zahnstangenquerbewegung infolge Durchbiegung aufweisen. Andererseits sollten sie sehr reibungsarm sein, um in drucklosem Zustand einen akzeptablen automatischen Lenkungsrücklauf bis zur Lenkungsmitte sicherzustellen.

Die Dichtringausführung für Wellendichtring und Stangendichtring sieht für den Laien identisch aus. Infolge völlig unterschiedlicher Anforderungen unterscheiden sie sich aber im Detail, sind gegenseitig keinesfalls austauschbar und sogar herstellerspezifisch in Konstruktionsmerkmalen verschieden. Mit diesen Bauteilen über Jahre große Stückzahlen mit gleich bleibender Qualität zu liefern, gehört nach wie vor zur Herausforderung der Hydrolenkungsfertigung.

Interne Abdichtstellen dürfen zwar je nach Betriebszustand des Aggregats geringe Leckage haben. Sie sollte sich aber über die Lebensdauer infolge Verschleißes nicht nennenswert verschlechtern.

Ventilbauteile wie Steuerbuchse und Drehschieber werden gegeneinander mittels metallischer Abdichtung durch hochgenau geschliffene zylindrische Außen- bzw. Innendurchmesser abgedichtet. Abweichungen von der Rundheit sowie Zylindrizität und Spaltgröße dürfen dabei nur wenige μm betragen. Entsprechend hoch sind auch die Anforderungen an die Oberflächenqualität (Rauigkeit) dieser Bauteile.

Anderere Dichtstellen an dreh- oder längsbeweglichen Bauteilen wie z. B. Steuerbuchse oder Arbeitskolben werden mit PTFE-Dichtringen abgedichtet. Um ausreichend Druck-, Temperatur- und Verschleißfestigkeit zu erhalten, sind sie mit unterschiedlichen Füllstoffen wie Glasfasern, Kohle oder Metallocyden versehen. Werden bei allen unterschiedlichen Betriebszuständen niedrige interne Leckageraten gefordert, stützt man die gewöhnlich rechteckig profilierten PTFE-Dichtringe am Innendurchmesser mit einem Rundschnurdichtring ab. Entsprechend der Maße des Dichtringnutgrundes kann so eine gewünschte Dichtringvorspannung erzeugt werden.

An den beiden längsseitigen Enden des Lenkgehäuses im Bereich der Anschlüsse von linker und rechter Spurstange sind Faltenbälge montiert, die die Spurstangenaxialgelenke und die Zahnstangen-Endbereiche vor Schmutz und Feuchtigkeit schützen. Diese Bälge aus Elastomeren (Nitrilkautschuk, Polyurethan, Santoprene, Hytrel usw.) sind ebenfalls hochbelastete Dichtelemente mit anspruchsvollem Lastenheft. Unter allen Betriebsbedingungen müssen sie hermetisch abdichten, äußerst flexibel und formstabil gegenüber Unter- oder Überdruck im Innenbereich sein. Zusätzlich müssen sie gegen Beschädigung durch Steinschlag oder Witterungseinflüsse schützen.

Die optimale konstruktive Auslegung der Falten wie Form, Höhe, Dicke und Anzahl erfordert sehr viel Fachkenntniss, da alle Balganhängerungen bei jeder beliebigen Hubposition der Zahnstange zwischen den Anschlägen erfüllt werden müssen. Kritisch ist auch der Dichtsitz des Balges auf dem Spurstangenschaft. Trotz luftdichter Abdichtung des Balgraumes am Spurstangenschaft muss bei der Fahrzeugmontage mit eingebautem Lenkgetriebe eine Spureinstellung möglich sein. Diese Einstellung erfolgt durch Drehung des Spurstangenschaftes gegenüber dem feststehenden, am Lenkgehäuse befestigten Faltenbalg. Dabei darf er weder verdrillt noch undicht werden.

3.4.2.3 Spurstangen

Die Zahnstange der Lenkung wird mit Hilfe der Spurstangen mit den Radträgern verbunden, um die Lenkbefehle des Fahrers zu den Rädern weiterzuleiten. Kinematisch gesehen handelt es sich um Schubkurbelgetriebe mit der Zahnstange als Schubglied und mit dem Radträger als Drehglied. Die Spurstange bildet dann das

Koppelglied (Bild 3-117). Da aber das Rad parallel zur Lenkachse auch federt, führt das Getriebe eine räumliche Bewegung durch. Deswegen braucht man an den Enden der Spurstangen Kugelgelenke statt Drehlager. Die Kugelgelenke sind so angeordnet, dass die größte Drehung um die Kugelzapfenachse stattfindet. Deshalb hat die Zahnstangenseite immer ein Axialkugelgelenk und die Radträgerseite ein Radialkugelgelenk. Die räumlichen Schwenkbewegungen der Kugelgelenke liegen im Bereich von $\pm 30^\circ$ [20]. Das Bild 3-118 zeigt eine Spurstange mit Radial- und Axialgelenk sowie die verstellbare Verbindung der beiden.

Die Verbindung der beiden Kugelgelenke sollte gerade verlaufen, damit an der Spurstange keine Biegung entsteht. Dies reduziert den notwendigen Stangenquerschnitt und sorgt für eine sehr steife Verbindung. Es ist jedoch wegen den anderen Lenkern, Seitenwellen und der Felgenkontur nicht immer zu realisieren. Der gebogene Lenker wird schwerer und teurer.

Wichtig für die Spurstangen ist die Längenverstellung im Bereich von ± 15 mm, um die Vorspur an den beiden Rädern feinfühlig einzustellen. Deshalb bestehen die Spurstangen immer aus, durch ein Verstellgewinde miteinander verbundenen zwei Teilen (Bild 3-119).

Die Verstellung kann in einfacher Weise mit Gewinde und Mutter ausgeführt sein, für sicherere Verbindungen mit axial geschlitztem Innengewinde mit konischer Außenfläche oder sehr aufwändig mit einem radial geschlitzten Innengewinde, das dann durch eine Schraube zusammengeklemmt wird (Bild 3-120).

Eine weitere Anforderung ist bei einem Crash die gezielte Verformung der Stange oder des Kugelzapfens, damit die Spurstange die Verschiebung der Frontteile nicht beeinträchtigt. Das gezielte Verbiegen schützt außerdem bei einem Unfall die anderen teureren Bauteile der Lenkung. Eine verbogene Spurstange bemerkt der Fahrer sofort durch eine Schiefstellung des Lenkrads und schlechtes Geradeausfahren des Autos. Die Knicklast ist natürlich deutlich höher als die größte Betriebslast, nämlich die Bordsteinbelastung. Die extremen Axialkräfte, wenn z. B. ein direkt am Bordstein geparktes Auto im Stand gelenkt wird, können bis auf ± 25 kN steigen [39].

Das innere Axialkugelgelenk besteht aus einem kaltfließgepressten Gehäuse mit bodenseitigem Gewindezapfen, aus einem Kugelzapfen mit Schaft, aus einer Kunststoffkugelschale und einer Schmiermittelfüllung mit Synthetikfett. Mechanisch bearbeitet wird nur die Kugeloberfläche und der Halsbereich des Kugelzapfens. Alle Einzelteile werden wie geliefert zusammenmontiert und die Gehäuseöffnung unter hoher Last plastisch soweit verformt, dass die Kugel bis 40 kN nicht herausgezogen werden kann, aber trotzdem die Kippmomente des Kugelgelenkes nicht über 3,5 Nm liegen. Dies wird sichergestellt durch weg- und kraftgesteuertes, feinfühliges Schließen der Öffnung. Das Gelenk darf aber auch kein freies Spiel aufweisen, d. h., eine bestimmte Vorspannung, die ein Kippmoment von min. 0,5 Nm erzeugt, ist notwendig. Deshalb werden die Gelenke nach dem Verschließen generell

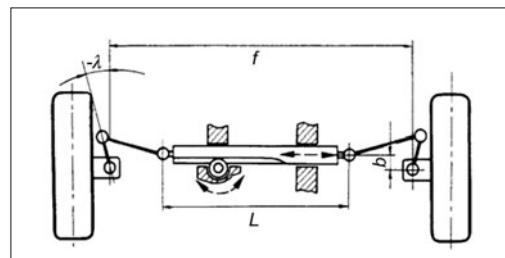


Bild 3-117: Kinematik der Zahnstangenlenkung

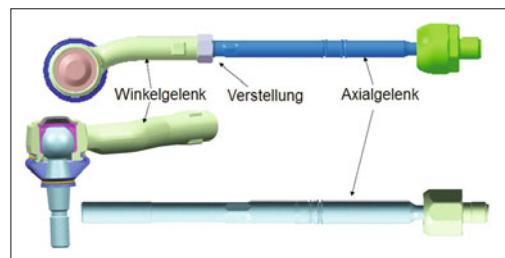


Bild 3-118: Eine einfache Spurstange

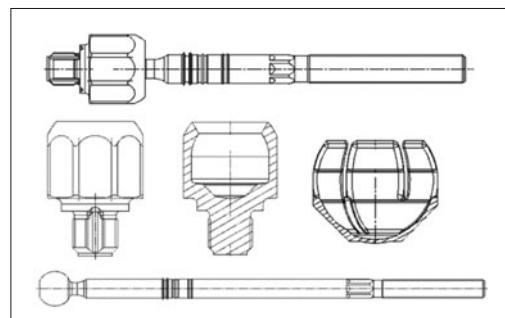


Bild 3-119: Aufbau eines Axialgelenks

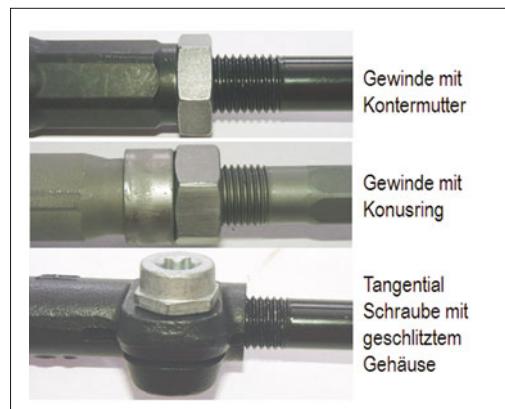
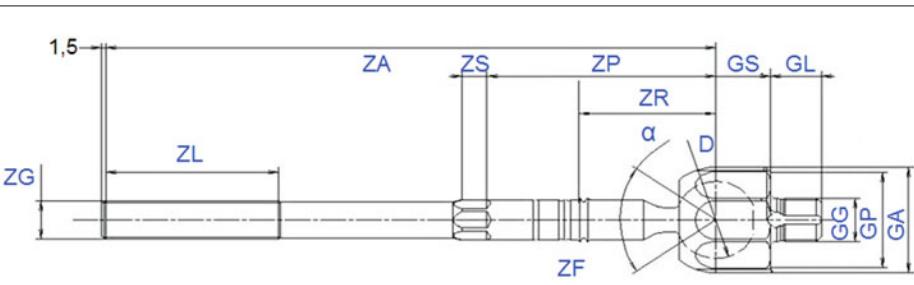


Bild 3-120: Ausführungen der verstellbaren Verbindung



D	α	ZA	ZG	ZL	ZP	ZS	ZR	ZF	GG	GL	GA	GS	GP	Axiallast
mm	°	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	8kt SW	mm	kN bei 80°C
26	63	168,190	M14x1,5	75	85	7 und 15	35	14,2 ^{+0,3}	M16 x1,5	37	15	durchgehend	32,5	100-LW bei $F_{ax}=11$
		212,234	M16x1,5					16,5 ^{+0,3}				partiell		
29	63	256,278	M14x1,5	75	85	7 und 15	65	14,2 ^{+0,3}	M16 x1,5	41	15	durchgehend	36,5	100-LW bei $F_{ax}=15,5$
		300,322	M16x1,5					16,6 ^{+0,3}				partiell		
32		344	M16x1,5					16,6 ^{+0,3}			44	durchgehend	39,5	$F_{ax}=20$

Bild 3-121: Spezifikationen für Standard-Axialgelenke

gemessen. Ist das Kippmoment zu niedrig, wird nachgepresst, ist es höher, wird durch Temperiern das Kippmoment gesenkt.

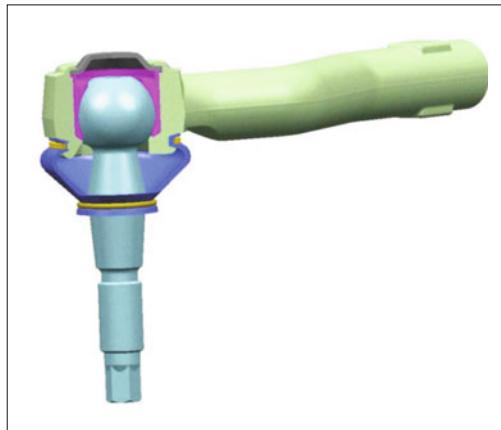
Die Schwankungen im Kippmoment können reduziert werden, wenn das Gehäuse zweiteilig gestaltet ist. Dann wird der Zusammenbau mit einer geregelten Axialkraft zusammengehalten (Regelkreis Kippmoment \rightarrow Axialkraft) und die beiden Gehäuseteile mit einer Laserwurzelschweißung zusammengeschweißt. Um die Spielfreiheit auch nach langem Einsatz zu sichern, wird zwischen Schale und Gehäuse zusätzlich ein Gummiring eingelegt. Das Gehäuse hat an der Außenfläche Schlüsselflächen, am Boden und entlang der Gewindezapfen für spezielle Anwendungen Entlüftungsnuancen.

Wenn die Zahnstange eine durchgängige Bohrung im Kern besitzt, wird die Luft in den Faltenbalgräumen beim Lenken von einer Seite zur anderen geschoben, damit weder Unter- noch Überdruck entsteht.

Gängige Kugeldurchmesser sind 26, 29 und 32 mm, der maximale Gesamtkippwinkel beträgt 63°. Der Schaft des Axialgelenkes hat meist mehrere umlaufende Rillen, um den Balg zu positionieren, eine 6-Kant-Schlüsselfläche und ein Gewinde am Ende (M 14 oder M 16 x 1,5, 75 mm lang), um die Spureinstellung zu ermöglichen. **Bild 3-121** zeigt die üblichen Spezifikationen für die Axialgelenke.

Das äußere Ende der Spurstange bildet ein Radialkugelgelenk, das senkrecht zur Spurstange angeordnet ist (**Bild 3-122**). Das Gehäuse ist ein Schmiede- oder Kaltfließpressteil mit einer Aufnahme für den Kugelzapfen und einem Innengewinde, in das der Schaft des Axialgelenkes eingeschraubt wird.

Die einfachste Lösung ist, wenn die Mittellinie des Gewindes durch die Kugelmitte verläuft. Da dies

**Bild 3-122:** Aufbau eines Radial- (Winkel-)gelenks

aber wegen den Einbaueinschränkungen nicht immer möglich ist, wird ein Versatz in einer oder in beiden Achsrichtungen zugelassen (**Bild 3-123**). Auch der Verlauf der Gehäuse, der im Idealfall gerade ist, kann in Ausnahmefällen gebogen ausgelegt sein. Die dadurch entstehenden Biegemomente werden in Kauf genommen. Hier ist die Auswahl des Querschnitts (in der Regel T-Form) von Bedeutung, damit die Spannungen entlang des Gehäuseschaftes etwa gleich sind. Um Gewicht zu sparen wird das Gehäuse aus Aluminium geschmiedet und T6-vergütet, was jedoch die Kosten deutlich erhöht.

Das Gehäuse ist geschmiedet oder kaltfließgesprässt und mechanisch bearbeitet. Neuerdings kann man das Gehäuse so genau fliesspressen, dass keinerlei Bear-



Bild 3-123: Winkelgelenk Gehäuseausführungen: ohne Versatz (oben links), Axialversatz (oben Mitte), Radialversatz (oben rechts), Bogenversatz (unten links), Doppelbogenversatz (unten rechts)

beitung notwendig ist (**Bild 3-124**). Diese Ausführung braucht jedoch einen Balg mit integriertem Spannring (s. Bild 3-389), der keinen Nut benötigt.

Ist der Radträger aus Aluminium, dann ist es notwendig, eine zusätzliche Kegelscheibe einzusetzen, um die Flächenpressung am Radträger zu reduzieren.

Das Radialgelenk hat außerdem einen Kugelzapfen, eine Kunststoffschale und einen Verschlussdeckel um das Gelenk zu verschließen. Der Zapfen wird durch einen Gummibalg gegen Schmutz und Feuchtigkeit geschützt.

Als Verbindung wird ein Kegelzapfen mit Gewinde empfohlen. Es gibt aber häufig – besonders wenn die Einbaulänge sehr kurz gehalten werden muss – die Ausführung mit einem Zylinderschaft und Querverschraubung zum Befestigen (**Bild 3-125**). Der Schlitz am Radträger wirkt jedoch negativ auf die Korrosion des Schaftes, deshalb braucht diese Ausführung eine besondere Beschichtung des Kugelzapfens (Nitrocaburieren). Es ist auch wichtig darauf zu achten, dass Gelenk möglichst mit dem Zapfen nach unten anzutragen, damit Wasser und Schmutz die Balgdichtung nicht zusätzlich belasten.

Für das Winkelgelenk sind die Kugeldurchmesser 22, 25, 27 mm üblich. Für schwere Fahrzeuge (SUVs, Transporter) werden auch die Kugelgrößen 30 und 32 angeboten. Der räumliche Gesamtausschlagwinkel kann bis zu 50° betragen. Wird in einer Kipprichtung ein größerer Winkel notwendig, wird die Gehäuseöffnung oval gestaltet, um in einer Richtung bis zu 60° zu erreichen (in Querrichtung dagegen nur 30°).

Bild 3-126 zeigt die Spezifikationen für Winkelgelenke, die standardmäßig angeboten werden.

Der übliche zulässige Temperaturbereich ist -40 bis $+85^\circ\text{C}$. Treten höhere Temperaturen oder Kräfte auf, wird die Kugelschale (übrigens das schwächste Teil

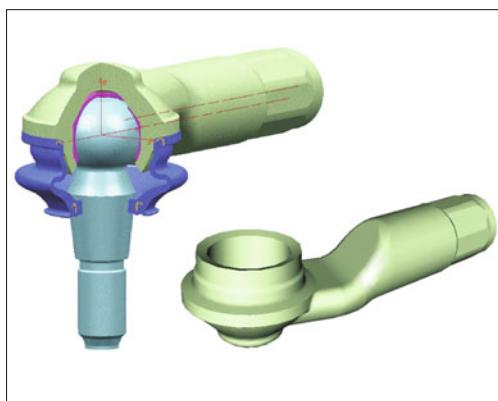


Bild 3-124: Radialgelenkgehäuse, kaltfließgepresst

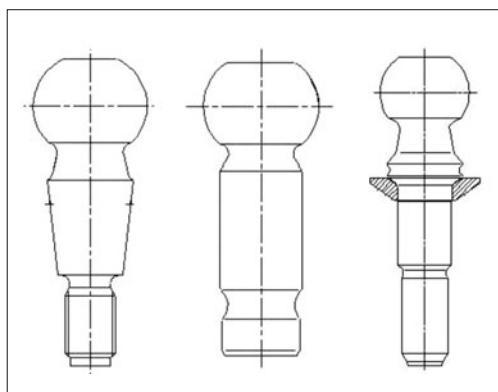


Bild 3-125: Radialgelenk Zapfenausführungen

D	α	K	A	B	H	E	G	T	Radiallast (100LW)	
mm	$^\circ$	mm	mm	mm	mm	mm			kN bei 20°C	kN bei 80°C
22	44	16	23	16	21	26	M12x1,5	T40	$F_{rad}=27$	$F_{rad}=13$
25	/	18	24	16/18	21/23	16/26	M14x1,5		$F_{rad}=29$	$F_{rad}=17$
27	54	20	25	18/20	23/25	18/26			$F_{rad}=36$	$F_{rad}=20$
30	44	22	26	19	24		20	M16x1,5	$F_{rad}=41$	$F_{rad}=23$
32	44	23	27	20	25			T50	$F_{rad}=49$	$F_{rad}=26$

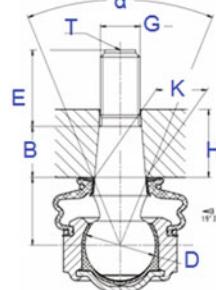


Bild 3-126: Spezifikationen für Standard Radialgelenke

jedes Kugelgelenkes) statt aus POM, aus PEEK hergestellt. PEEK kann 20 % höhere Belastungen und Temperaturen bis zu 120 °C aushalten.

Nicht nur wegen deutlich höheren Kosten für PEEK-Material gegenüber POM, auch wegen der Gehäusetoleranzen, die deutlich enger sein müssen, und schließlich wegen eines speziellen für PEEK geeigneten Synthetikfettes, liegen die Kosten der PEEK-Kugelgelenke deutlich höher.

Es sind oft hochfrequente Schwingungen, die über die Spurstange bis zum Lenkrad weiter geleitet werden. Diese lassen sich isolieren, wenn eine Gummilagerung im Axialgelenkgehäuse integriert wird. Zwei patentierte Lösungen dazu zeigt Bild 3-127. Man muss jedoch darauf achten, dass das zur Dämpfung eingelegte Gummilager vom Gehäuse gut umschlossen wird, um unter hoher Last trotz Dämpfungswirkung noch ausreichend Steifigkeit aufzubauen. Ist dies nicht der Fall, leidet die Lenkpräzision darunter.

3.4.3 Lenkstrang und Lenksäule

3.4.3.1 Komponenten und Funktionseinheiten

Der Lenkstrang verbindet Lenkrad und Lenkgetriebe durch mechanisch formschlüssige Verbindungs-elemente wie Lenkwellen, Kreuzgelenke, elastische Kupplungen, Teleskop- und Kollapsysteme und sorgt für die präzise und verlustfreie Übertragung von Lenkwinkeln und -momenten. In der Vergangenheit bestand vom Gesetzgeber die Forderung, dass ein solcher mechanischer Lenkstrang vorhanden ist.

Der technische Fortschritt, der Wunsch nach Verbesserung der Insassensicherheit durch Verzicht auf die mechanische Lenksäule und die Vorteile, die sich bei der Produktion ergeben, wenn die Betätigungsseinrichtung für die Lenkanlage bei Fahrzeugen mit Linkslenkung bzw. Rechtslenkung leichter auf der anderen Seite angebracht werden kann, haben zu einer Überprüfung des herkömmlichen Verfahrens geführt, und die Regelung wurde im Jahr 2005 geändert [40]. Somit können neue Technologien, wie z. B. Steer-by-Wire, berücksichtigt werden. Es ist heute also auch möglich, Lenkanlagen ohne formschlüssige mechanische Verbindung zwischen der Betätigungsseinrichtung und den Laufrädern zu konstruieren und freizugeben.

Das *Kreuzgelenk* einer mechanischen Lenksäule besteht aus je 2 Gelenkgabeln und einem darin eingeklopften Gelenkkreuz, das in 4 Nadellagern abgedichtet um die beiden Kreuzachsen schwenken kann. Die Kreuze sind einsatzgehärtet und im Lagersitz geschliffen. Die axiale Spielfreiheit der Kreuze wird durch stirnseitigen Kontakt zum federnden Nadelbüchsenboden sichergestellt. Aufgrund gekapselter Motorräume und der Nähe zu Katalysatoren kommen vermehrt Hochtemperaturfette und Hochtemperaturdichtungen zum Einsatz. Kreuzgelenke ermöglichen den mehrfach gebogenen Verlauf des Lenkstranges im Fahrzeug. Das Kreuzgelenk erzeugt jedoch in gebeugter Anordnung unter Rotation ungleichförmige, sinusähnliche Schwankungen in der Lenkwinkel- und Lenkmomentübertragung.

Mehrere Kreuzgelenke können in kompensierender Anordnung verbunden werden, um diesen Fehler zu eliminieren oder wenigstens zu minimieren. Ein Rest-

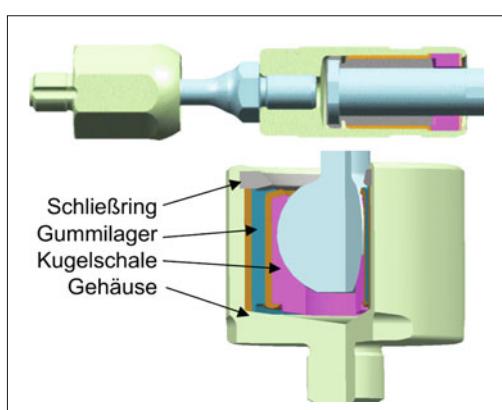


Bild 3-127: Axialgelenke mit Gummilager

fehler, teilweise bewusst erzeugt, wird durch geeignete Position der Kreuzgelenke auf die Geradeausstellung symmetriert und für die Unterstützung des Zentriererfolgs genutzt. Sind unzulässige Restfehler in einem Lenkstrang ermittelt (Allradfahrzeuge oder Links/Rechts-Lenkerstandardisierung), werden gleichlaufende Doppelkreuzgelenke mit Mittenzentrierung eingesetzt.

Die *elastische Kupplung* entkoppelt und dämpft mittels Gummischeibe oder Gummihülsenelement Schwingungen und Geräusche des Fahrwerks und der Lenkung, die unangenehme Reaktionen im Lenkrad hervorrufen würden. Während Gummihülsenelemente kardanisch und axial steif bauen, sind Gummischeibenführungen kardanisch und axial weich und können für kleine Winkel bis ca. 10° auch die Funktion eines Kreuzgelenkes übernehmen. Die axiale Weichheit kann auch zum Dämpfen und Entkoppeln axialer Stöße aus dem Fahrwerk genutzt werden. Wird eine Gummischeibe zwischen 2 Kreuzgelenken angeordnet, muss diese aufgrund der kardanischen Unbestimmtheit mit einer Mittenzentrierung versehen sein. Kreuzgelenke und Gummielemente weisen Anschlussprofile mit Kerbverzahnung, Dreikant oder Zweiflach auf, die als Presssitz oder Klemmverbindung mit Klemmschraube die Verbindung zur Lenkwelle sichern.

Die *Lenkzwischenwelle*, der untere Teil der Lenksäule, wird durch die Spritzwanddichtung von der Fahrgastzelle zum Vorderwagen/Motorraum geführt. In die Spritzwanddichtung ist hierzu eine Labyrinth-Gleitlagerung eingeknopft, die bei relativ geringer Reibung wind-, wasser- und geräuschdicht Motorraum und Fahrgastraum trennt. Die Spritzwanddichtung ist doppelwandig ausgeführt und häufig aus hochtemperaturfestem Material (**Bild 3-128**).

Teleskopsysteme ermöglichen die axiale Lenkradverstellung und Teleskop-/Kollapsysteme das Kollabieren des Stranges zum Schutze des Fahrers bei einem Fahrzeugcrash. Sofern es die Umgebungstemperaturen und Lenkmomente zulassen, werden Teleskop-/Kollapsysteme mit Polygon-Wellen- und Rohrprofilen (Verzahnungen, Zweiflach, Dreikant, Vierflach etc.) und Kunststoffbeschichtungen oder -hülsen ausgelegt. Bei höheren Temperaturanforderungen bzw. höheren Momentenanforderungen (Elektrolenkung mit Lenksäulenmotor!) kommen auch rein stahlbasierte Systeme mit z. B. aufwendigen Kugelinearführungen zum Einsatz.

Während Schiebesysteme mit Kräften 0 bis ca. 80 N arbeiten, intrudieren Kollapsysteme zwischen etwa 1000 bis 8000 N. Eine beispielhafte Klemmeinrichtung zeigt **Bild 3-129**.

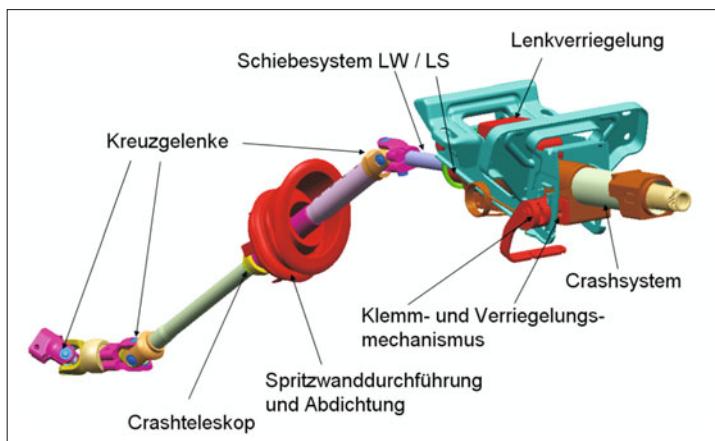


Bild 3-128:
Beispiel eines Lenkstranges mit mechanisch verstellbarer Lenksäule

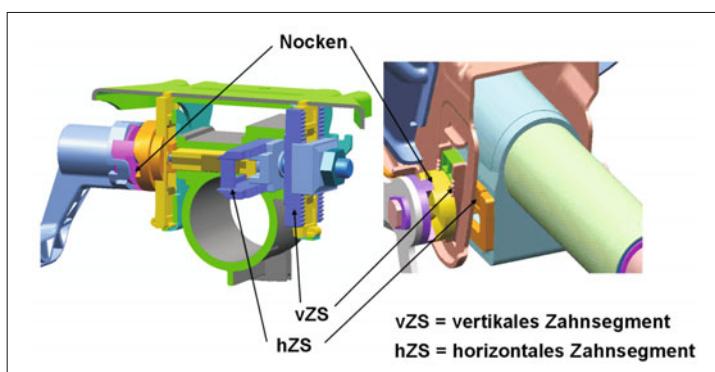


Bild 3-129:
Klemmeinrichtung einer mechanisch verstellbaren Lenksäule

Der Lenkstrang ist in der oberen Lenksäule kugelgelagert und zur Verstellung bzw. Positionierung des Lenkrades im Mantelrohr geführt.

Das *Mantelrohr* beinhaltet die Lenkverriegelung (Lenkschloss) und Insassenschutzeinrichtungen zur gezielten Energieabsorption beim Fahrzeugcrash. Außerdem nimmt das Mantelrohr das Schaltmodul und Verkleidungssteile auf und dient als Träger für elektromechanische Steller mit Momenten- oder Winkelvariante. Am Mantelrohr wird auch der Kabelbaum des Schaltmoduls über Kabelkanäle fixiert.

Das klassische mechanische *Lenkschloss* direkt vor dem Lenkrad greift über Schließmechanik und Sperrbolzen in die Sperrhülse der Lenkwelle und blockiert die Lenkung in verriegelter Stellung.

Die Sperrhülse ist mit Toleranzring auf der Lenkwelle befestigt, rutscht aber bei Überschreiten eines Moments $>100 \text{ Nm}$ (Gesetzesvorschrift) auf der Welle durch, um Vorschädigungen am Lenksystem zu verhindern, die bei einem späteren Betrieb zum Ausfall führen könnten. Hat die Sperrhülse mehrere Raststellungen am Umfang, wird sie häufig als Sperrstern bezeichnet.

Das mechanische Lenkschloss wird jedoch nach und nach von einem elektrisch betätigten Lenkschloss verdrängt. Dessen mechanische Wirkung auf den Sperrstern und somit die Lenkung ist unverändert, rastet jedoch ohne direkte Betätigung des Fahrers elektrisch. Vorteile dieser Lösung sind die Einbeziehung der Funktion in den elektronischen Diebstahlschutz des Gesamtfahrzeugs, komfortabler schlüsselloser Betrieb über Start-/Stopp-Taster und Absicherung des Fahrzeugs mittels *keyless entry/go*-Funktion, sowie von der Reichweite des Fahrers unabhängige Positionierung der elektrischen Lenksäulenverriegelung für besseres Package und besseren Diebstahlschutz.

Die *Lenkungskonsole* fixiert das Mantelrohr bzw. den Lenkstrang durch Führungs- und Verstellmechanismen und stellt die Schnittstelle zu Fahrzeugkomponenten wie Modulquerträger (X-Beam), Pedalwerk, Stützstreben etc. dar. Das Mantelrohr nimmt weitere Aggregate im Cockpit auf oder stützt diese ab. Mantelrohr und Lenkungskonsole sind maßgeblich an der statischen und dynamischen Steifigkeit der Lenksäule beteiligt und deren Auslegung ist zwingend mittels FEM (Finite Elemente Methode) berechnet.

Bezüglich der dynamischen Festigkeit ist die radiale Eigenfrequenz der Lenksäule im Fahrzeug von hoher Bedeutung, da Anregungen des Motors (besonders Leerlaufdrehzahl bei Dieselmotoren) und Radunwuchten zu unangenehmen Resonanzen im Lenkrad führen können. Das Lenkrad und die Lenksäule stellen mit dem gesamten Cockpit, über den Modulquerträger mit den A-Säulen der Karosse verbunden, eine große Schwingungsmasse, aber mit vergleichsweise geringer dynamischer Steifigkeit dar.

Führungs-, Verstell- und Verriegelungsmechanismen sichern die Stabilität im Betriebs- und Crashfall ab. Reibschlüssige Klemmung und gleichzeitig formschlüssige Verriegelungen sorgen für die komfortable und gesicherte Positionierung der Lenksäule.

Weitere Komfortsteigerungen sind mit aktiven Lenksäulen bzw. Lenkradverstellungen möglich. Mit Elektromotor, Getriebe und Kupplung werden die beiden Verstellrichtungen abgeföhrt und mittels Sensorik im Verstellfeld, als auch in den Soft-Stop-Endanschlägen positioniert. Sensiert wird die Lenksäule per Linearpotentiometer, *ripple counter* oder Hall-Sensoren. Hierbei sind Funktionen wie *easy entry* (Lenksäule verfährt zum vereinfachten Aussteigen in die oberste Stellung), *pre safe* (Lenksäule verfährt in die Crash optimale Position), *memory* (Lenksäule verfährt in die vom Fahrer gespeicherte Position) und Diagnosespeicher möglich.

PWM (*pulse wide modulation*) basierte Ansteuerung des Verstellmotors ermöglichen Verstellungen mit weichen Starts und Stopps, geregelten Geschwindigkeiten und optimiertem Geräuschverhalten des Elektroantriebs.

Sofern die aktive Lenksäule nicht über ein zentrales Fahrzeug-Steuergerät angesteuert wird, kommt ein lokales an die Lenksäule gekoppeltes Steuergerät mit deutlicher Reduzierung der Versorgungs- und Steuerleitungen zur Anwendung (**Bild 3-130**).

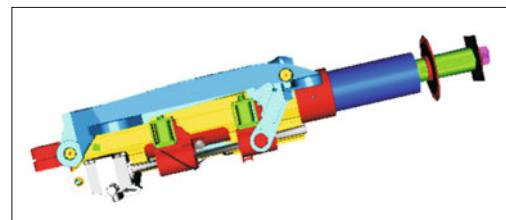


Bild 3-130: Elektromotorisch verstellbare Lenksäule

3.4.3.2 Auslegung und Erprobung

Eine Lenksäule wird in 3D-CAD-Systemen konstruiert, berechnet, simuliert und im 3D-Aufbau auf ihre geforderte Funktion abgeprüft. Hierbei spielen Packagearbeiten eine zentrale Rolle, um den Einbau und modularen Aufbau über komplett Fahrzeugplattformen hinweg sicherzustellen.

Aufbauend auf packageerfüllenden Konzepten finden Kinematikuntersuchungen der rotierenden und teleskopierenden Umfänge, FEM-Analysen zur statischen und dynamischen Festigkeit inklusive Schwingungsverhalten, kinetische Berechnungen des Lenkstranges und Crashsimulationen bzw. DOE (*design of experiment*) statt. Begleitet werden diese Untersuchungen durch Prototypenerprobungsphasen und münden in die Beschaffung für Serienwerkzeuge.

Ziel hierbei ist es, mit einer Basislenksäule und optionalen An- und Umbauten den Fahrzeughersteller vom kleinsten bis zum größten Auto zu bedienen, um Entwicklungs-, Invest-, Logistik- und Produktionskosten zu optimieren und Entwicklungszeiten trotz steigender Fahrzeugapplikationen zu verkürzen. Mit Komponenten aus Serienwerkzeugen finden die Validierung und das Feintuning statt.

Da Lenkstränge aufgrund ihrer Funktion wie das Lenkgetriebe zu den sicherheitsrelevanten Komponenten im Fahrzeug gehören, liegt ein besonderer Anspruch in der Betriebsfestigkeit von Komponenten und deren Verbindungsstellen. Hierzu werden Design-, System- und Prozess-FMEAs erstellt und deren Absicherungsmaßnahmen in den Fertigungsdokumenten speziell gekennzeichnet, regelmäßig überprüft und dokumentiert.

3.4.3.3 Crashanforderungen und Energieverzehrmechanismen

Die internationale Gesetzgebung definiert unterschiedliche Crash-Testszenarien zur Homologation von Neufahrzeugen. Beispiele sind: Europa ECE12, ECE R94/96/79/ EC, US FMVSS 203/204/208, Australien ADR10/ 69/73, Japan Article 18 usw.

Unabhängige Verbraucherschutzorganisationen im In- und Ausland fordern darüber hinaus weitere Crash-Testszenarien und testen und vergleichen Fahrzeuge öffentlich. Beispiele dafür sind: EURO-NCAP, US-NCAP, JNCAP, AMS, ADAC, IIHS (**Bild 3-131**).

Fahrzeughersteller definieren zusätzliche hausinterne Anforderungen für Komponententests (z. B. Sled-Test, Drop-Test, Body-Block-Test). Diese Tests werden abgeleitet aus dem, im **Bild 3-132** dargestellten Häufigkeitsprofil der Zusammenstöße in Verkehrsunfällen nach statistischen Angaben.

Vorgenannte Anforderungen unterliegen zum Schutz der Fahrzeuginsassen und Fußgänger regelmäßigen Änderungen mit der Folge erhöhter Forderungen. Ein weltweit vermarktetes Fahrzeug muss somit allen, teilweise konfliktbasierten Anforderungen aus unterschiedlichen Testkonfigurationen gerecht werden, wie z. B. *offset* versus *fullsize*, angeschnallt zu nicht angeschnallt, mit/ohne Knieairbag, 20 mph bis 64 km/h,

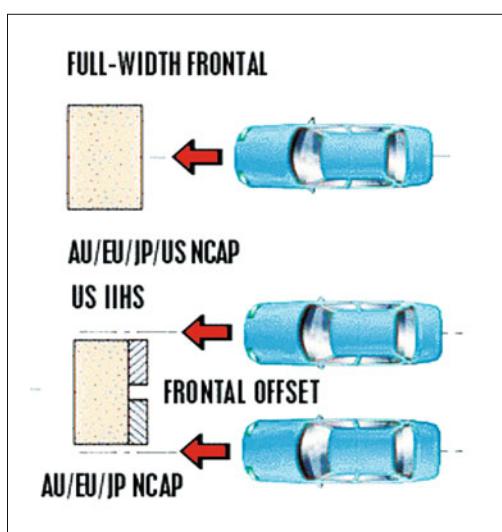


Bild 3-131: Prinzipdarstellung Crashtestszenarien

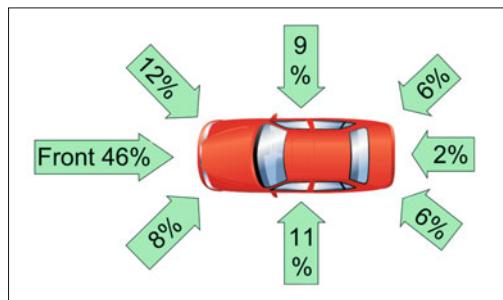


Bild 3-132: Beispiel eines Crash-Anforderungsprofils

5 % percentile adult female versus 50 % percentile adult male, um nur wenige Parameter zu nennen.

Bezogen auf das Fahrer-Rückhaltesystem und die damit verbundenen wesentlichen Komponenten wie Gurt, Gurtstraffer, Gurtkraftbegrenzer, Fahrerairbag, energieabsorbierende Lenksäule, kollabierende Lenkzwischenwelle, Kniefänger, Knieairbag und deren Crashparameter folgen zahlreiche Abstimmungsrunden und Optimierungsschleifen zur Absicherung aller Anforderungen.

Das Rückhaltesystem wird heute gesamtheitlich simuliert, in Teilsystemen erprobt, verifiziert (Fallturm, Schlitten) und im Gesamtsystem Fahrzeug validiert. Der Zeitablauf eines Frontalcrashes ist auf ca. 150 ms begrenzt und beinhaltet 8 signifikante Phasen (**Bild 3-133**):

1. nach ca. 15 ms: Zündung des Airbags und Gurtstraffers,
2. nach ca. 30 ms: Airbag entfaltet sich,
3. nach ca. 45 ms: Airbag komplett entfaltet bzw. aufgeblasen,
4. nach ca. 50 ms: Airbagöffnungen kontrollieren den Druck im Airbag,
5. nach ca. 60 ms: Dummy prallt auf Airbag,
6. nach ca. 70 ms: Gurtkraftbegrenzer wirkt und verhindert mögliche Rippenbrüche,
7. nach ca. 70 bis 120 ms: Lenksäule, Airbag und Gurtkraftbegrenzer fangen den Dummy ab,
8. nach ca. 120 bis 150 ms: Dummy fällt in den Sitz zurück.

Wichtig bei der Gestaltung und Auslegung des Lenkstranges ist die weitestgehende Entkopplung zwischen Lenkgetrieberückverlagerung (Phase 1 bis max. 5) und freiem, unbehindertem Lauf (Vorverlagerung) des Lenkrades zur Energieabsorption (Phase 6 und 7). Hierzu muss die Lenkzwischenwelle die Rückverlagerung des Lenkgetriebes durch Kollabieren ermöglichen und die obere Lenksäule die hierfür erforderliche Gegenkraft ohne Rückverlagerung der Lenksäule halten. Weiterhin dürfen die durch das Kollabieren der Lenkzwischenwelle in Phase 5 eingefrorenen neuen Bedingungen (neue Position, Vorlasten, Torsionsmomente etc.) keinen Einfluss auf die Start- und Laufbedingungen der Lenksäule haben.

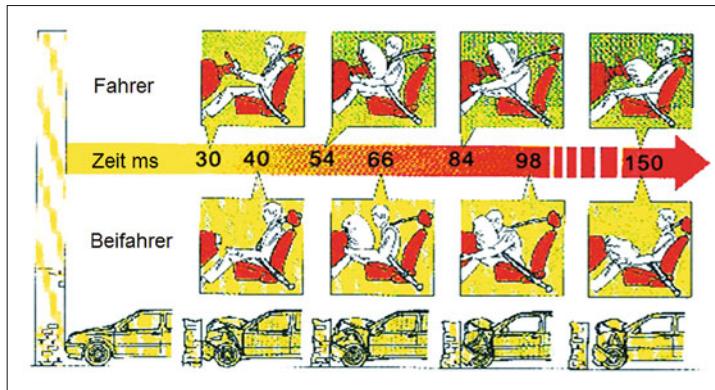


Bild 3-133:
Zeitliche Abläufe eines Frontalcrashes

In den Phasen 6 und 7 unterstützt die Lenksäule den Airbag und schafft durch ihr energieabsorbierendes Verhalten zusätzlichen Überlebensraum des im Airbag verzögerten Fahrers. Airbag und Lenksäule arbeiten somit zeitweise seriell und müssen in ihrem Kraft-Wegverhalten genau aufeinander abgestimmt sein. Die Crashversuche werden je nach Gesetzgebung mit verschiedenen Dummymen durchgeführt, an denen aufwendige Messtechnik Belastungen wie Beschleunigungen, Kräfte und Wege auf Kopf, Genick, Brust, Becken, Extremitäten etc. erfasst (Bild 3-134). Im Vergleich zu den gesetzlich geforderten Grenzwerten

geben diese Messungen Aufschluss über die Güte des Rückhaltesystems bzw. der kompletten Fahrzeuge. Während eine Lenksäulenverstellung als Komfortmerkmal einfach und leichtgängig funktionieren soll, verlangt der Crash nach unbedingter Positionsbeibehaltung vertikal und axial. Eine z.B. reibungsgeklemmte Lenksäulenverriegelung kann diese Forderung nicht funktionssicher leisten; formschlüssige Verriegelungen mit z. B. Zahnräder-/segmenten sind erforderlich. Die Belastungen im Crash in der Größenordnung von 12 kN axial bzw. 8 kN vertikal am Lenkrad sind etwa 10-mal höher als die max. zulässige Betriebsbelastung oder 100-mal höher als die normale Betriebsbelastung (Bild 3-135).

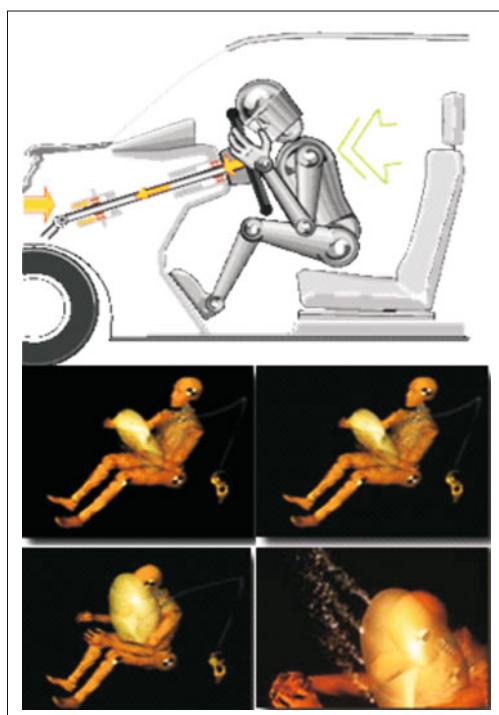


Bild 3-134: Fotos von den ersten 4 Crashphasen mit einem Dummy

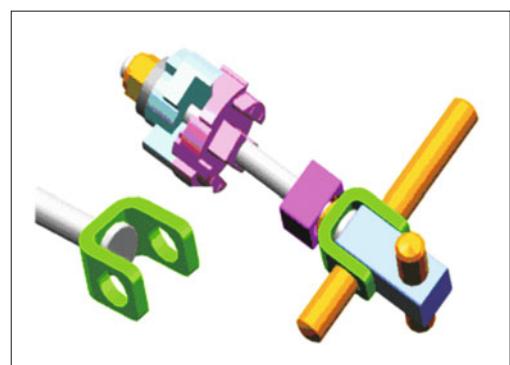


Bild 3-135: Lenksäulen-Klemmeinrichtung nach dem Spindelpunktprinzip

Die über den Airbag im Crash belastete Lenksäule wird heute noch meistens in Führungen bzw. Kulissen mittels energieabsorbierender Elemente komplett vom Fahrer weg verschoben. Dieses Konzept bedarf großer Packagelöchräume im Cockpitmodul und reagiert sensibel auf radial eindringende Elemente wie verformte Bleche, Unterverkleidungsteile, Luftkanäle bzw. eindringende Spritzwandkonturen durch Rückverlagerung der Antriebseinheit (Bild 3-136).



Bild 3-136: Lenksäulenoberteil mit energieabsorbierenden Crashelementen

Neuerdings kommen Lenksäulenkonzepte zum Einsatz, deren Korpus ortsfest im Fahrzeug verharrt. Ihre Energieabsorptionselemente stützen direkt vor dem Lenkrad ein Mantelrohrteleskop ab und nutzen den für die Lenkradrückverlagerung erforderlichen Packagerräum mit.

Vorteil dieser Lösung ist der unbehinderte Lauf des Teleskops mit gleichzeitig erhöhtem Freigang im Fußraum. Voraussetzung hierfür ist jedoch der Entfall des klassischen mechanischen Lenkschlusses direkt vor dem Lenkrad und die Nutzung einer elektrischen Lenkverriegelung im lenkradabgewandten Bereich (**Bild 3-137**).

Zur Absorption der Energie beim Lauf der Lenksäule, seriell zur Airbagkompression, werden meistens Metalldrahtelemente oder Blechstreifenelemente genutzt, die abgewickelt, gerissen oder gebogen und gezogen werden (**Bild 3-138**). Durch Wandstärken-, Durchmesser-, und/oder Breitenänderungen können hierbei konstante, steigende oder fallende bzw. gestufte Energieabsorptionsniveaus erzeugt werden, um den für das Gesamtfahrzeug optimalen Verlauf zu erreichen.

Da die finale Definition dieser Funktion erst sehr spät in der Fahrzeugentwicklung erfolgt und Fahrzeuge gleicher Plattform zu unterschiedlichen Definitionen führen können, ist eine flexible Auslegung in der Lenksäulenentwicklung zu berücksichtigen. Dies führte auch zur differenzialen Funktion der Energieabsorption, die in der Vergangenheit eher integral (z. B. als Unterfunktion des Mantelrohrs) zu finden war. Die für die Energieabsorption angewandten Metalle sind in ihren Eigenschaften eng toleriert und unterliegen einer speziellen Dokumentationspflicht als sicherheitsrelevante Bauteile.

Um die eingangs erwähnten internationalen Gesetzesanforderungen zu erfüllen, kommen mehrstufige Airbags zum Einsatz.

Eine weitere Verbesserung ist durch den Einsatz mehrstufiger/adaptiver Crashsysteme in der Lenksäule denkbar. Während heute schon Lenksäulen für den amerikanischen Markt bzw. weltweit mit differierenden Energieabsorptionselementen bestückt werden, gibt es erste Ausführungen mit zweistufigen Energieabsorptionselementen, bei denen die zweite Stufe

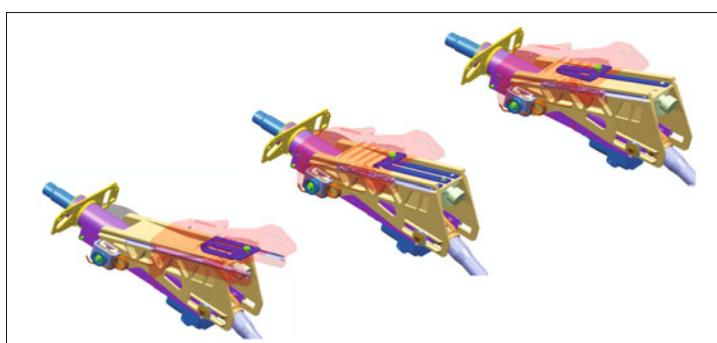


Bild 3-137:
Elektromotorisch verstellbare
Lenksäulenmodule bei unter-
schiedlichen Crashphasen

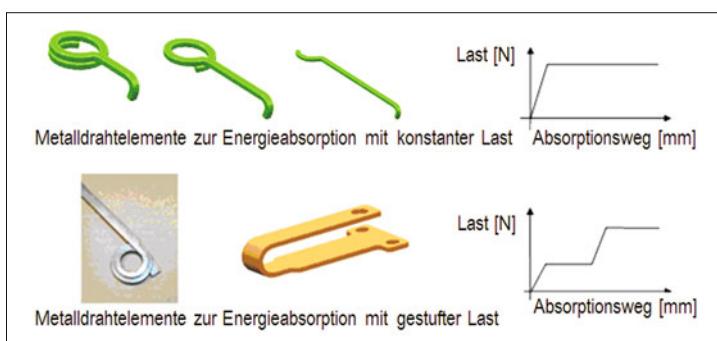


Bild 3-138:
Energieaufnehmende Metall-
draht- oder Blechstreifenele-
mente

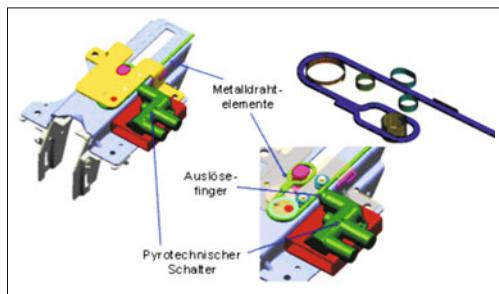


Bild 3-139: Lenksäule mit pyrotechnisch gesteuerten Metalldrahtelementen zur gestuften Energieabsorption

bedarfsgerecht pyrotechnisch ausgelöst wird, um die Energieabsorption dem aktuellen Crashszenario anzupassen (**Bild 3-139**).

Weitere Optimierungen sind durch mehrfach bzw. integral wirkende Pyroelemente in Kombination mit Energieabsorbtionselementen möglich, um jeden gewünschten Energieabsorptionsverlauf zu erreichen. Gegenwärtig sind die Grenzen hierbei jedoch in dem Aufwand für die Sensorik und Auslöseelektronik zu finden, um entsprechend kurze Reaktionszeiten zu erreichen (**Bild 3-140**).

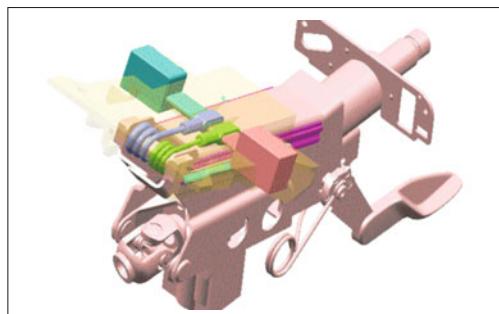


Bild 3-140: Crashmodul mit pyrotechnisch angesteuerten Metalldrahtelementen

3.4.3.4 Ausblick und Modularisierung

Zur Erhöhung der passiven und aktiven Sicherheit und gleichzeitigen Steigerung des Komforts werden in der Lenksäule verstärkt fahrdynamische Regler wie Aktivlenkung bzw. Handmomentensteller oder Elektrolenkungen mit Lenksäulenmotor zur Anwendung kommen. Aus Packagegründen werden diese Systeme teilweise in die obere Lenksäule integriert (**Bild 3-141**).

Aufgrund sich weiter verschärfender internationaler Gesetzesanforderungen werden sukzessiv adaptive Crashsysteme angewandt. Bedienhebel zur manuellen Verstellung werden als bekannte „Crash-Modifier“ verschwinden und durch kostengünstige elektrische Verriegelungen ersetzt werden.

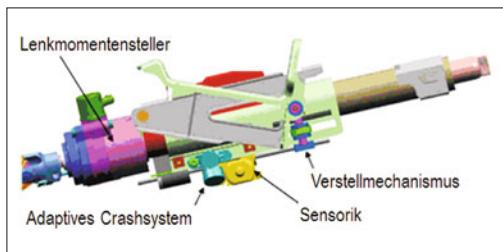


Bild 3-141: Lenksäulenmodul mit elektrischer Verstellvorrichtung und adaptivem Crashsystem

Neue stufenlos formschlüssige Verriegelungsmechanismen werden die gesteigerten Komfortansprüche abdecken müssen.

Der modulare Ansatz wird vertieft und großteils auf das gesamte Fahrzeugspektrum, also über alle Plattformen eines Fahrzeugherstellers ausgedehnt werden. Bei gleichzeitiger Erhöhung der Crash-Energieabsorptionswege auf ≥ 100 mm folgen für alle Submodule weitere Packagebeschränkungen und somit weitere erforderliche Bauraum-Optimierungen.

Die durch vorgenannte Umfänge entstehenden Gewichtserhöhungen und Eigenfrequenzverschiebungen der Lenksäule müssen durch verstärkten Einsatz von Leichtmetallen bzw. Kunststoffen minimiert bzw. kompensiert werden. Diese Aufgaben erfordern hohe innovative Entwicklungsleistungen und umfangreiche, präzise Zieldefinitionen der Entwicklungspartner, ohne die eine derartige Systemintegration kaum möglich sein wird.

3.4.4 Lenkrad

Das Bindeglied zwischen Lenkstrang und Fahrer ist das Lenkrad, über das der Fahrtrichtungswunsch durch entsprechende Drehbewegung auf die lenkbaren Räder übertragen wird. Die Zuordnung dieses vorwiegend fahrzeugginnenraumorientierten Bauteiles zum Fahrwerk ist historisch gewachsen aus der Zeit, als die Fahrzeuge noch hauptsächlich mit rein mechanischen Lenksystemen ausgestattet waren. Damals war der Durchmesser des Lenkrades eines der wesentlichen Kriterien für die leichte Betätigung der Lenkung. Mit Einführung der servounterstützten Lenkungen ist diese Anforderung nicht mehr von entscheidender Wichtigkeit, denn bei den heute gängigen Lenkraddurchmessern von 375 mm geht eine 10 mm Größenänderung mit 2,67 % in den Kräftehaushalt ein: Bei üblichen maximal 4 Nm Betätigungsmaßnahmen besteht damit gerade einmal eine kaum spürbare Beeinflussungsmöglichkeit in Höhe von ca. 0,1 Nm.

Da das Lenkrad zum einen im ständigen Blickfeld des Fahrers liegt und zum anderen bedingt durch die ständige Lenaktivität im durchgehenden Handkontakt mit dem Fahrer steht, sind die heutigen Anforderungen an das Bauteil maßgeblich optischer, haptischer und ergonomischer Natur:

1. Das Lenkrad ist ein Designelement für den Innenraum, das bei Nutzung gleicher Unterbaukomponenten unterschiedliche Gestaltungsmöglichkeiten (PU-, Leder- und Holz) zulassen soll. Mit Hilfe unterschiedlicher Blenden, Applikationen, Farben, Ledersorten und -nähten ist eine Diversifizierung für verschiedene Ausstattungsvarianten möglich.
2. Zur Übertragung des Lenkwunsches muss das Lenkrad griffig bezüglich Kontur und Oberfläche sein, darf aber keine Druckstellen an den Händen durch die Kranz- oder Speichenkontur oder auch durch die Nahtausführung bei Lederlenkrädern bedingen. Nur so ist bei langen Fahrten ein gleichermaßen entspanntes und konzentriertes Halten und Steuern der Fahrtrichtung erreichbar.
3. Durch die Auswahl eines geeigneten Leders (u. a. temperatur-, sonnenlicht- und handschweißbeständig) und die Ausführung des Lenkrades in entsprechender Shorehärte lässt sich im wahrsten Sinne des Wortes eine „Wohlfühlsituation“ herbeiführen. Ferner muss ein Kompromiss für die Kranzkontur gefunden werden, um Fahrern mit großen bzw. kleinen Händen gleichermaßen gut die Betätigung zu ermöglichen.

Bereits in der Konzeptauslegung ist die Position und die Form des Lenkrades derart zu gestalten, dass dieses Bauteil weder den Einstieg in das Fahrzeug behindert noch die uneingeschränkte Sicht auf die Instrumente beeinträchtigt, ggf. kann eine Exzentrizität, zur Drehachse des Lenkrades beide Anforderungen begünstigen.

Aufgrund der Nähe zum Fahrer bedarf es bei einem Unfall geeigneter Maßnahmen im Lenkrad, um die größtmögliche passive Sicherheit zu gewährleisten. Neben der Befestigung und Unterbringung eines Airbags im Lenkrad ist eine Energieaufnahmefähigkeit im Lenkradkranz und in den Speichen z. B. durch den



Bild 3-143: VW GTI-Lenkrad

Einsatz eines duktilen Werkstoffes erforderlich. Andererseits muss das Lenkrad allein aus Komfortgründen ausreichend steif ausgeführt sein, um eine solides Lenkgefühl darzustellen (**Bild 3-142**).

Im Rahmen des verbesserten Fahrkomforts und der Ausstattung der Fahrzeuge mit Radio, Telefon, Navigationsgeräten, Infotainment sowie mit diversen Fahrerassistenzsystemen (GRA, ACC usw.) ergab sich der Wunsch nach Bedienung dieser Systeme über Multifunktionstasten im direkten Griffbereich des Fahrers – also im Lenkrad. Damit dienen moderne Lenkräder gleichfalls als Trägerelement von bis zu 22 Tasten, möglichst im Sichtbereich ergonomisch, logisch und übersichtlich – und optisch ansprechend – angeordnet. Zusätzlich gibt es aktuell häufig den Wunsch – ebenfalls für die schnelle und einfache Betätigung – die



Bild 3-142: Skelet eines Lenkrads aus Magnesiumdruckguss



Bild 3-144: Lenkrad mit feststehender Nabe (Citroen LR)

Gangwechsel-Taster für Doppelkupplungsgetriebe- bzw. Automatikgetriebe-Schaltungen in das Lenkrad zu integrieren (**Bild 3-143**).

Um eine vom Lenkradeinschlagwinkel unabhängige und gleiche lokale Betätigung der Taster, Wippen und Rollsteller zu ermöglichen, gibt es aktuell bei einigen Fahrzeugherstellern Lenkräder mit „feststehender“ Nabe (**Bild 3-144**)

Im Zuge der steigenden Komfortansprüche sei noch auf die Bereitstellung einer Lenkradheizung hingewiesen, die immer häufiger zu einer optionalen Mehrausstattung wird.

Der Vollständigkeit halber muss noch die Unterbringung der Hupenbetätigung und die Berücksichtigung von Lenkradtilgern im Lenkrad zur Kompensation von Fahrzeug-/Fahrbahnanregungen auf den Lenkstrang genannt werden.

3.4.5 Elektromechanische Lenkung

Bei der elektromechanischen Servolenkung wird die Servowirkung durch ein elektrisch arbeitendes statt durch ein hydraulisches System erzeugt.

Ein Elektromotor, der das Servomoment erzeugt, überträgt mittels eines mechanischen Getriebes seine Leistung auf die Zahnstange oder in die Lenksäule. Ausgehend von dem Lenkmoment, das der Fahrer am Lenkrad ausübt, detektiert das System über eine Sensorik die aktuell erforderliche Lenkunterstützung, wertet sie in einer Steuerungselektronik aus und steuert über entsprechende elektronische Signale sowohl die erwartete Unterstützungsrichtung als auch deren Höhe am Elektromotor an. Von dort wird die abgerufene Lenkunterstützung über das Getriebe in das Lenksystem eingebracht. Über Spurstangen und Lenkhebel werden dann die Räder entsprechend des gewünschten Lenkeinschlages bewegt.

3.4.5.1 Bauformen

Die Energiedichte ist aus physikalischen Gründen bei elektrischen Lenksystemen geringer als bei hydraulischen. Deshalb ist der Platzbedarf bzw. das sogenannte Package im Fahrzeug kritischer einzuschätzen. Da beim modernen Pkw der zugestandene Aggregatebauraum mit jedem neuen Modell erfahrungsgemäß kleiner wird, verschärft sich die Situation zusätzlich. Unterschiedliche Fahrzeugkonzepte und deren Platzverhältnisse im Vorderwagen üben auch einen starken Einfluss auf die konstruktive Gestaltung des elektromechanischen Lenkaggregates aus. Gleichzeitig möchte man die Vorteile eines kompletten Systemmoduls nutzen, der ähnlich wie bei der elektrohydraulischen Lösung voll funktionsbereit als endgeprüfte Baueinheit beim Fahrzeughersteller angeliefert wird. Aus den genannten Gründen, den je nach Fahrzeugtyp unterschiedlichen Lenkleistungsanforderungen sowie Kostenaspekten haben sich unterschiedliche Bauformen entwickelt. Im globalen Pkw-Markt sind zur Zeit 5 Varianten vertreten.

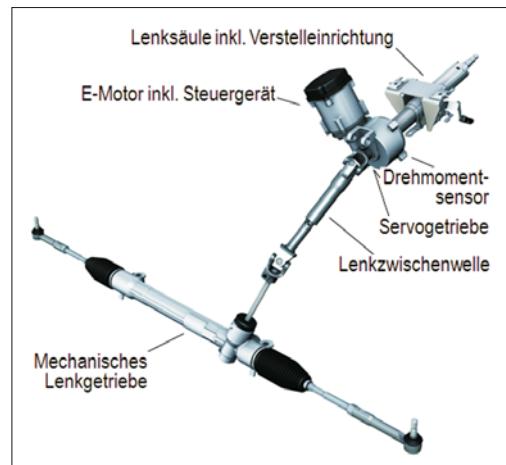


Bild 3-145: E-Servolenkung mit Lenksäulenmotorantrieb

Die Variante mit „Lenksäulenmotorantrieb“ (EPSC) ist die älteste Bauform am Markt. Sie erschien ca. 1988 zunächst als Parkierhilfe in japanischen Kleinwagen für den Stadtverkehr (**Bild 3-145**). Dabei verwendete man an eine vorhandene mechanische Zahnstangenlenkung und kombinierte diese mit einer im Fahrgastraum an der Lenksäule angebrachten elektrischen Servoeinheit mit Sensorik, Elektromotor, Steuergerät und Getriebe. Bei Parkermanövern wurde damit das vom Fahrer über Lenkrad und Lenkwelle eingeleitete Handmoment soweit verstärkt, dass Parkieren bei griffiger Fahrbahn leichter von der Hand ging.

Beim Fahren schneller als Schrittgeschwindigkeit war die Unterstützung abgeschaltet. So konnte das Sicherheitskonzept sehr einfach gestaltet sein, was natürlich für die erste Industrialisierungsphase der neuen Technologie vorteilhaft war.

Mit der Unterbringung der Servoeinheit im Fahrgastraum lässt sich die Abdichtung der Bauelemente gegen Umwelteinflüsse erheblich vereinfachen. Auch die geringere Temperaturbelastung gegenüber der Platzierung im Motorraum verbilligt viele Bauteile.

Nachteilig bei diesem Konzept ist die Einleitung des Servomomentes oben im Lenkstrang. Es belastet die Lenkwelle, deren Kreuzgelenke sowie das Lenkritzel in hohem Maße. Bei schnellen Drehrichtungswechseln mit starker Belastung stören die dabei entstehenden elastischen Verformungen. Um diesen Nachteil unauffällig zu halten, werden Lenkwelle, Kreuzgelenke und Ritzelverzahnung größer dimensioniert als bei anderen Varianten. Dies verteuert die Herstellkosten, limitiert die Anwendung auf leichtere Fahrzeuge, erhöht das Systemgewicht und erschwert das Erreichen erstklassiger Lenkeigenschaften.

Durch die langjährige Erfahrung mit diesem Konzept wurden inzwischen viele Verbesserungen eingeführt. Mittlerweile wurde aus der ursprünglichen Parkierhilfe eine vollwertige elektrische Servolenkung entwickelt, die bei allen Fahrzuständen den Fahrer unterstützt. In

2004 kam eine EPSc sogar zum ersten mal in einem Sportwagen, dem BMW Z4, zum Einsatz. Hier war es gelungen, mit einer solchen Ausführung eine erstaunliche Lenkqualität darzustellen. Trotzdem ist die Anwendung auch heute noch aus den angeführten Gründen etwa auf die untere Mittelklasse begrenzt, denn mit steigenden Crashanforderungen des Gesetzgebers lassen sich steigende Leistungsanforderungen an das Lenkgetriebe und damit höhere Massen im Lenksäulenbereich schlecht vereinbaren.

Ein Elektrolenkungskonzept mit „Servoantrieb am Ritzel“ (EPSP) stellt einen guten Kompromiss aus Leistungs-, Kosten- sowie Gewichtsaspekten dar (**Bild 3-146 links**). Die nur mit der manuellen Lenkkraft des Fahrers beaufschlagte Lenkwelle inklusive Kreuzgelenken kann leicht und kostengünstig gestaltet werden. Lediglich bei der Auslegung des Lenkritzels muss eine Balance zwischen übertragbarer bzw. erforderlicher Lenkleistung und der für ein angenehmes Handling gewünschten Übersetzung gefunden werden. Oftmals ist diese Version in den Lenkeigenschaften einem Lenksäulenlenktrieb bei ähnlichen Herstellkosten überlegen. Einen kritischen Punkt jedoch stellt die etwa innerhalb eines Halbkreises schwenkbare Anordnung der Servoeinheit im Ritzelbereich des Lenkgetriebes dar, befindet sie sich doch genau an der Stelle im Fahrzeug wo die Pedalerie mit Kupplungs-, Brems- und Gaspedal untergebracht werden müssen.

Im Falle eines Unfalls kann die konzentrierte Masse von Elektromotor plus Getriebe vor der Pedalerie ein hohes Verletzungsrisiko für die Beine des Fahrers darstellen. Auch das Package dieser Servoeinheit stellt für den Fahrzeugkonstrukteur eine grundsätzlich schwierige Aufgabe dar. Sie ist kaum zufriedenstellend lösbar, falls dies bei der Fahrzeugarchitektur nicht schon im frühen Entwicklungsstadium berücksichtigt wurde.

Um die störenden Massen von Elektromotor und Getriebe außerhalb des Bereichs der Pedale anzuordnen, ohne deshalb auf das Ritzelantriebskonzept zu verzichten, wurde in Abwandlung der Ritzelversion ein „Doppelritzelantrieb“ (EPSdp) konstruiert (**Bild 3-146 rechts**). Diese Bauform entschärft die Crashproblema-

tik, indem sie Elektromotor und Getriebe einschließlich Steuergerät mit einem separaten Antriebsritzel ausstattet. Der beispielsweise beim Linkslenkerfahrzeug pedalfreie Einbauraum rechts der Fahrzeugmitte wird benutzt, um dort spiegelbildlich zum manuellen Lenkantrieb für den Fahrer die Servoeinheit einschließlich dem Motor-Ritzel-Antrieb unterzubringen. Damit lässt sich die Einbauproblematik entschärfen, was natürlich in gleicher Weise analog für das Rechtslenkerfahrzeug gilt.

Durch eine um 360° um die Zahnstange schwenkbare Position dieser Einheit lassen sich auch schwierige Packagefälle lösen. Vorteilhaft bei dieser Lösung sind die beiden von einander unabhängigen links und rechts der Lenkungsmitte positionierten Verzahnungen, deren Übersetzung jeweils optimal für die unterschiedlichen Aufgaben ausgelegt werden kann.

Auf der Fahrerseite ist die Verzahnung auf bestes Handlingverhalten über das Lenkrad, auf der anderen Seite auf besten Wirkungsgrad und die Übertragung eines maximalen Servomomentes abgestimmt. Damit kann eine Verbesserung des Wirkungsgrades von 10 % bis 15 % gegenüber Systemen mit dem Servoantrieb an der Lenksäule bzw. dem Lenkritzel erzielt werden.

Das Doppelritzelantriebkonzept wurde von ZF-Lenksysteme 2003 erstmals in hohen Stückzahlen für alle Fahrzeuge der Golf-Plattform (VW/Audi/Seat/Škoda) mit großem Erfolg eingesetzt. Seit 2005 verwendete man es ebenfalls im VW-Passat, was seinerzeit etwa die Grenze der Anwendbarkeit markiert. Um noch höhere Servomomente auf die Zahnstange übertragen zu können, wird der Ritzelantrieb kontinuierlich weiterentwickelt.

Mit einem sogenannten „achsparallelen Antrieb“ (EPSapa) bei dem der Elektromotor ebenfalls auf der dem Lenkradantrieb gegenüber liegenden Seite der Lenkung angeordnet ist, wird über einen Zahnrad- oder Riemenantrieb das vom Elektromotor erzeugte Servomoment auf einen ringförmig um die Zahnstange angeordneten Kugelumlaufmechanismus übertragen (**Bild 3-147**).

Auf der Zahnstange befindet sich eine wendelförmige Kugelumlaufnut, sodass das Servomoment über eine

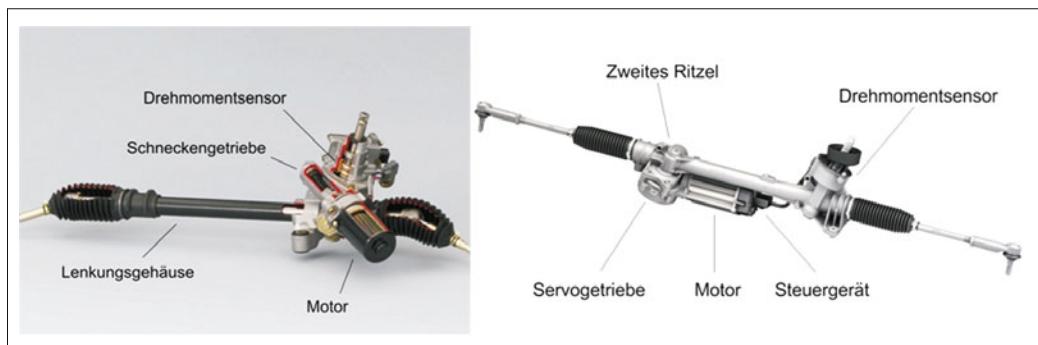


Bild 3-146: Elektro-Servolenkung mit Einzelritzelantrieb (links) und Doppelritzelantrieb (rechts)

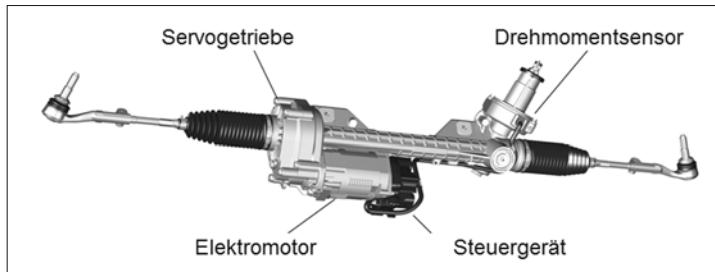


Bild 3-147:
E-Servolenkung mit achsparallelem Antrieb

Endloskette von gehärteten Stahlkugeln direkt von der Kugelmutter in die Zahnstange eingeleitet wird. Dieses von der Kugelmutterhydrolenkung bekannte Bauelement eignet sich bei idealem Wirkungsgrad für die Übertragung größter Servomomente.

In den letzten Jahren ist es gelungen mit dem 14-V-Bordnetz im Pkw und unter Verwendung dieses achsparallelen Konzeptes, Fahrzeuge bis hin zur Oberklasse mit elektromotorischen Servolenkungen auszustatten. Das erste Oberklassefahrzeug mit einem solch leistungsfähigen System ging mit dem BMW 5er ab 2010 in Serie. Für besondere Einbauverhältnisse gepaart mit hohem erforderlichem Servomoment kann auch eine Sonderbauform mit direktem motorischem „Antrieb des Kugelumlaufs an der Zahnstange“ eingesetzt werden.

Statt eines achsparallel angeordneten Motors verwendet man hier einen Elektromotor mit einem hohen Rotor, der konzentrisch zur Zahnstange angebracht ist und am äußeren Motorende das Servomoment direkt an den Kugelumlauf und die Zahnstange weiterleitet. Bei diesem Konzept ist es nur schwer möglich, eine zusätzlich Getriebestufe zwischen Motor und Kugelumlauf unterzubringen. Hierfür würde sich einzige ein Planetengetriebe eignen. Dieses jedoch über Lebensdauer spielfrei und somit akustisch unauffällig zu halten, ist nur mit erheblichen Maßnahmen möglich. Bedingt durch diese Einschränkung muss der Motor aufgrund der geringeren Gesamtübersetzung deutlich mehr Moment erbringen und somit größer bauen. Im groben Vergleich zu einer Servolenkung mit achsparallelem Antrieb, benötigt diese Lenkung einen ca. doppelt so großen Motor. Dies ist aus Kosten- und Gewichtgründen nicht erstrebenswert.

Die Röhrenbauform des Elektromotors verschlechtert weithin den konstruktiven Gestaltungsspielraum.

Deshalb ist davon auszugehen, dass dieses Konzept in Zukunft eher selten eingesetzt wird (**Bild 3-148**).

3.4.5.2 Aufbau und Vorteile

Ein Kernelement der elektromechanischen Servolenkung stellt der Elektromotor dar (**Bild 3-149**). Er soll leistungsstark, dynamisch, zuverlässig, sicher, leicht, kompakt und robust sein. Außerdem soll er in großen Stückzahlen kostengünstig fertigbar sein. Nur wenige Motortypen werden diesen Anforderungen gerecht. Für die ersten elektromechanischen Systeme wurden zunächst ausschließlich bürstenbehafte Gleichstrommotoren mit Permanentmagneten eingesetzt. Diese können über eine sehr einfache Ansteuerung am Gleichspannungsnetz in Kraftfahrzeugen betrieben werden. Aufgrund der zunehmenden Leistungsanforderungen für mittlere und große Fahrzeugklassen und der rasanten Entwicklung auf dem Gebiet der Mikroprozessor- und Umrichtertechnik werden mittlerweile größtenteils bürstenlose Drehfeldmaschinen verwendet, die über einen Stromrichter und eine meist feldorientierte Ansteuerung betrieben werden.

Die zwei wesentlichen Motoren, die heute in elektrischen Lenksystemen zum Einsatz kommen, sind die Asynchronmaschine (ASM) und die permanent erregte Synchronmaschine (PSM).

Das bei der Asynchronmaschine durch ein elektrisches Drehfeld erzeugte Magnetfeld zum Antrieb des Rotors besitzt im Falle eines Kurzschlusses den Vorteil, dass es einfach abschaltbar ist. In der Folge arbeitet der Motor dann (entgegen den Permanentmagnetkonzepten) nicht als Generator, sondern kann nach Ausfall der Elektrik bei Notlenkmanövern gegen relativ geringen Widerstand über das Lenkrad vom Fahrer manuell durchge-

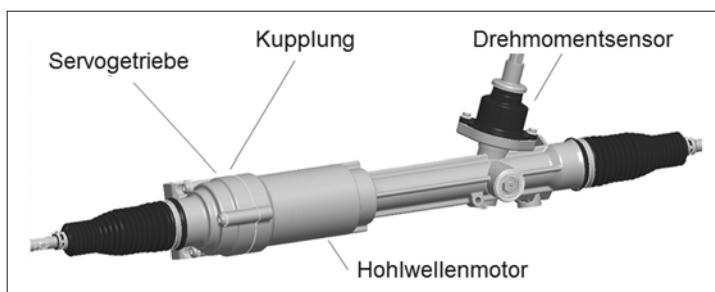


Bild 3-148:
E-Servolenkung mit Zahnstanstantrieb

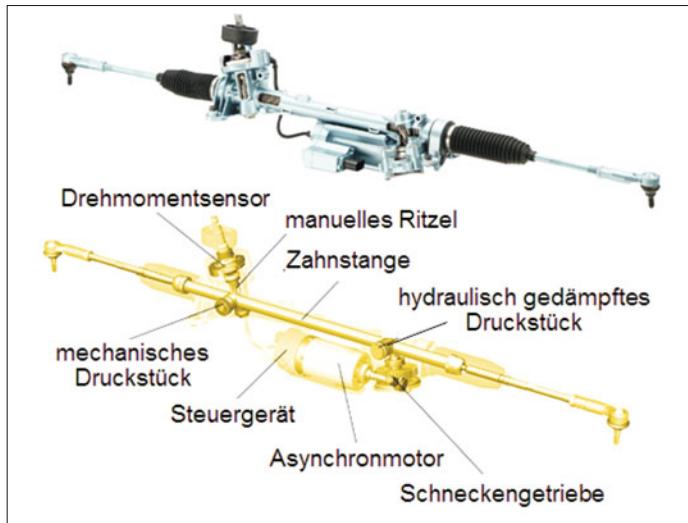


Bild 3-149:
Hauptelemente einer elektrischen Servolenkung mit Doppelritzelantrieb (VW Golf)

dreht werden. Der Nachteil der Asynchronmaschine ist allerdings die schlechtere Leistungsdichte gegenüber PSM-Motoren und das damit höhere Gewicht.

PSM-Motoren zeichnen sich durch sehr hohe Leistungsdichten bei kleinen Abmessungen aus. Gegenüber der Asynchronmaschine sind allerdings zusätzliche Sicherheitsmaßnahmen notwendig, um zu verhindern, dass die Maschine im Fehlerfall den Fahrer beim Lenken behindert. Diese Sicherheitsmaßnahmen sind aber heute ohne technische Probleme realisierbar.

Die zur korrekten Ansteuerung des Elektromotors erforderliche Sensorik muss ebenfalls hohen Sicherheitsstandards entsprechen.

Bei aktuellen Elektrolenkungen sind nur noch berührungslose, verschleißfreie Sensorprinzipien im Einsatz. Neben einem berührungslosen RotorlagenSensor, der die Rotordrehzahl bzw. Rotorposition überwacht, ist als kombinierter Lenkwinkel- und Lenkmomentsensor ein magnetoresistiver Sensortyp gebräuchlich, der entweder in Analog- oder Digitalbauform den Torsionswinkel eines Drehstabes als Messgröße für das Anlenkmoment ermittelt. Ähnlich wie bei hydraulischen Hilfskraftlenkungen bestimmt der Fahrer über den Verdrehwinkel eines Drehstabes gegen den linear steigenden Torsionswiderstand die Höhe der Servounterstützung. Dabei ändert sich die Richtung der magnetischen Feldlinien eines Magnetringes, der mit einem Drehstabende fest verbunden ist, gegenüber einem Sensorchip, der auf dem anderen Drehstabende befestigt ist und die Richtungsänderung registriert. Der komplett redundante Aufbau des Sensors und ein ständiger Austausch der doppelt detektierten Torsionswinkel garantieren eine zuverlässige Dosierung des Servomomentes (**Bild 3-150**).

Das über einen im Sensorchip integrierten Verstärker aufbereitete Torsionswinkel-Signal wird an das elektro-nische Steuergerät der Servolenkung übermittelt und dort in eine Motoransteuergröße umgewandelt.

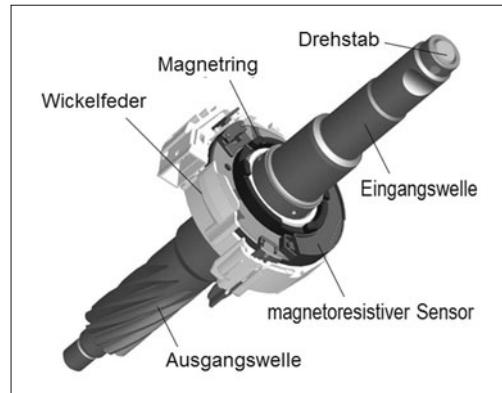


Bild 3-150: Magnetoresistiver Drehmomentsensor

Ein weiteres Herzstück der Elektrolenkung repräsentiert das Steuergerät. Davon erwartet man hohe Rechenleistung gepaart mit großer Speicherkapazität. Andererseits erfordert der Automobileinsatz wie schon erläutert hohe Robustheit und Zuverlässigkeit, um über den gesamten Fahrzeugebenszyklus die Sicherheitskriterien zu erfüllen.

Diese Anforderungen können nur mit einer mehrfach abgesicherten Systemstruktur einschließlich vieler Überwachungsfunktionen von Sensoren, Motor und Schnittstellen zu anderen Fahrzeugsystemen erfüllt werden. Wegen der Komplexität des Systems und einer gewissen Eigenintelligenz mancher Komponenten verfügen diese über eine Eigenüberwachung ihrer internen Funktionen, Schnittstellen und gegebenenfalls damit verknüpften Sensoren. Mit Hilfe spezieller Algorithmen wird darüber hinaus die Funktion des Mikrocontrollers laufend auf Plausibilität geprüft.

Tritt ein Fehler im System auf, wird automatisch Art und Bedeutung des Fehlers in wenigen Millisekunden

analysiert. Dann erfolgt abhängig vom Analyseergebnis entweder ein gestuftes Abschalten einzelner Funktionsgruppen oder der gesamten Servounterstützung. So wird sichergestellt, dass z. B. bei fehlerhaften Sensorinformationen nicht eine unplausible Servounterstützung oder gar ein gefährlicher aktiver Lenkeingriff ausgeführt wird. Ein fehlerhafter Systemzustand wird dem Fahrer sofort durch entsprechende Warneinrichtungen (z. B. Displayanzeige oder Warnlampe) angezeigt. Er kann sich dann unmittelbar auf diese Situation einstellen. Über eine Diagnoseschnittstelle lassen sich die aufgetretenen Fehler beim Service auslesen. Das Steuergerät wird, um weniger Fehlerrisiken einzugehen, Kosten und Gewicht zu sparen, möglichst direkt an der Servoeinheit angebaut.

Bei Anwendungen im Motorraum zusammen mit Ritzel-, Doppelritzel- oder achsparallelem Antriebskonzept bedeutet dies höchste Anforderungen an die Elektronik bzgl. Umwelteinflüssen wie Temperatur und Vibration. Aus diesem Grund wurde das Steuergerät für Elektrolenkungen der Golf-Plattform in Mikrohybridtechnik ausgeführt. Bei dieser Herstelltechnologie werden alle elektronischen Bauteile auf einem Keramiksubstrat bestückt. Dadurch wird eine besonders gute thermische Anbindung der Bauteile erreicht und eine hohe Vibrationsfestigkeit der Bauteile gewährleistet. Durch die kontinuierliche Weiterentwicklung der Leiterplattentechnologie ist es aber mittlerweile auch möglich, konventionelle Leiterplatten in diesem Bau Raum unter gleichen Umweltbedingungen einzusetzen. Dies hat den Vorteil, dass deutlich mehr Lieferanten für die Fertigung der Leiterplattentechnologie am Markt vorhanden sind, als das bei Microhybridtechnik der Fall ist.

Hohe Ansprüche werden an das Getriebe gestellt, das das Moment des Elektromotors auf Ritzel oder Lenkwelle überträgt. Weil wegen der hohen Motordrehzahl im Verhältnis zu einer relativ kleinen Ritzeldrehgeschwindigkeit beim Lenkvorgang eine große Übersetzung (ca. 30 : 1) gefordert ist, hohe Kräfte möglichst geräuscharm und spielfrei innerhalb einer großen Temperaturspanne sicher übertragen werden müssen und die Getriebebaugröße kleinstmöglich sein soll, kommen nur zwei Getriebebauformen bei Lenksäulen- und Ritzel- bzw. Doppelritzelantrieb zur Anwendung. Beide Versionen, das „Schraubradgetriebe“ und das „Globoidschneckengetriebe“ sind Schneckengetriebe mit nur einer Übersetzungsstufe. Um das Verzahnungslaufgeräusch gering zu halten und die Lenkungslaufdauer mit geringstem Zahnlankenverschleiß zu absolvieren, wählen die meisten Lenkungshersteller ein Schneckenrad mit Kunststoffzahnkranz, das mit einer gehärteten Stahlschnecke kämmt. Der Zahnkranz aus modifiziertem Hochleistungskunststoff ist das spezifisch höchstbelastete mechanische Teil einer elektrischen Servoeinheit. Zur Absicherung der dauerhaften Spielfreiheit im Zahneingriff wird die Schnecke häufig über eine Schraubenfeder mit definiert er Vorspannung an das Schneckenrad angelegt (**Bild 3-151**).

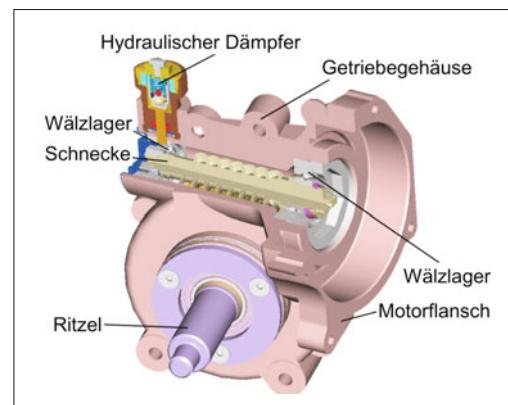


Bild 3-151: Schneckengetriebe einer Elektrolenkung

Um Laufgeräusche zu optimieren, kann auch das Schneckenrad in einer elastischen Nabe gelagert werden. Zur Abstützung der Zahnstange im Bereich des Servoritzels wird dabei ein Druckstück eingesetzt. Es dient dazu, mechanische Klappergeräusche zu eliminieren, die bei schnell wechselnden Belastungszuständen der Ritzel-Zahnstangenverzahnung auf z. B. rauer Fahrbahn entstehen.

Insgesamt betrachtet ist erheblicher technischer Aufwand notwendig, um eine elektromechanische Servolenkung auf das Niveau einer hydraulischen Servolenkung zu bringen. Trotzdem ist es lohnend, wenn man die Vorteile der Elektrolenkung näher betrachtet.

Der komplette Entfall des hydraulischen Systems bedeutet für das Lenkgetriebe, dass Lenkventil, Lenzkylinder und entsprechende Zuleitungen fehlen. Zusätzlich werden Lenkungspumpe, Ölbehälter, Filter, Rohre, Schläuche und das Öl selbst entbehrlich. Der Systemeinbau in einer modularen Baueinheit und dessen Abstimmung ist so erheblich vereinfacht, da wesentlich weniger Package-Varianten pro Fahrzeugbaureihe notwendig werden.

Ein herausstechender Vorteil ist die große Energieeinsparung von bis zu 98 % gegenüber hydraulischen Systemen mit offener Mitte. Wie Bild 3-106 zeigt, ist die durchschnittliche erforderliche Lenkleistung bei einem mittleren Fahrprofil recht gering. Während bei elektro-hydraulischen Anlagen trotz eines gewissen Stand-by-Ölstroms schon eine gute Energieeinsparung darstellbar ist, ist bei elektromechanischen Systemen die elektrische Verlustleistung durch einen niedrigen Stand-by-Strom in Phasen ohne Lenkbedarf nochmals deutlich geringer. Deshalb spricht man hier von bedarfsgerecht bereitgestellter Lenkleistung oder „*Power on demand*“. Die Energieform Elektrizität ist zudem zukunftsträchtig, weil sie umweltfreundlich und leicht vernetzbar ist. Weil die Lenkunterstützung unabhängig vom Fahrzeugmotor ist, kann in Sondersituationen wie z. B. beim Abschleppen eines defekten Autos noch mit voller Servounterstützung gelenkt werden, was einen Sicherheitsvorteil darstellt.

Dank der intelligenten Steuerungselektronik kann die elektrische Servolenkung hervorragend an jedes einzelne Fahrzeugmodell angepasst werden. Ist im Steuergerät ausreichend Rechenleistung und Speicherplatz installiert, lassen sich in der Software eine große Zahl fahrzeugspezifischer Parameter und Daten codiert ablegen. Damit lässt sich problemlos ein sehr breit diversifiziertes Fahrzeugprogramm einer Baureihe individuell abdecken.

Durch eine inzwischen standardisierte Vernetzung mit anderen Fahrzeugsystemen z. B. über den CAN/Flex-Ray Bus können Daten mit anderen an Bord befindlichen Systemen wie z. B. ABS, ESP, ASR oder sonstigen Fahrerassistenzsystemen ausgetauscht werden. Damit ist es gelungen, nicht nur mittels der über die Sensorik ständig erfassten fahrdynamischen Parameter wie z. B. Fahrgeschwindigkeit, Lenkwinkel, Lenkmoment usw. das jeweils passende Servomoment zu bestimmen und am Motor anzusteuern, sondern den Fahrer unter Einbeziehung aller bordeigenen Assistenzsysteme mit dem in einer entsprechenden Sondersituation bestmöglich angepassten Lenkmoment zu unterstützen.

Beispiel dafür ist etwa bei der Elektrolenkung des VW Golf V eine automatische Lenkmomentkorrektur bei konstant kräftigem Seitenwind oder bei geneigter Fahrbahn, damit kein ständig aktives „Gegenhalten“ des Fahrers für stabilen Geradeauslauf nötig ist.

Ein einfaches Vernetzungsbeispiel unter Verwendung des Lenkwinkels wird heute schon mit dem Kurvenlicht praktiziert. Entsprechend dem ausgelesenen Lenkwinkel lassen sich Scheinwerfer synchron mit dem Radeinschlag schwenken, um Kurven gut auszuleuchten. Weitere Assistenzfunktionen allein über ein situationsgerecht moduliertes Lenkmoment sind zur Verbesserung von Fahrkomfort und Fahrsicherheit möglich. Mit entsprechender Sensorik wie z. B. Gierratensensor, Kamera zur Bildverarbeitung, Ultraschall-, Radar- oder Infrarottechnik im Fahrzeug lassen sich Funktionen wie aktives Abfangen schleudernder Fahrzeuge, präzise Spurhaltung oder automatisiertes Einparken darstellen, ohne dass deshalb dem Fahrer die Verantwortung für das entsprechende Fahrmanöver entzogen wird. Dies ist natürlich nach wie vor vom Gesetzgeber gefordert. Deshalb muss es für den Fahrer jederzeit möglich sein, das zu seiner Unterstützung aufbereitete Lenkmoment manuell zu „überstimmen“.

3.4.5.3 Bedeutung der Lenkung für die Assistenzsysteme

Bemerkenswerte Fortschritte auf dem Gebiet der Fahrzeugumfelderkennung sind eine Erklärung für den Bedeutungszuwachs von Fahrerassistenzsystemen. Radar, Ultraschall und Kamerasysteme als Beispiel für Umfeldsensorik liefern eine Vielzahl an Informationen, welche in ihrer Gesamtheit eine Beschreibung der Situation des Fahrzeugs in seiner Umgebung bieten. Im Verbund mit der klassischen Fahrzeugsensorik, welche zum Beispiel für bremsenbasierte Stabilitätssysteme

genutzt wird, ist so die Basis für Anwendungen zur Steigerung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit geschaffen.

Mit einem elektromechanischen Lenksystem besteht die Möglichkeit, ein Überlagerungsmoment zu realisieren, um in fahrdynamisch kritischen Situationen Hilfestellung durch Lenkmomentenempfehlung zu geben. So wird in Zuständen wie Unter- oder Übersteuern ein harmonisches, aber dennoch richtungweisendes Lenkmoment aufgebracht. Der Fahrer erhält dadurch eine erweiterte Rückmeldung über den Fahrzustand, die es ihm ermöglicht, schneller und direkter auf Instabilitäten zu reagieren und im weiteren Verlauf Überreaktionen zu vermeiden. Ebenfalls erfährt der Fahrer Unterstützung in sogenannten μ -Split Situationen, in denen Brems- oder Beschleunigungsvorgänge auf Untergründen mit unterschiedlichen Reibwerten auf beiden Seiten des Fahrzeugs zu ungewünschten Fahrzeugbewegungen führen. Auch hier zeigt eine Lenkmomentenempfehlung die Lenkrichtung zur Kompensation dieser Fahrzeugbewegung auf.

Ebenfalls auf dem Gebiet der Fahrsicherheit ist die Funktion der Spurverlassenswarnung zu sehen. Der Einsatz solcher auf Umfeldsensorik basierenden Funktionen ist auf den Bereich Autobahn oder gut ausgebauten Landstrasse begrenzt. Voraussetzung ist hier das Vorhandensein von deutlichen Spurmarkierungen, die eine Fahrspur beschreiben. Mit Hilfe der Umfeldsensorik wird dann die Annäherung des Fahrzeugs an die Spurmarkierungslinien sensiert. Ist durch die Fahrzeugbewegung oder den nicht gesetzten Blinker ausgeschlossen, dass die Nähe zum Fahrspurrand absichtlich erfolgt, wird dieser Umstand durch eine Vibration im Lenkmoment oder eine Momentenrampe an den Fahrer zurückgemeldet. Ein unabsichtliches Verlassen der Fahrspur kann damit verhindert werden.

Im Bereich der Spurführungssysteme vereint die Funktionalität der kontinuierlichen Spurhaltung Aspekte der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts. So wirkt diese Funktion nicht nur einem unabsichtlichen Spurverlassen entgegen, sondern zeigt schon mit harmonischem Lenkmomentanstieg zum Fahrbahnrand hin eine von der idealen Fahrspur abweichende Fahrzeugbewegung auf. Um nicht in eine unangenehme Interaktion mit einer fahrerindividuellen Wegplanung zu geraten, ist die ideale Fahrspur inklusive Toleranzband ausgelegt. So erhält der Fahrer in der Fahrspurmitte einen individuell nutzbaren Freiraum.

In Zukunft ist eine funktionale Erweiterung in Richtung der automatisierten Spurführung zu erwarten. Vor der Einführung stehen dabei Ansätze im Niedergeschwindigkeitsbereich, wie z. B. in Stausituationen. Eine Übernahme der Querführung im höheren Geschwindigkeitsbereich stellt höhere Anforderungen an die Güte und Verfügbarkeit der Umfeldinformationen. Schon heute zeigen Ansätze der Sensorfusion von Kamera, Radar und Navigation das mögliche Potenzial auf und lassen vermuten, dass derartige Funktionen in Zukunft zur Verfügung stehen.

Bereits heute sind automatisierte Funktionalitäten in Serie umgesetzt. So stellt der semi-autonome Einparkassistent ein hervorragendes Beispiel für eine autonome Fahrzeugführung dar. Im Vorbeifahren wird vornehmlich durch Ultraschallsensorik der mögliche Parklückenraum untersucht. Ist eine ausreichend große Parklücke erkannt worden, wird der Lenkradwinkelverlauf in Abhängigkeit des Fahrweges berechnet und der Fahrer braucht lediglich die Fahrzeuglängsbewegung zu regeln. Die Lenkbewegung wird automatisch durch Ansteuerung der elektromechanischen Lenkung realisiert.

Alle diese Funktionalitäten leisten einen entscheidenden Beitrag zur Erhöhung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts. Doch sollte man nicht außer Acht lassen, dass das Überlagerungsmoment jeder dieser Funktionen stets durch den Fahrer überlenkbar sein muss. Der Fahrer behält immer die Verantwortung der Fahrzeugführung und stellt trotz aller Fortschritte im Bereich der Umfeldsensorik und Lenkungsfunktionalitäten die wesentliche Instanz zur Überwachung aller Vorgänge dar.

3.4.6 Überlagerungs- oder Aktivlenkung

Sollen haptische Rückmeldungen über das Lenkrad zum Fahrer oder auch autonome Assistenz- bzw. Stabilisierungsfunktionen realisiert werden, ist bei den Lenksystemen eine unabhängig vom Fahrer aktivierbare Lenkbeeinflussung erforderlich. Solche extern beeinflussbaren Lenksysteme werden auch als „Aktivlenkung“ bezeichnet. Prinzipiell kann die Lenkbeeinflussung durch die Überlagerung eines Lenkmomentes oder Lenkwinkels geschehen, der über einen Zusatzaktuator (Elektromotor) aktiviert und geregelt wird. Während bei einer hydraulischen Lenkung dieser Zusatzaktuator unerlässlich ist, kann bei den elektrischen Lenkungen der Motor der Servounterstützung diese Aufgabe mit übernehmen.

3.4.6.1 Überlagerung von Momenten

Eine Lösung zur Realisierung von Lenkassistenzfunktionen mit einer hydraulischen oder elektrohydraulischen Basislenkung nutzt die Funktion eines Lenkaktuators. Dieser Zusatzaktuator bringt über eine Getriebestufe und einen Elektromotor ein vom Fahrer unabhängig steuerbares Moment auf die Lenkwelle auf. Der Aufbau eines Aktors unterscheidet sich dabei nicht grundsätzlich von einer „Lenksäulen-Elektrolenkung“ (EPSC), wie im Bild 3-145 dargestellt.

Da aber nur ein Zusatzmoment und nicht wie bei der EPSC das gesamte Lenkmoment von diesem Aktor aufgebracht werden muss, fällt die Dimensionierung deutlich kleiner und kostengünstiger aus; ein wirksames Drehmoment von nur 8–10 Nm, bezogen auf die Lenkwelle, ist dafür ausreichend.

Da es sich hier um ein reines Zusatzsystem einer vorhandenen Hilfskraftlenkung handelt, konzentrieren sich die Sicherheitsbetrachtungen nur auf diesem Zusatzaktuator und dessen Steuergeräte. Bei einem erkannten Fehler sind diese in einen Zustand zu bringen, der störende Zusatzmomente weitgehend reduziert und gefährliche fehlerhafte Momente ausschließt. Das heißt, der Motor muss entweder durch eine Kupplung vom Lenkstrang abgekoppelt werden, oder der abgeschaltete Motor baut keine störenden Lenkmomente auf. Bild 3-152 zeigt ein hydraulisches Lenksystem mit Momentenüberlagerung [26].

Die elektrische Servolenkung bietet ideale Voraussetzungen als Aktor für lenkungsbasierte Assistenzfunktionen, weil die Ansteuerung des Elektromotors über die Software des Steuergerätes erfolgt, d. h., der vorhandene Elektromotor kann außer zur Bereitstellung der Servokraft auch die von den übergeordneten Systemen geforderten Assistenzmomente aufbringen. Da die Assistenzmomente ein vielfaches kleiner sind als die Servomomente, kann der vorhandene Elektromotor ohne Änderung beibehalten werden.

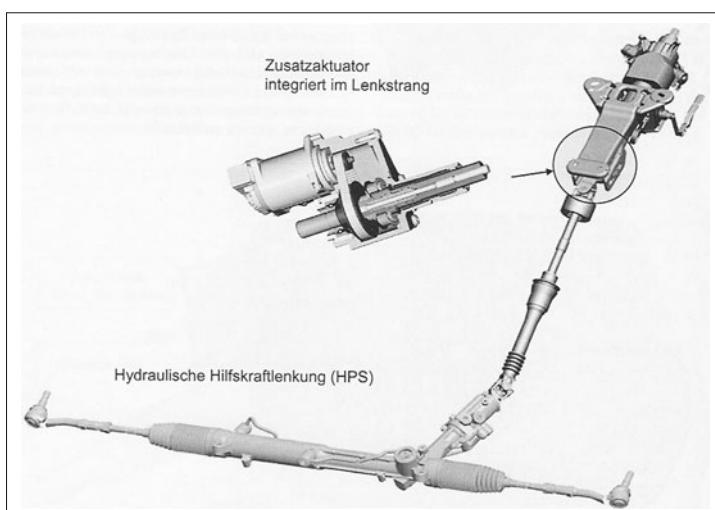


Bild 3-152:
Momentenüberlagerung durch einen Zusatzaktor [26]

3.4.6.2 Überlagerung von Winkeln

Konventionelle Lenkungen arbeiten meist mit dem gleichen Übersetzungsverhältnis, z. B. 1 : 18 als Kompromiss für die kleine Lenkkorrekturen auf der Autobahn und kleinere Lenkradumdrehungen im Stand bzw. beim Parkieren. Durch die Überlagerung von Zusatzlenkwinkeln kann dieses Verhältnis aktiv und dynamisch von etwa 1 : 10 im Stand bis etwa 1 : 20 bei hohen Geschwindigkeiten variiert werden.

Man benötigt dazu ein vollständiges Basis-Servolenkungssystem in klassischer hydraulischer oder elektro-mechanischer Konzeption. Im Lenkstrang zwischen Lenkrad und Ritzel des Servolenkgetriebes wird die Lenkwelle aufgetrennt. An der Trennstelle adaptiert man ein elektrisches Stellglied in Form eines Lenkwinkelaktuators, der über einen von einer Steuerelektronik angesteuerten Elektromotor und ein Getriebe bei Bedarf einen fahrerunabhängigen Lenkeingriff durchführen oder einen Zusatzlenkwinkel zu dem vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel addieren oder subtrahieren kann. Wegen des überlagerten Lenkwinkels wird dieses System auch Überlagerungslenkung genannt (**Bild 3-153**).

Ist bei entsprechendem Fahrzustand kein Zusatzlenkwinkel erforderlich, steht der Elektromotor des Lenkwinkelaktuators still und die an der Lenkwellentrennstelle befindliche Differenzwinkeleinheit wirkt als starrer Durchtrieb analog einer nicht aufgetrennten Lenkwelle. Eine gleiche Wirkung stellt sich auch ein, wenn das elektrische Antriebssystem ausfallen oder abgeschaltet würde.

Die Funktion einer vollwertigen Basis-Servolenkung mit direktem Durchgriff auf die Räder ist dann immer noch gegeben dank der zuverlässigen mechanischen Rückfallebene des Aktuators und des davon unabhängigen Basis-Servolenksystems. Man spricht dabei von einer *Fail-Safe-* oder *Fail-Silent-*Sicherheitsfunktion des elektrischen Stellglieds (s. Kapitel 7).

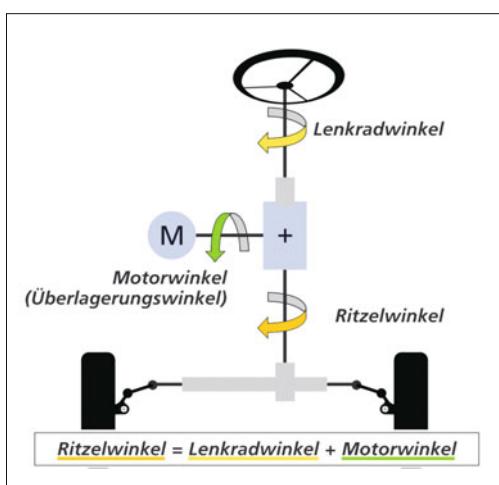


Bild 3-153: Prinzipdarstellung einer Aktivlenkung

3.4.6.3 Stellervarianten der Aktivlenkung

Die Umsetzung bzw. Industrialisierung der Aktivlenkungs-Differenzwinkeleinheit kann verschieden erfolgen. Abhängig von Fahrzeugarchitektur, Einbausituation, Funktionsumfang und Bauteilkosten lässt sich der Aktuator in das Lenkgetriebe integrieren oder er wird im Lenksäulenbereich hinter dem Armaturenbrett als getrennte modulare Baueinheit installiert.

Die Integration im Lenkgetriebe ist haptisch vorteilhaft, da die Reibung bis zum Lenkventil nicht beeinflusst wird und die akustische Abstrahlung zum Fahrgastraum geringer ist. Nachteilig sind jedoch die strengeren Umgebungsbedingungen des Einbauplatzes gegenüber einer Anordnung im Fahrgastraum.

Ein getrenntes Einbaumodul im Lenksäulenbereich erfordert spezielle Vorkehrungen, um ein gutes Crashverhalten zu gewährleisten. Es bietet aber mehr Flexibilität bei Fahrzeugbaureihen mit hoher Diversifikation.

Die Varianten, die sich durchgesetzt haben, sind im **Bild 3-154** zusammengestellt.

Variante 1 zeigt den Elektromotor quer zum Überlagerungsgetriebe mit dem Vorteil des Einsatzes von Schneckengetrieben zur Drehzahlanpassung.

Dieses selbsthemmende Getriebe verhindert die unerwünschte Rückdrehmöglichkeit im passiven Zustand. Für die Integration in das Lenkgetriebe muss ausreichend Einbauplatz zur Verfügung stehen, der nur in frühen Fahrzeugentwicklungsphasen berücksichtigt werden kann. Beim Einbau in die Lenksäule ist die Erfüllung von Package- und Crashforderungen sehr schwierig.

Variante 2 zeigt die achsparallele Anordnung. Die Verbindung der Komponenten erfolgt durch einen Zahnriemen. Vorteilhaft sind die geringere Motordrehzahl und damit verbundene akustische Vorteile. Alle bekannten Anwendungen dieser Art sind in der Lenksäule.

Variante 3 zeigt die koaxiale Anordnung. Dafür ist die Benutzung eines Hohlwellenmotors mit einem Wellengetriebe (*Harmonic Drive*) notwendig. Vorteilhaft ist die kompakte Bauweise, die sich besonders für die Integration in die Lenksäule empfiehlt.

3.4.6.4 Überlagerungsaktor am Lenkgetriebe

Das erstmals 2003 serienmäßig eingeführte Aktivlenkungssystem in der BMW 5er-Baureihe ist im Lenkgetriebe direkt hinter dem hydraulischen Lenkventil integriert. Dadurch konnte ein negativer Einfluss auf das Anlenkverhalten des Ventils bzw. auf das Lenkgefühl weitgehend vermieden werden. Über ein im Fahrgastraum eingeschaltetes Steuergerät in konventioneller Leiterplattentechnik wird ein kompakter bürstenloser Gleichstrommotor mit hoher Dynamik angesteuert (**Bild 3-155**).

Dank Motor- und Lenkwinkelsensoren in Lenksäule und Lenkgetriebe sowie Schnittstellen zu anderen Fahrdynamiksystemen wie ABS, ESP u. a. liegen

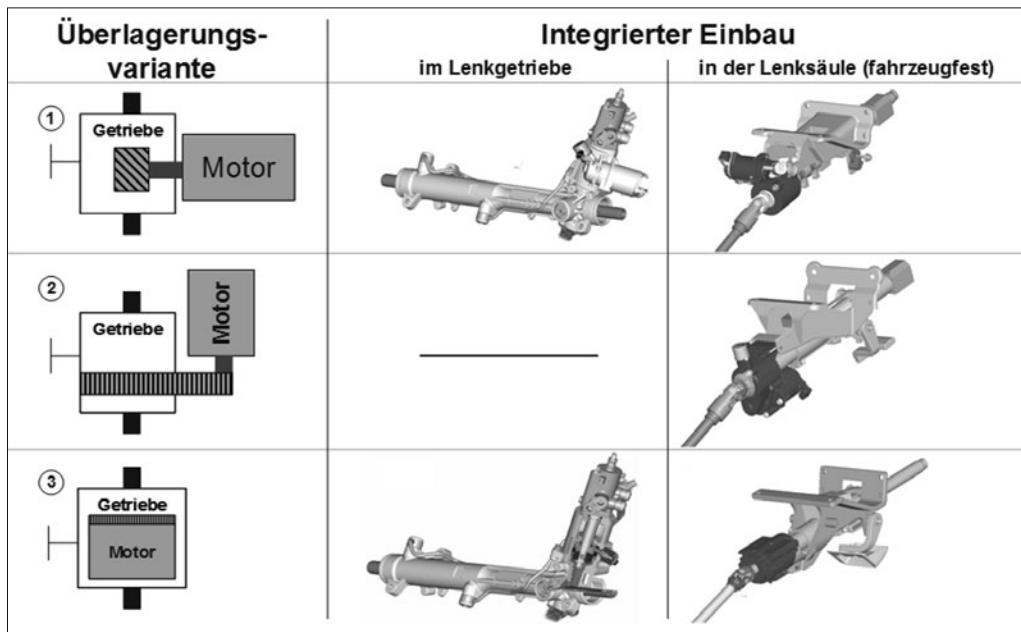


Bild 3-154: Angewandten Einbauvarianten der Überlagerungslenkung [26]

ausreichend Daten und Fahrzustandsgrößen vor, um nach deren Auswertung den Elektromotor präzise anzusteuern.

Mittels Schneckentrieb wird ein Stufen-Planetengetriebe vom Elektromotor angetrieben, wobei das Schneckenrad gleichzeitig das Gehäuse des kompakten Planetengetriebes bildet. Der Kraftfluss des vom Fahrer über das Lenkgetriebe manuell eingeleiteten Lenkmomentes wird durch den zentralen Lenkventilausgang, das obere Sonnenrad, auf drei Stufenplaneten im Innern des Schneckenrades übertragen, die ihrerseits wieder mit dem unteren Sonnenrad und damit dem Antriebsritzel im Eingriff stehen, das die Zahnröhre des Servolenkgetriebes antreibt. Somit wird die Lenkrad- und die Schneckenbewegung an diesem Antriebsritzel bzw. unteren Sonnenrad zusammengeführt. Bei gleichsinniger Bewegung von Schnecken-

rad und oberem Sonnenrad stellt sich ein kleinerer, bei gegensinniger Bewegung ein größerer wirksamer Lenkwinkel ein, als dies die Grundübersetzung des Lenkgetriebes vorsehen würde.

Die Selbsthemmung des Schneckengetriebes in Verbindung mit einer elektromechanischen Sperre stellt sicher, dass nur ein aktiver Elektromotor eine Schneckenbewegung bewirken kann (Bild 3-156).

Die Stellwerte für die Differenzwinkeleinheit werden von zwei leistungsfähigen Mikroprozessoren des elektronischen Steuergerätes gebildet, nachdem sie zuvor die Signale der angeschlossenen Lenkungs- und Fahrzeugsensorik ausgewertet haben. Über die ebenfalls im Steuergerät untergebrachten Leistungsendstufen werden Elektromotor, elektromechanische Sperre und ggf. das Servotronic®-Ventil samt Energiesparpumpe angesteuert.

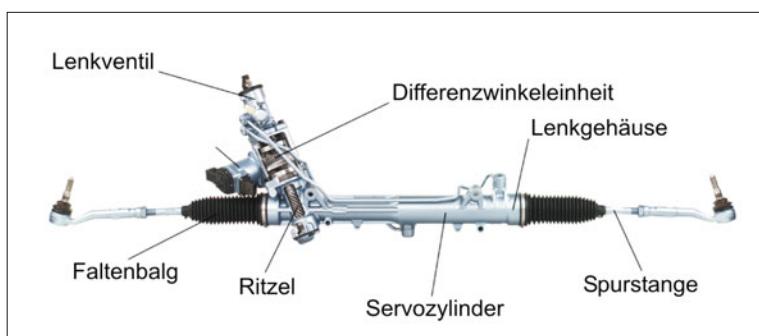


Bild 3-155:
Aktivlenkung mit integrierter Differenzwinkeleinheit

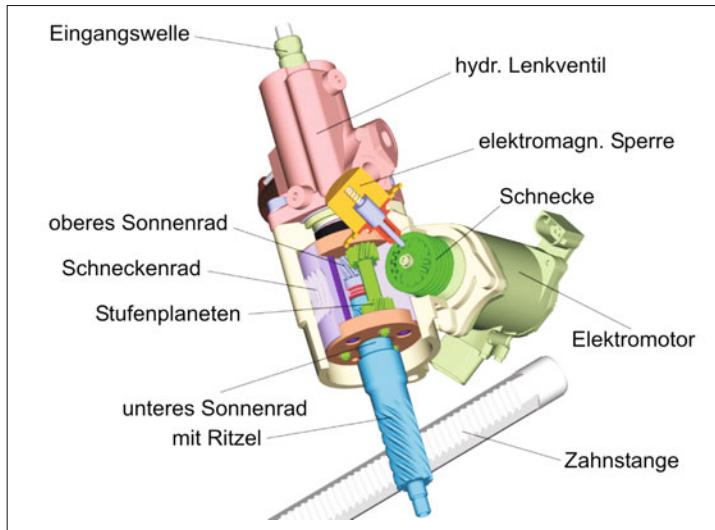


Bild 3-156:
Schnittbild der Differenzwinkeleinheit

3.4.6.5 Überlagerungsaktor in der Lenksäule

Die Komponenten sind vergleichbar zur vorigen Lösung. Der Aktor wird hier hinter der Lenkkonsole in der oberen Lenksäule integriert. Die kompakte Bauweise der koaxialen Anordnung mit Hohlwellenmotor und Wellgetriebe (**Bild 3-157**) erlaubt der Einbau oberhalb des Fußraumes. Der Hohlwellenmotor ist ein elektronisch kommutierter Gleichstrommotor, der in stromlosem Zustand mit einer Sperre verriegelt werden muss.

Die lenkradseitige Welle ist mit dem flexiblen Getriebetopf (Flexspline) formschlüssig verbunden [41]. Die Drehbewegung des Lenkrads wird durch die Außenverzahnung des Flextopfes über das Hohlrad (Circularspline) auf die Antriebswelle lenkstrangseitig übertragen. Dieser Kraftverlauf entspricht dem

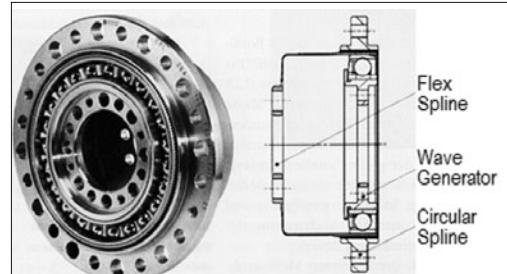


Bild 3-157: Wellgetriebe (*Harmonic Drive*)

mechanischen direkten Durchgriff zwischen Lenkrad und Lenkgetriebe, wenn der Motor gesperrt ist (**Bild 3-158**).

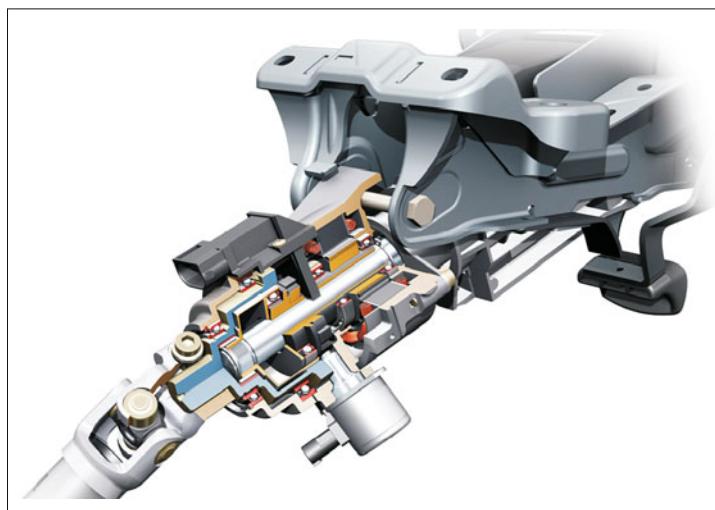


Bild 3-158:
Schnittbild des Aktors in der Lenksäule [41]

Die Winkelübertragung erfolgt über die Hohlwelle des Elektromotors, die am getriebeseitigem Ende als elliptischer Innenläufer ausgeformt ist (*wave generator*). Dieser verformt über ein flexibles Dünnering-Kugellager den mit der Lenkeingangswelle verbundenen Flextopf. Die Außenverzahnung am Flextopf steht an den Hochachsen der Antriebsellipse im Eingriff mit dem Hohlräder der Antriebswelle. Aufgrund der Zahnzahlunterschiede zwischen Flextopf und Hohlräder kommt es bei Rotieren der Antriebsellipse zu einer Überlagerung des Lenkwinkels (Bild 3-159).

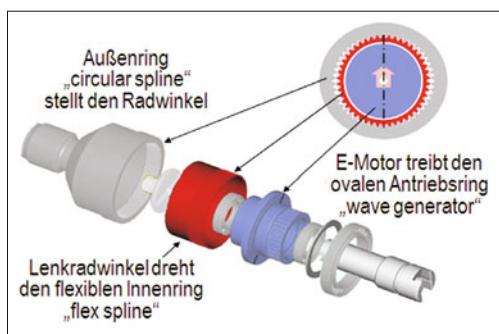


Bild 3-159: Überlagerungsprinzip [41]

3.4.6.6 Steuergerät und Sicherheitskonzept

Ähnlich wie bei der elektromechanischen Lenkung sind hohe Sicherheitsanforderungen zu erfüllen. Alle Funktionen müssen zur Erfüllung der Sicherheitsforderungen diversitär, d. h. unabhängig doppelt entwickelt vorhanden sein. So überwachen sich beide Mikroprozessoren gegenseitig bezüglich korrekter Funktionen und leiten bei erkannten Fehlern innerhalb weniger Millisekunden geeignete Ersatzmaßnahmen ein. Ebenso überwacht das Steuergerät ständig alle angeschlossenen Komponenten auf ihren vorgesehenen Funktionszustand.

Am Anfang steht die Signalaufbereitung und -plausibilisierung. In diesem Softwaremodul wird die Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet. Die variable Lenkübersetzungsfunktion liest diese Signale ein und berechnet die Lenkwinkelkorrektur. Außerdem synchronisiert dieses Modul harmonisch eine nicht passende Radstellung zum Lenkrad. Die Summe dieser Winkelteilwerte wird zusammen mit dem verarbeiteten ESP Teilsollwinkel im Koordinator zu einem Gesamtsollwinkel addiert.

Die Lageregelung und Motorkommutierung haben die Aufgabe, die Sollwinkel mit der erforderlichen Regelgüte an den Endstufentreiber weiterzuleiten.

Das Steuergerät muss auch Fehlfunktionen elektronisch detektieren und negative Auswirkungen verhindern.

Das Steuergerät weist ein dreistufiges Sicherheitskonzept auf. In der ersten Stufe sind alle notwendigen Softwaremodule integriert, die aus funktioneller

Sicht notwendig sind, inklusive der Signalplausibilisierung und der Fehlerstrategie. Alle kaotischen Pfade, die zu einer Fehlfunktion führen können, werden in der zweiten Stufe diversitär berechnet und es wird sichergestellt, dass sporadische Hardwarefehler nicht zu einer Fehlfunktion führen. Die dritte Stufe stellt den Programmablauf und ein korrektes Ausführen des Befehlsatzes sicher.

Um eine hohe Systemverfügbarkeit zu gewährleisten, muss entsprechend der auftretenden Fehler eine schrittweise Degradierung der Systemfunktionen vorgenommen werden [41].

- ◆ Ansteuern einer konstanten Lenkübersetzung bei fehlenden Fahrgeschwindigkeitsinformationen,
- ◆ Sperrung externer stabilisierender Eingriffe bei absehbar geringer Performance,
- ◆ Systemdeaktivierung im Nulldurchgang des Lenkwinkels bei Fehlerverdacht, um ein schiefes Lenkrad zu vermeiden,
- ◆ Sofortige vollständige Systemdeaktivierung durch Phasenkurzschluss und mechanische Verriegelung.

Weiterhin muss die Verfügbarkeit nach einer Deaktivierung durch eine Initialisierung wiederherstellbar sein, ohne dass ein Werkstattbesuch notwendig ist.

Neben dem Verhindern von Fehlfunktionen muss das Steuergerät auch weiterhin sicherheitsrelevante Signale für die anderen Fahrzeugregelsysteme liefern.

Ein hohes Maß an Flexibilität bei der Anpassung der Funktionalität der Aktivlenkung an das jeweilige Fahrzeugmodell ist wünschenswert und wird heute von den Fahrzeugherstellern erwartet. Deshalb ist der Programmspeicher des Steuergerätes in Flashkonzeption aufzubauen, um in der Fahrzeugmontage erst am Bandende über eine zentrale Schnittstelle die gesamte aktuelle Software zu programmieren.

3.4.6.7 Funktionen der Aktivlenkung

Während bei hydraulischen Servolenkungen wie z. B. der Servotronic® und in erheblich erweitertem Maße bei elektromechanischen Lenksystemen das Komfort- und Sicherheitsbedürfnis des Fahrers – wie beschrieben – allein durch entsprechende Anpassung des Lenkmomentes bzw. der Lenkkräfte an den jeweiligen Betriebszustand unterstützt wird, bietet die Aktiv- oder Überlagerungslenkung durch ihren fahrerunabhängigen Lenkeingriff mittels Lenkwinkelkorrektur viele Möglichkeiten anderer Lenkassistenten- und Stabilisierungsfunktionen. Dabei lassen sich vom Fahrzeughersteller individuell auf das jeweilige Fahrzeug die vom Lenkungshersteller festlegbaren Lenkassistentenfunktionen parametrieren. Die Festlegung und Abstimmung der Fahrstabilisierungsfunktionen und die Verantwortlichkeit darüber liegen beim Fahrzeughersteller, prägen sie doch entscheidend das Fahrverhalten des Gesamtfahrzeugs. Zum Serienstart der Aktivlenkung gab es die variable Lenkübersetzung. Die Übersetzungsveränderung ist hier nicht mit dem Lenkeinschlag wie bei Lenkungen mit variabler

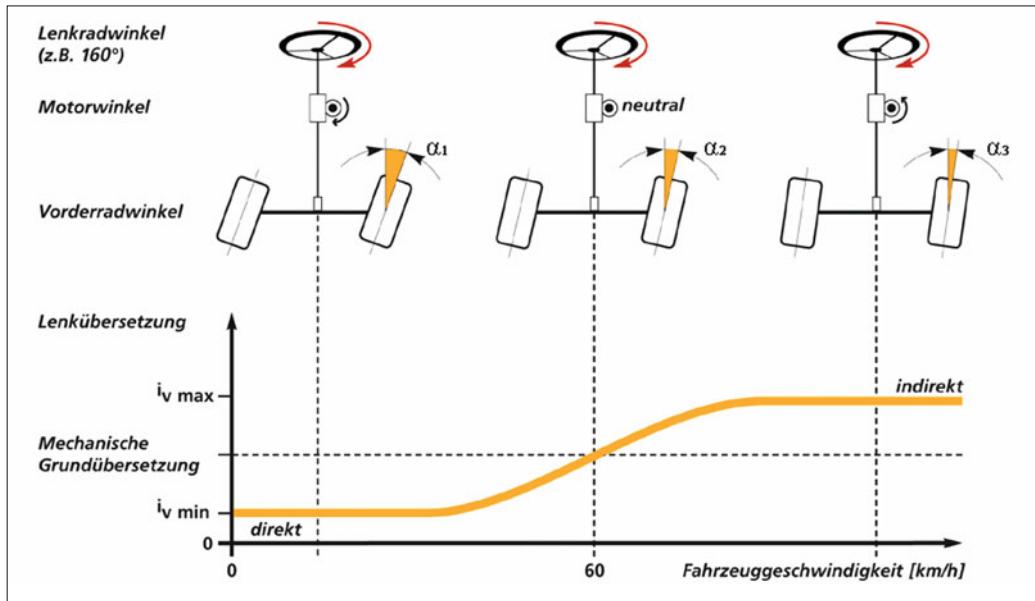


Bild 3-160: Prinzipbild der variablen Lenkübersetzung bei Aktivlenkungen

Zahnstangenverzahung gekoppelt, sondern mit der Fahrgeschwindigkeit (Bild 3-160).

Bei geringem Tempo erleichtert ein direktes also kleines Übersetzungsverhältnis das Einparken und das Durchfahren enger Kurven im Stadtverkehr. Das Auto wirkt spontan, handlich und agil.

Mit zunehmender Geschwindigkeit wird die Übersetzung indirekter, indem der Elektromotor den vom Fahrer eingesteuerten Lenkwinkel etwas zurücknimmt. Die Lenkung wirkt ruhiger, zeigt ein weiches Ansprechen. Bei hohem Tempo sind Ausweichmanöver oder schnelle Spurwechsel auch von weniger geübten Fahern zu beherrschen.

Eine mehr dem Komfort zuzuordnende Assistenzfunktion ist der Lenkvorhalt. Abhängig von der vom Fahrer am Lenkrad eingelegten Lenkgeschwindigkeit wird ein voreilender Zusatzlenkwinkel eingesteuert. Er steigert das Ansprechverhalten auf Lenkbefehle, sodass der Wagen spontaner und agiler reagiert. Dies wird beispielsweise eingesetzt, falls die Fahrwerkabstimmung sehr weich und komfortabel ausgelegt wurde und dadurch die Fahrdynamik spürbare Defizite erleiden würde (Bild 3-161).

Fortschritte im Feld der Stabilisierungsfunktionen sind besonders dann gesucht, wenn Fahrzeughersteller dem Ziel des unfallvermeidenden Autos näher kommen wollen. Zwar gibt es schon auf der Bremsenseite mit ABS, ESP und Bremsassistent gute Helfer auf diesem Weg. Eine Aktivlenkung mit Gierratenregelung in abgestimmtem Einsatz zusammen mit dem ESP-System verbessert die Stabilisierungsergebnisse nachweislich nochmals deutlich.

Weil der automatische Lenkeingriff sehr schnell erfolgt, wird er vom Fahrer kaum wahrgenommen. Mo-

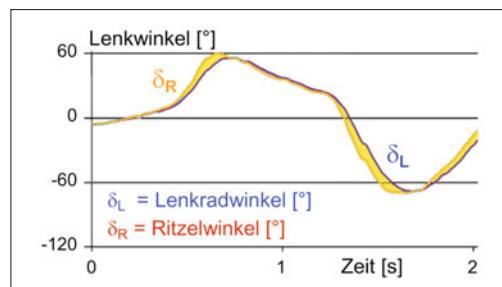


Bild 3-161: Funktion des voreilenden Zusatzlenkwinkels (Lenkvorhalt bei Ausweichmanöver)

derne Gierratensensoren mit feiner Auflösung sorgen dafür, dass der Beginn instabiler Fahrzustände blitzschnell erfasst wird und so unmittelbar automatische Lenkwinkelkorrekturen eingeleitet werden, wie es selbst geübten Experten nicht gelingen würde. Ist das Fahrzeug für die Rückkehr in einen stabilen Zustand noch zu schnell, wird über die Systemvernetzung der ESP-Bremseingriff ausgelöst, bis die kritische Situation entschärft ist.

Beim Bremsen auf einem Untergrund mit sehr unterschiedlichen Reibwerten wie es z. B. häufig bei winterlichen Straßenverhältnissen vorkommt, entsteht meist ein Giermoment, das den Wagen aus der geplanten Fahrspur ausbrechen lässt. Dieses Unfallrisiko kann die Aktivlenkung weitgehend mit der Funktion „Giermomentenkompensation“ eliminieren.

Bei einer Notbremsung auf einer nur teilweise griffigen Fahrbahn erkennt der Gierratensor im Fahrzeug eine beginnende Drehbewegung um die Fahr-

zeughochachse. Das Steuergerät der Aktivlenkung wertet dieses Signal aus und leitet in Sekundenbruchteilen eine dosierte automatische Gegenlenkbewegung ein. Dieser Lenkeingriff, von dem der Fahrer nur über eine leichte Momentenschwankung am Lenkrad etwas spürt, läuft in einem geschlossenen Regelkreis ab, bis das Fahrzeug zum Stillstand gekommen ist. Damit bleibt das Fahrzeug während des gesamten Bremsvorganges ohne Zutun des Fahrers richtungsstabil, selbst wenn die Reibverhältnisse der Fahrbahn über den Bremsweg sich mehrfach ändern (**Bild 3-162**).

Ein weites Feld von Stabilisierungsfunktionen mittels Aktivlenkung kann künftig mit der Kompensation von vielerlei anderen Störgrößen auf Umsetzbarkeit untersucht werden. Hilfreich wären z. B. die Kompensation von Windböen, von stark unterschiedlichen Fahrwiderständen zwischen linker und rechter Fahrspur wie z. B. zwischen Asphalt und Grasnarbe, sowie von unterschiedlichem Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs je nach Beladungszustand oder je nach Bereifung bzw. Luftdruck in den Reifen.

Letztlich ist es ratsam, alle in der Fahrpraxis vorkommenden Störgrößen auf ihre Auswirkung bezüglich der Fahrstabilität zu untersuchen. Sind die Auswirkungen bei bestimmten Störgrößen signifikant, macht es Sinn, dafür Stabilisierungsfunktionen in Form von dosierten, geregelten Lenkeingräften zu entwickeln. Diese kompensieren dann die Auswirkungen der Störgrößen soweit, dass das Fahrverhalten eines Fahrzeugs auch in kritischen Ausnahmesituationen für den Fahrer vorhersehbar und damit beherrschbar bleibt.

Wie beschrieben gibt es heute im Fahrzeug eine Reihe von unterschiedlichen Fahrerassistenz- und Stabilisierungssystemen. Historisch wurden sie jeweils als *Stand-alone-System* entwickelt, das autark in der Lage ist, Fahrsicherheit und Fahrkomfort in spezifischen Situationen zu verbessern. Da jedes dieser Systeme nur einen mehr oder weniger großen Beitrag zur Vision des unfallvermeidenden Fahrzeugs leisten kann, muss es Ziel sein, diese Systeme über Schnittstellen nach Belieben miteinander zu vernetzen. Alle an Bord verfügbaren Teilsysteme der Segmente Bremse, Lenkung und Antriebsstrang können so für eine abgestufte Assistenz- und Stabilisierungsstrategie im Fahrzeug herangezogen werden. Zur Realisierung eines komplett vernetzten Chassismanagements – was für die Vision des unfallvermeidenden Fahrzeugs unabdingbar ist – muss z. B. ein übergeordnetes Steuergerät kritische Fahrzustände erkennen, sie analysieren und entsprechend in der Software hinterlegter Sicherheitsstrategien diejenigen Teilsysteme aktivieren, die situationsgerecht den jeweils besten Beitrag zur Entschärfung der Gefahrenlage beisteuern können. Für die Lenkungs-hersteller ist deshalb ein Hauptziel, den Strauß von möglichen Lenkassistenz- und Stabilisierungsfunktionen der Aktivlenkung Stück für Stück auszuweiten. Dabei kommt es darauf an, zusammen mit den Fahrzeugherstellern recht früh abzuprüfen, welche dieser neuen Funktionen dem Fahrer tatsächlich von Nutzen sind und welche eher nicht.

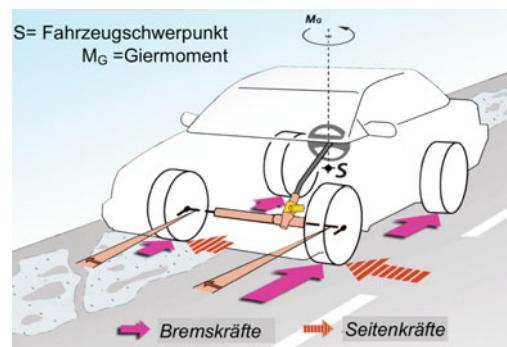


Bild 3-162: Prinzipdarstellung von Entstehung und Kompensation eines Giermomentes im Fahrzeug

Die Entscheidungsfindung, welche Funktionen tatsächlich komfort- und sicherheitssteigernd sind, kann nicht mehr allein von technischen Experten gemacht werden. Bei der Aktivlenkung mit dem autonomen Lenkeingriff ist die Gefahr groß, neu entwickelte Funktionen, die für sich betrachtet ganz interessant scheinen, beim Fahren als unangenehm, unerwartet, irritierend oder gar gefährlich zu empfinden. Eine Reihe von wissenschaftlichen Untersuchungen durch Psychologen hat dabei gezeigt, dass es eine Anzahl neuer Lenkungsfunktionalitäten gibt, deren Wirkung auf den unbefangenen Fahrer sehr genau untersucht werden muss. Dabei wird über praktische Fahrversuche mit einer Gruppe repräsentativer Probanden bewertet, ob und ggf. bis zu welcher Intensität ein fahrerunabhängiger Lenkeingriff an der Vorderachse einen beliebigen Fahrer grundsätzlich unterstützt. Die Erkenntnisse daraus bilden die Basis für die Einführung neuartiger Assistenz- und Stabilisierungsfunktionen ebenso wie für die Festlegung der Grenzwerte der Intensität des Lenkeingriffs [42], [43].

3.4.7 Zahnstangenservolenkung mit Momenten- und Winkelsteller

In den Abschnitten 3.4.2 Hydraulische Zahnstangenservolenkung, 3.4.5 Elektromechanische Lenkung und 3.4.6 Aktivlenkung und Überlagerungslenkung wurden drei wichtige Erkenntnisse herausgearbeitet:

1. Das Lenksystem kann einen wesentlichen Beitrag zur Fahrsicherheit und zum Fahrkomfort leisten.
2. Bestimmte Komfort- und Sicherheitsbeiträge sind nur über lenkungsspezifische Fahrerassistenz- oder Fahrstabilisierungsfunktionen erzielbar.
3. Um alle wichtigen lenkungsrelevanten Assistenz- und Stabilisierungsfunktionen darzustellen, müssen sowohl das Lenkmoment als auch der Lenkwinkel fahrerunabhängig modulierbar sein.

Das bedeutet, dass die künftige Wunschlenkung für den Pkw idealerweise eine Kombination aus elektromechanischer Servolenkung und Aktivlenkung sein

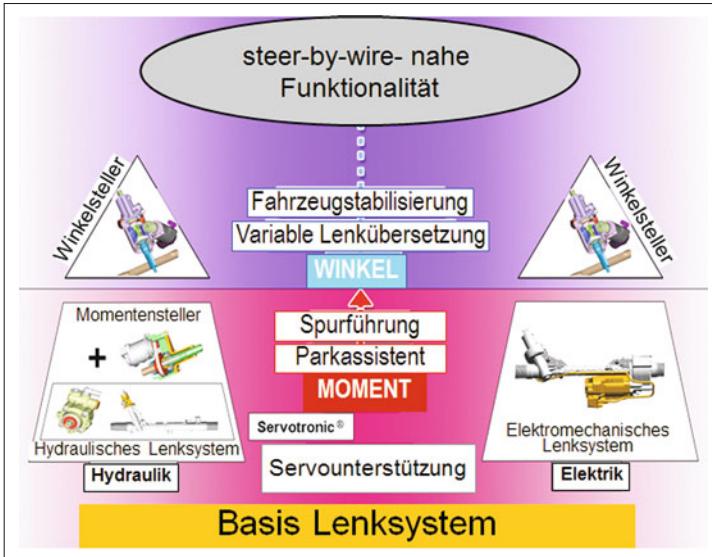


Bild 3-163:
Leistungsspektrum von Lenkungen mit Momenten- und Winkelvarianz

sollte (**Bild 3-163**). Bei der elektromechanischen Lenkung wurde aufgezeigt, dass allein über entsprechend der Fahrsituation angepasste Lenkmomente eine Vielzahl an fahrerunterstützenden Funktionen umsetzbar ist, die ein intelligentes elektronisches Steuergerät bereitstellen kann, sofern es über entsprechende Schnittstellen Zugriff auf Informationen anderer relevanter Fahrzeugeilsysteme hat.

Die Aktivlenkung mit der Möglichkeit des fahrerunabhängigen Lenkeingriffs zur Korrektur des vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkels unterstützt den Fahrzeuglenker besonders dort, wo er überfordert ist oder nicht schnell genug unfallvermeidende Maßnahmen eingeleitet hat. Auch dazu ist ein intelligentes elektronisches Steuergerät von Nöten, das z. B. über CAN/FlexRay-Bus-Schnittstellen Signale anderer bordbegrennter Systeme auswerten und in Stellgrößen für die Differenzwinkelheit umsetzen kann. Es gibt im Markt bereits die physische Zusammenfassung beider Lenkungstypen. Die Herausforderung bei diesen Systemen ist der erforderliche Energiebedarf im Vergleich zu der verfügbaren Bordnetzleistung im heutigen Pkw. Daher sind für diese Systeme meist zusätzliche Bordnetzmaßnahmen notwendig.

Ähnlich wie bei der heutigen Aktivlenkung lassen sich die elektrischen Stellglieder für Lenkmoment und Lenkwinkel wahlweise als modulare Baueinheiten ausführen und getrennt vom Lengetriebe innerhalb des Lenkstranges unterbringen. Dies ergibt eine oft gewünschte Einbau- und Kombinationsflexibilität.

3.4.8 Hinterachs- und Allradlenkung

Lenkt man ein Fahrzeug allein über die eingeschlagenen Räder an der Hinterachse, so führt das zu einem etwas merkwürdigen Fahrverhalten. Zum Einleiten der Richtungsänderung schwenkt das Fahrzeugheck

aus und zwingt die starren Vorderräder quasi um die Kurve. Der dabei eingestellte Kurvenradius lässt sich nur mit viel Erfahrung einschätzen und vorhersehen. Das Fahrzeug wirkt zwar bei Kurvenfahrt überraschend wendig, zeigt aber wenig Geradeauslauf- und Kurvenstabilität, da man ständig ein Ausbrechen des Hecks befürchten muss.

Aus diesen Gründen und der Grundsatzforderung des Gesetzgebers (s. Abschnitt 3.4.1, Anforderungen und Bauformen), dass für jedes Fahrzeug ein Fahrverhalten sicherzustellen ist, das ein Fahrer einschätzen und vorhersehen kann, ist eine reine Hinterachslenkung nur für langsam fahrende Fahrzeuge wie Gabelstapler oder Baustellenfahrzeuge zugelassen. Es macht trotzdem Sinn, solche Fahrzeuge mit Hinterachslenkungen auszurüsten, um sich die besondere Handlichkeit und Wendigkeit zu Nutzen zu machen.

Beim Rückwärtseinparken eines normalen Pkw mit Vorderachslenkung nutzen wir beispielsweise die außergewöhnliche Wendigkeit der Hinterradlenkung insofern, als wir aus einem Frontlenker einen Hecklenker machen. Obwohl wir dabei einen recht indirekt übersetzten Rückwärtsgang benutzen, der nur geringe Fahrgeschwindigkeit zulässt, wissen wir alle, wie schwer es selbst geübten Fahrern fällt, die vorgesehene Fahrroute präzise einzuhalten.

Möchte man die Vorteile der traditionellen Vorderradlenkung mit dem spezifischen Nutzen der Hinterradlenkung kombinieren, führt dies zur Entwicklung der Allradlenkung.

Wenn der Nutzen der Hinterradlenkung auf die Benutzung der besonderen Wendigkeit beschränkt bleibt und die Funktion bei höherer Fahrgeschwindigkeit abgeschaltet wird, bleibt der technische Aufwand für einen Pkw in vertretbarem Rahmen. Allerdings ist dann nur ein Vorteil des Systems genutzt, sodass es fraglich ist, ob dies ausreicht, einen nennenswerten Markterfolg zu

erzielen. Dies ist vermutlich der Grund warum eine solche Anwendung bisher nur für ein paar militärische Sonderprojekte oder spezielle Lieferwagen mit langem Radstand von Interesse ist.

Soll der mögliche Nutzen einer Allradlenkung über den gesamten Betriebsbereich eines Pkw verfügbar sein, ist ein sehr hoher technischer Systemaufwand zu investieren. Das hat zum einen mit den komplexen fahrdynamischen Zusammenhängen zu tun, um bei allen Betriebszuständen ein sicheres, komfortables und für den Fahrer einschätzbares Fahrverhalten zu erreichen. Zum anderen sind hohe Sicherheitsstandards einzuhalten, um bei Systemfehlern keine unbeherrschbaren Fahrzustände zu erzeugen. Zur Erläuterung sollen zwei Beispiele dienen.

Wenden bei langsamer Fahrt mit kleinstmöglichem Wendekreis:

Wendekreis: Dazu müssen die Hinterräder entgegengesetzt zum Einschlag der Vorderräder, also gegenläufig, eingeschlagen werden. So stehen die Räder von Vorder- und Hinterachse auf einer gemeinsamen Kreisbahn und es ist Wenden auf kleinstem Raum, beispielsweise in engen verwinkelten Altstadtgassen, problemlos möglich (**Bild 3-164**, links).

Spurwechsel mit höherer Geschwindigkeit: Hierzu müssen die Räder der Hinterachse in gleicher Rich-

tung wie die der Vorderachse, also gleichläufig, eingesenkt werden. Nur dann ist ein stabiles und spurtreues Fahrverhalten erreichbar, das dem Fahrer ein sicheres Fahrgefühl vermittelt (**Bild 3-164**, rechts).

Bild 3-165 zeigt das Beispiel eines Kennlinienfeldes für die Allradlenkung.

Sensoren verschiedener Fahrzeugteilsysteme sowie der Vorderachslenkung erfassen Daten über den jeweiligen Fahrzustand wie z. B. Vorderachslenkwinkel und Fahrgeschwindigkeit..

Via bordeigenes Kommunikationssystem werden diese an das elektronische Steuergerät übermittelt. Dort werden die Informationen ausgewertet und über die Bildung von Sollwerten in Steuerbefehle zum Betreiben des Hinterachsstellers umgewandelt. Aus Sicherheitsgründen ist die Systemarchitektur ebenfalls redundant aufgebaut. Zwei leistungsstarke Mikroprozessoren, die sich gegenseitig auf Plausibilität und Funktionstüchtigkeit überwachen, steuern die Leistungsendstufe an, die bei modernen Lösungen mit mechatronischen Aktuatoren einen dynamischen, leistungsfähigen Elektromotor mit dem nötigen Strom zur Betätigung des Stellgliedes versorgt. Treten Fehler im System auf, muss das Steuergerät Art und Bedeutung des Fehlers analysieren und ebenfalls wie bei der Elektro- oder

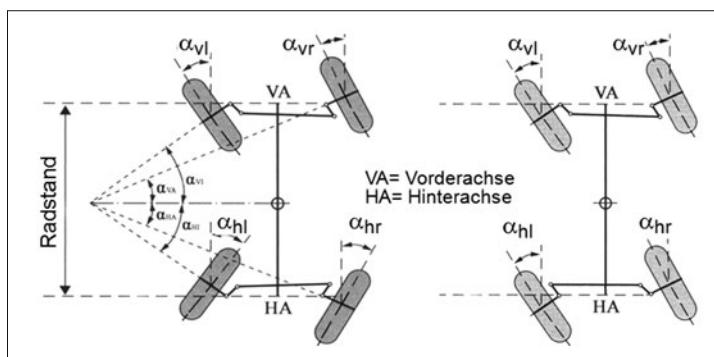


Bild 3-164:

Schema eines Wendemanövers mit Allradlenkung (gegenläufiger Radeinschlag, linkes Bild) und Schema eines Spurwechsels mit Allradlenkung (gleichläufiger Radeinschlag, rechtes Bild)

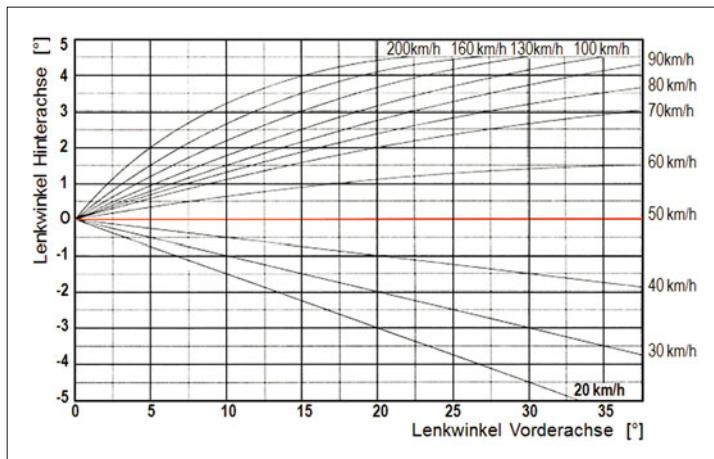


Bild 3-165:

Beispiel eines Kennlinienfeldes für die Allradlenkung

Aktivlenkung in Sekundenbruchteilen Ersatzmaßnahmen einleiten. Zwei Ersatzmaßnahmen sind je nach Situation zum Zeitpunkt des Ausfalls hilfreich: Im einen Fall werden die eingeschlagenen Hinterräder langsam auf Geradeausstellung zurückgefahren und in dieser Position verriegelt. Im anderen Fall wird die momentane Einlenkposition der Hinterräder beibehalten und blitzschnell blockiert. Eine Warnlampe zeigt dem Fahrer zeitgleich einen Systemfehler an. Über eine Diagnoseschnittstelle lassen sich anschließend genauere Informationen zur Fehlfunktion auslesen.

Wie bei der Vorderachslenkung werden auch für die Hinterachse hydraulische oder elektromechanische Aktuatoren benutzt. Die beiden Hinterräder werden miteinander verbunden. Da für viele Hinterachskonzepte die Unterbringung einer Verbindungsstange aus Platzgründen nicht möglich ist, können auch zwei voneinander unabhängige Aktuatoren verwendet werden [44]. Die Ausführungsbeispiele für elektromechanische Hinterachslenkungen zeigt **Bild 3-166**.

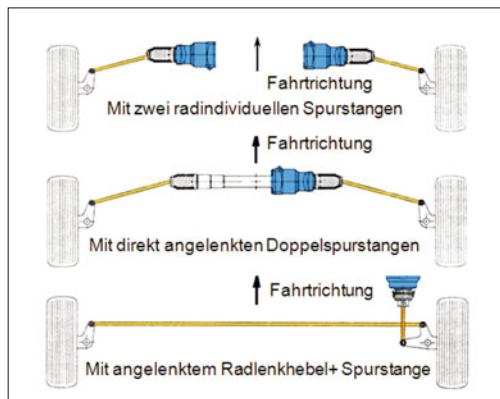


Bild 3-166: Elektromechanische Hinterachssteller

Ab ca. 1984 liefen einige Hinterradlenkungen in Serie. Leider konnte sich keines dieser Konzepte mit wirtschaftlichem Erfolg am Markt durchsetzen. Derzeit gibt es wieder vorsichtige Bemühungen, den vielseitigen Nutzen der Allradlenkung für den Pkw zu erschließen. Im Jahr 2008 haben zwei Fahrzeughersteller eine Hinterachslenkung in Ihre Fahrzeuge integriert, Renault im Laguna GT und BMW im 7er und ab 2010 im BMW 5er (s. Abschnitt 8.4.2).

Die zwischenzeitliche Einführung der elektromechanischen Vorderachslenkung in Volumenmodellen und der Aktivlenkung im Luxussegment erleichtert natürlich die Einführung ähnlich aufgebauter elektromechanischer Hinterachssteller. Ihre Systemkonzeption, alle Hauptbauteile wie Sensorik, Steuergerät, Elektromotor und Kugelumlaufgetriebe sind technisch vergleichbar und erfolgreich in Serie. Auch die nötige Infrastruktur wie z. B. das bordeigene CAN-Bus-Kommunikationssystem im Fahrzeug ist mittlerweile Stand der Tech-

nik. Dies alles verbessert die Kostensituation, es bleibt dennoch spannend, ob der Durchbruch bei der heutigen Kostensensibilität des Pkw-Marktes gelingen wird. Wird bei einem leistungsfähigen Pkw auf die Nutzung des engen Wendekreises verzichtet und nur auf die fahrdynamischen Vorteile des Hinterradlenkkonzeptes Wert gelegt, kann man sich mit der passiven Allradlenkung begnügen. Bei dieser Version von Hinterradlenkung werden eigentlich nur die Vorderräder aktiv gelenkt. Die Hinterradaufhängung lässt über eine definierte Elastokinematik mittels Gummi- oder Kunststoffbuchsen in Verbindung mit der Radaufhängungsmechanik gewisse Schwenkbewegungen der Hinterräder zu. Das damit in begrenztem Umfang erzielte passive Mitlenken der Hinterräder erhöht die Kurvenfreudigkeit und Agilität des Fahrzeugs merklich, ohne dass Geradeauslauf oder Spurstabilität in Kurven beeinträchtigt werden.

3.4.9 Steer-by-wire-Lenksystem und Einzelradlenkung

Alle bis heute für den Pkw entwickelten Serienlenksysteme basieren letztlich auf einer zuverlässigen mechanischen Übertragungseinrichtung zwischen Lenkrad und Rad. Der Fahrer hat damit unter allen Betriebsbedingungen des Fahrzeugs den direkten mechanischen Durchgriff auf die lenkbaren Räder und kann so unmittelbar seine vorgesehene Fahrroute umsetzen.

Die in den letzten Jahrzehnten von den Lenkungsherstellern und der Fahrzeugindustrie durchgeführten Weiterentwicklungen im Lenkungssektor beschränken sich weitgehend auf die Unterstützung der Lenkkraft. So bieten inzwischen hydraulische oder elektromechanische Servolenksysteme für alle möglichen Fahrzustände perfekt angepasste Lenkkräfte, vertrauen aber nach wie vor auf den mechanischen Übertragungsmechanismus. Besonders im Fehlerfall, d. h. wenn Servosysteme in den sogenannten Fail-Safe- bzw. Fail-Silent-Modus abgeschaltet werden, übernehmen mechanische Komponenten die Aufgabe, den Lenkbefehl des Fahrers auf die Räder zu übertragen.

Selbst bei der Aktiv- bzw. Überlagerungslenkung behält der mechanische Übertragungsmodus einen wichtigen Stellenwert. Zwar wird hier, wie in Abschnitt 3.4.6 beschrieben, die mechanische Verbindung zwischen Lenkrad und Rad erstmals aufgetrennt, um einen begrenzten autonomen Lenkeingriff durch einen elektromechanischen Steller durchführen zu können, jedoch ist konstruktiv in der Differenzwinkeleinheit sichergestellt, dass im Fail-Safe-Modus die durchgängige mechanische Rückfallebene zur Verfügung steht.

Mit Steer-by-wire-Lenksystemen wird erstmals ein neuer radikaler Ansatz versucht. Dieser ist gekennzeichnet durch eine rein elektronische Übertragung des Fahrerlenkwunsches bzw. eine völlige Entkopplung der mechanischen Lenkbewegung des Fahrers von der Lenkung der Räder. Die herkömmlichen me-

chanischen Übertragungseinrichtungen entfallen. Statt dessen erzeugt der Fahrer durch seine Lenkbewegung an der sogenannten Lenkhandhabe, heute noch dem traditionellen Lenkrad, künftig vielleicht auch einem Joystick oder einem anderen Steuergriß nur noch Daten, mit der eine elektronische Steuereinheit gespeist wird. Der Gesamtlenkbereich kann dabei drastisch von $\frac{1}{2}$ auf $\frac{1}{2}$ Lenkradumdrehung reduziert werden [45]. Dieses Steuermodul wertet die Daten aus und setzt sie in entsprechende Lenkbefehle um. Damit wird das Lenkgetriebe angesteuert, das die gewünschte Lenkbewegung ausführt.

Wertet man die Entwicklungshistorie der Pkw-Lenkung nur aus Konzeptsicht in den letzten 40 Jahren, so kann man stark vereinfacht von der „Evolution einer mechanischen Übertragungseinrichtung für den Lenkwunsch des Fahrers“ sprechen. Verglichen damit handelt es sich bei der Einführung der Steer-by-wire-Technologie um eine „Revolution in der Übertragung des Fahrerlenkwunsches“.

- ♦ Mit Hilfe von Hydraulik, Elektrik, Sensorik und Elektronik wurden in der Vergangenheit viele neue Komfort- und Sicherheitsfunktionen entwickelt, die das Führen eines Fahrzeugs deutlich komfortabler und sicherer gemacht haben.
- ♦ Trotz aller Hydraulik, Elektrik, Sensorik und Elektronik basiert das Sicherheitskonzept der derzeit fortschrittlichsten Aktivlenkung noch auf einer durchgängigen Kette erprobter mechanischer Bauteile.
- ♦ Steer-by-wire-Systeme in „Reinform“ unterscheiden sich drastisch im Sicherheitskonzept von herkömmlichen Lenksystemen. Im Fehlerfall genügt kein Abschalten des Systems in den Fail-Silent-Modus, sondern ein Fail-Operational-Modus, d. h. ein redundantes Ersatzsystem mit vollem oder reduziertem Funktionsumfang muss dafür existieren.
- ♦ Zur Markteinführung des Steer-by-wire-Systems im Pkw benötigt man wahrscheinlich für die erste

Phase der Vertrauensbildung eine klassische mechanische oder hydraulische Rückfallebene als Sicherheitskonzept.

Im Wesentlichen besteht ein Steer-by-wire-Konzept aus zwei Baugruppen, einem Lenkradmodul oder Lenkradaktuator und einem Lenkmodul oder Radaktuator (**Bild 3-167**). Das Lenkradmodul im Bereich der oberen Lenksäule umfasst ein herkömmliches Lenkrad, eine Anzahl von Sensoren, die Lenkwinkel und Lenkkraft bzw. Lenkmoment erfassen, und einen trägeitsarmen Lenkradmotor, der dem Fahrer das entsprechende Lenkgefühl vermittelt. Zwischen den beiden Modulen ist (zuerst) eine mechanische Rückfallebene vorzusehen [45].

3.4.9.1 Systemkonzept und Bauteile

Es könnte statt des Lenkrads auch ein beliebig anderes Steuerelement verwendet werden. Studien von Verkehrspychologen zeigen jedoch, dass das Lenkrad nach wie vor zu den besten Vermittlungsinstrumenten der für den Fahrer wichtigen haptischen Informationen zählt. Zudem vermindern dem Fahrer durch langjährige Übung vertraute Bedienelemente Unfallrisiken, falls reflexgesteuerte Lenkkorrekturen bei kritischen Fahrzuständen erforderlich sind.

Das Lenkmodul besteht hauptsächlich aus einem elektromechanischen Zahnstangenservolenkgetriebe. Aus Sicherheitsgründen wird die Zahnstange von zwei redundant aufgebauten Elektromotoren über evolvent-verzahnte Ritzel angetrieben. Die Hochleistungselektrontomotoren sind üblicherweise als bürstenlose permanentmagneterregte Gleichstrommotoren ausgeführt. Damit sie besonders kompakt bauen, benutzt man Magnetworkwerkstoffe aus seltenen Erdmetallen. Zur Erfassung von Lenkwinkel und Lenkkraft sind ebenfalls Sensoren im Lenkmodul installiert. Verschleißfreie, berührungslose magnetoresistive Sensorkonzepte werden dafür bevorzugt verwendet.

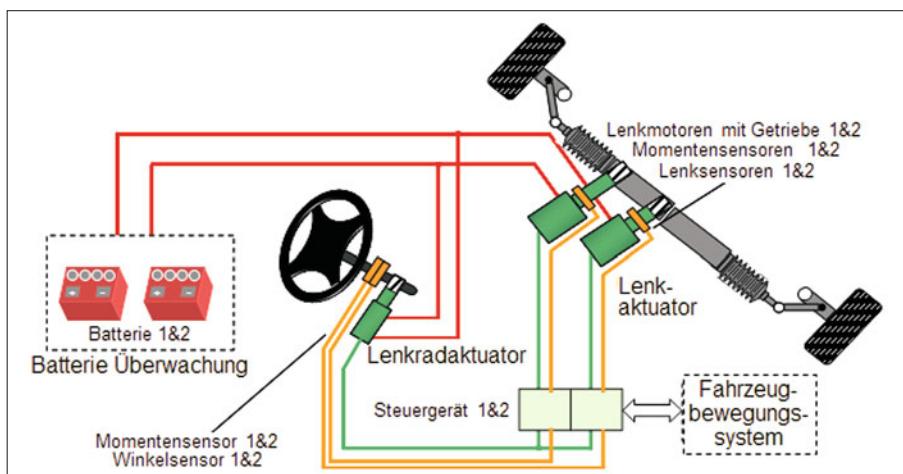


Bild 3-167: Konzeptdarstellung des Steer-by-wire-Lenksystems

Eine elektronische Steuereinheit verarbeitet alle von Lenkrad- und Lenkmodul registrierten Daten zusammen mit den aus anderen Fahrzeugsystemen zur Verfügung stehenden Informationen. Die technischen Anforderungen an die Leistungsfähigkeit des elektronischen Steuergerätes müssen allerhöchsten Ansprüchen genügen. Dies hat mit der enormen Vielfalt von permanent zu verarbeitenden Informationen zu tun ebenso wie mit der aus Sicherheitsgründen durchgängig redundanten Systemstruktur. In einigen Fällen erfordert dies bis zu drei von einander unabhängige Sensoren für ein einziges sicherheitsrelevantes Signal. Nur dann ist im Fehlerfall ein sicherer Fail-Operational-Modus des Systems bei jedem Fahrzustand garantiert. Die Sicherstellung der Betriebsbereitschaft dieser jederzeit nutzbaren unabhängigen zweiten Funktionseinheit erhöht die Komplexität der Steuereinheit enorm. Je nach Funktions- und Sicherheitsstruktur sind bis zu acht 32-Bit-Hochleistungsmikroprozessoren in der Steuereinheit konzentriert. Ihnen sind bestimmte Aufgaben zugeordnet, sie tauschen permanent untereinander Daten aus und überwachen sich gegenseitig auf Funktionstüchtigkeit und Plausibilität der ausgetragenen Sollwerte.

Aus Vereinfachungs- und Kostengründen sowie aus Sicht der Marktakzeptanz wird bei den ersten Steer-by-wire-Serienprojekten wohl noch – wie schon angesprochen – ein Sicherheitsbaustein als Fail-Safe-Rückfallebene für den Fehlerfall eingebaut. Dies kann je nach Fahrzeuggröße eine hydraulische oder eventuell mechanische Rückfallebene sein.

Die hydraulische Rückfallebene kann auf die traditionelle Lenkwelle als Verbindung zwischen Lenkrad und Lenkmodul verzichten, was, wie später gezeigt wird, einen wichtigen Systemvorteil bei der Steer-by-wire-Technik darstellt. Außerdem eignet sie sich auch für schwere Fahrzeuge der Luxusklasse, dem wichtigsten Fahrzeugsegment für Steer-by-wire-Technologie. Eine in das Lenkradmodul integrierte Handpumpe wie z. B. die in klassischen hydrostatischen Lenkanlagen der Schlepperindustrie eingesetzte Eaton-Verdrängerpumpe ist über Schläuche und Rohre mit einem in das

Zahnstangenservolenkgetriebe integrierten Arbeitszylinder verbunden – ähnlich einer klassischen hydraulischen Zahnstangenlenkung – und bildet somit für Notfälle ein hydrostatisches Ersatzlenksystem.

Ein kleiner Druckspeicher, der über die Hydraulikleitungen angeschlossen ist, sorgt stets für eine geschlossene Ölsäule im System. Die Zuschaltung des hydrostatischen Notlenksystems erfolgt durch ein federbelastetes Umschaltventil, das elektrisch ansteuerbar ist ähnlich einem Ruhestromrelais. Nicht zugeschaltet zirkuliert die hydrostatische Ölsäule wirkungslos zwischen den beiden kurzgeschlossenen Hälften des Arbeitszylinders (**Bild 3-168**).

Eine mechanische Rückfallebene ist einfacher und kostengünstiger umzusetzen. Sie eignet sich jedoch nur für leichtere Fahrzeuge, bei denen im Fehlerfall die gesetzlichen Grenzwerte der Betätigungs Kraft unter manuellen Notlenkbedingungen nicht überschritten werden. Hier bleibt außerdem die bisher bei Servolenkungen übliche Lenksäulen- und Lenkwellenkonsstruktion in den Hauptbestandteilen erhalten. An geeigneter Stelle ist die Lenkrolle mit einer elektrisch angesteuerten Trennkupplung ausgerüstet, die im Normalfall bestromt und offen ist, sodass Lenkrad- und Lenkmodul keine mechanische Verbindung haben. Im Fehlerfall wird die Trennkupplung stromlos geschaltet und über einen Federmechanismus geschlossen. Damit steht für Notlenkmanöver wieder eine durchgängige mechanische Rückfallebene mit direktem Durchgriff vom Lenkrad zu den gelenkten Rädern zur Verfügung.

Allerdings ist bei dieser Lösung ein wesentlicher Vorteil der „reinen“ Steer-by-wire-Version verloren gegangen. Weil die Lenksäule mit Lenkrolle als Bauteile für die Fail-Safe-Rückfallebene benötigt werden, sind der erweiterte Gestaltungsspielraum für Links- und Rechtslenker ebenso wie die bessere Crashsicherheit leider nicht mehr existent.

Ähnlich wie bei der elektromechanischen Lenkung beschrieben liegt die Problematik beim elektrischen Bordnetz. Eine unter allen Betriebsbedingungen sichere elektrische Stromversorgung muss garantiert

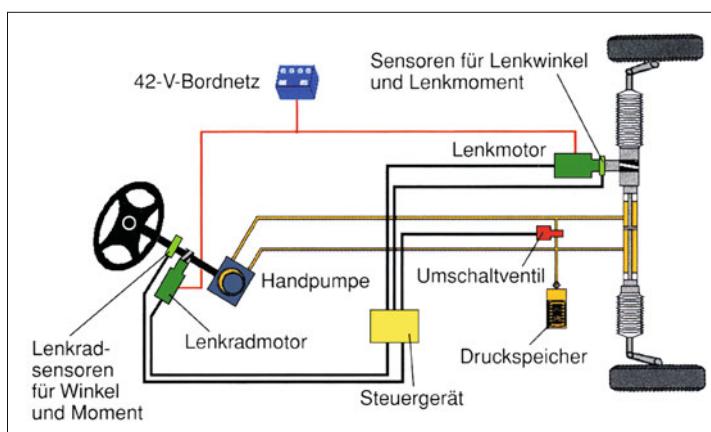


Bild 3-168:
Systembild eines Steer-by-wire-Lenksystems mit hydraulischer Rückfallebene [26]

sein. Das traditionelle 12/14-V-Netz ist dafür nicht ausreichend. Eine ausfallsicheres Bordnetz ist für die Einführung von Steer-by-wire-Systemen aber eine absolute Voraussetzung.

Aus all den genannten technischen Herausforderungen für ein Steer-by-Wire-System, fällt es schwer, mit den heute bekannten Kostenzielen ein solches System in den Markt zu bringen.

3.4.9.2 Technik, Vorteile und Chancen

Auf der einen Seite bietet der technische Freiraum zur Gestaltung von Lenkfunktionen unter Komfort-, Sicherheits- und Fahrerassistenzgesichtspunkten enorme Möglichkeiten bei Steer-by-wire-Konzepten durch die völlige Entkopplung von Lenkrad- und Lenkmodul. Es ist nur eine Frage der Anzahl von mittels Sensoren abgegriffenen Daten aus allen im Fahrzeug verfügbaren Systemen und deren Kombinationen mit Hilfe im Steuergerät abgelegter Regelalgorithmen, um dem Fahrer das Führen des Fahrzeugs unter allen vorstellbaren Betriebsbedingungen so sicher und so einfach wie möglich zu machen.

Auf der anderen Seite ist sehr genau darauf zu achten, dass dabei nicht über das Ziel hinausschossen wird. Wie die bereits angesprochenen Erfahrungen mit der elektromechanischen Lenkung und der Aktivlenkung gezeigt haben, muss man sorgsam darüber wachen, dass neu entwickelte Funktionen und Auslegungsprinzipien von allen Fahrern als unterstützend und hilfreich empfunden werden. Besonders Stabilisierungsfunktionen, die auf automatischen fahrerunabhängigen Lenkeingriffen beruhen, bergen die Gefahr, als Bevormundung des Fahrers oder gar als Entzug der Verantwortung für die jeweilige Fahrsituation wahrgenommen zu werden, was natürlich weder wünschenswert, noch nach Gesetzeslage zulässig ist.

Ein weiterer beachtenswerter Punkt bei Steer-by-wire-Systemen betrifft die in Echtzeit durch die Lenkhabe zu vermittelnden haptischen Informationen, die den Reifen-Fahrbahn-Kraftschluss möglichst präzise beschreiben müssen. Diese Information hat für den Fahrer hohen Stellenwert, weil er daran die passende Fahrgeschwindigkeit sowie das nutzbare Beschleunigungs- und Bremsvermögen des Fahrzeugs ausrichtet. Es ist meist auch die einzige Informationsquelle, die ihm schnell genug Kenntnis von sich plötzlich ändernden Fahrbahnreibwerten liefert, damit er nach erlernten Verhaltensmustern reflexartig eine gefährliche Situation wieder „einfangen“ kann.

Diese sogenannten Feedback-Informationen, die dem Fahrer das gewohnte Lenkgefühl vermitteln, müssen bei Steer-by-wire künstlich durch den Lenkradmotor im Lenkradmodul erzeugt werden. Entsprechend der vorliegenden Sensordaten errechnet die Steuerelektronik einen Stellwert für den Lenkradmotor, der am Lenkrad damit einen Lenkwiderstand abbildet. Dieser sollte im Idealfall die Kraftschlussverhältnisse Reifen-Fahrbahn genau, auf angenehmem Kraftniveau und in einem linearen Zusammenhang wiedergeben.

Auch Rückstellkräfte bei Kurvenfahrt lassen sich so simulieren. Beim Lenkeinschlag wirkt der Lenkradmotor der Einschlagrichtung und dem Einschlagmoment in beliebig festlegbarer Höhe entgegen, unabhängig davon, ob die Achsrückstellkräfte des Fahrzeugs ideale Werte erreichen oder nicht. Selbst ein Endanschlag lässt sich mit einem Blockademoment im Lenkradmotor simulieren, ohne dass ein mechanischer Anschlag in der oberen Lenksäule nötig ist.

Störkräfte, die auf die gelenkten Räder einwirken, beispielsweise Reifenunwucht, Schlaglocheinwirkung usw. lassen sich einfach selektiv ausblenden oder am Lenkrad mit beliebiger Stärke abbilden. Über die Gestaltung der Steuerungssoftware lässt sich dies beliebig skalieren, was bei traditionellen Lenksystemen mindestens konstruktive Maßnahmen an Mechanik oder Hydraulik erfordert hätte.

Auf dieselbe Art und Weise kann das Lenksystem über die parametrisierbare Software optimal an jedes Fahrzeug angepasst werden. Selbst das Eigenlenkverhalten wie Über- oder Untersteuern kann man damit beeinflussen, um jedem Fahrzeugtyp den gewünschten Markencharakter bei der Fahrdynamik aufzuprägen, den man auch „Blend-by-wire“ nennt. Denkbar ist selbst, dem persönlichen Fahrstil des jeweiligen Fahrers dadurch Rechnung zu tragen, dass seine bevorzugten Lenkungsparameter individuell ermittelt und gespeichert werden. Nach Abspeicherung können sie dann analog einer heutigen Sitz- oder Spiegel-Memoryfunktion jederzeit bei Fahrtantritt abgerufen werden.

Was die Fahrerassistenz- und Stabilisierungsfunktionen angeht, lassen sich selbstverständlich alle bereits bei der elektromechanischen Servolenkung und der Aktiv- bzw. Überlagerungslenkung praktizierten und dort beschriebenen Lösungen wie variable geschwindigkeitsabhängige Übersetzung, Lenkvorhalt, Gierattenregelung, Giermomentenkompensation, Seitenwindausgleich, automatisiertes Einparken usw. umsetzen. Insofern stellt zumindest die Aktivlenkung in Teilbereichen schon einen ersten Schritt zur Steer-by-wire-Funktionalität dar.

Durch die vollständige mechanische Entkopplung von Lenkrad und Lenkgetriebe lassen sich in ferner Zukunft sicherlich noch visionärere Funktionen entwickeln. Vollautomatische Spurführung, vollautomatisierte Ausweichmanöver ohne Zutun des Fahrers – wenn die Bordsensorik unmittelbar drohende Unfallgefahr durch ein vom Fahrer unerkanntes Hindernis feststellt – sowie in Verbindung mit allen anderen Fahrzeugsystemen des Brems- und Antriebsbereiches letztlich ein autonomes Fahren ist vorstellbar.

Wenn Software immer mehr Aufgaben der Hardware übernehmen kann, lassen sich gewöhnlich deutliche Kosteneinsparungen realisieren. Dieser Effekt würde die positive Marktazeptanz begünstigen.

Mit Hilfe einer Einzelradlenkung (jedes Vorderrad wird einzeln von einem elektrisch angesteuerten Aktuator eingelenkt und die starre Verbindung über eine Spurstange entfällt) kann der Radeinschlagwinkel allein über die in der Software des Steuergerätes hin-

terlegten Regelalgorithmen so individuell ausgeführt werden, dass die heutigen ausgeklügelten mechanischen Multilinkerrachsen durch viel einfache und kostengünstigere Radaufhängungen ersetzbar sind. Doch bis diese Vision zur Realität geworden ist, müssen noch eine Reihe gesetzlicher Vorschriften geändert werden. Zudem muss dem Sicherheitsbedürfnis der Autofahrer durch den Nachweis der Fehlersicherheit komplexerer elektronischer Systeme Rechnung getragen werden.

Die Chancen einer Einführung bei von Grund auf neu entwickelten Fahrzeugkonzepten, wie Hybrid- und Elektrofahrzeugen, in denen Elektromotoren direkt als Radantrieb eingesetzt werden können, sind mit Sicherheit höher als in den konventionellen Fahrzeugen mit Verbrennungsmotoren.

auch die Insassen vor unangenehmen Hub-, Nick- und Wankschwingungen sowie vor Stößen schützen und damit zum mechanischen Schwingungskomfort beitragen. Darüber hinaus soll sie für eine möglichst gleichmäßige Bodenhaftung der Räder sorgen, als Voraussetzung für die zur Kurshaltung, zum Antreiben und Bremsen erforderliche Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. Dies ist ein wesentlicher Aspekt der Fahrsicherheit.

Die Federung trägt ebenfalls durch die Aufteilung der Wankabstützung zwischen den beiden Achsen maßgeblich zum Fahrverhalten eines Fahrzeugs bei.

In Bild 3-169 sind Anforderungen an ein Federungssystem zusammengefasst. Für den Fahrkomfort sind diese geringe Aufbaubeschleunigungen, geringe Nick- und Wankbewegungen und für die Fahrsicherheit geringe Radlastschwankungen.

3.5 Federn und Stabilisatoren

3.5.1 Aufgabe der Federung

Federn sind elastisch nachgiebige Bauteile, die Verformungsarbeit ohne plastische Deformation aufnehmen, diese in Form von potentieller Energie speichern und bei Entlastung wieder abgeben. Dies gilt auch bei wiederholter und schwingender Belastungen. Die Höhe der gespeicherten Energie ist vom Verformungsweg und von der Belastung abhängig.

Die Federung im Fahrwerk als Oberbegriff für das Zusammenwirken von Tragfedern, Stabilisatoren und Schwingungsdämpfern hat mehrere, höchst bedeutende Aufgaben zu erfüllen, die sowohl zum Komfort als auch zur Fahrsicherheit eines Fahrzeuges beitragen. So soll sie den Fahrzeugaufbau und damit vor allem

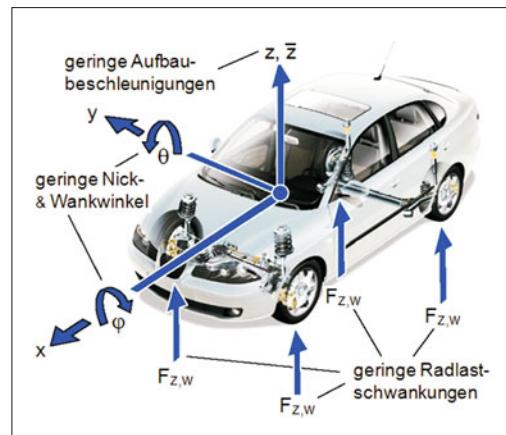


Bild 3-169: Anforderungen an ein Federungssystem

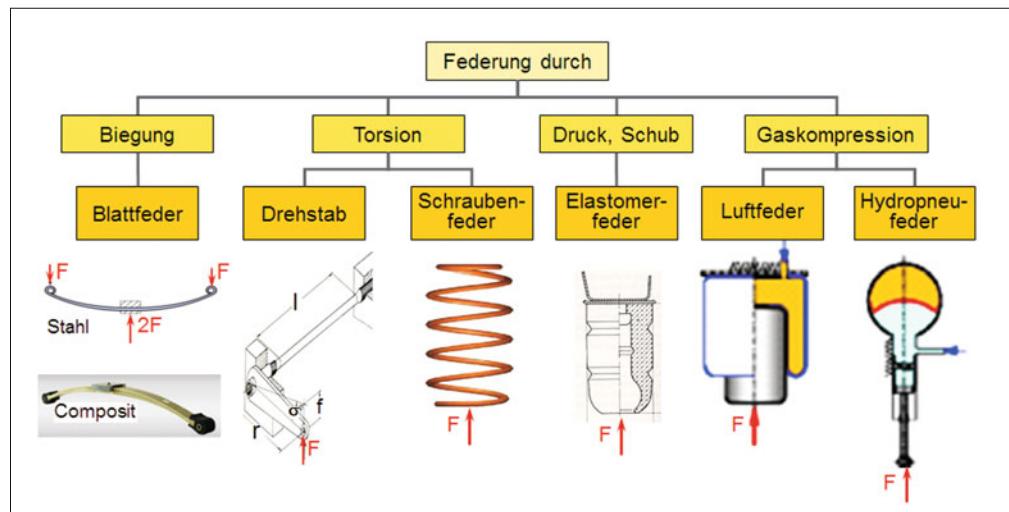


Bild 3-170: Systematik für Pkw-Fahrwerkfedern

3.5.2 Systematik der Federarten

Federn lassen sich nach der Art des Federstoffes in drei Hauptgruppen einteilen: Festkörperfedern, Hydrofedern und Gasfedern. Zu den Festkörperfedern zählen Stahlfedern, Metallfedern (z. B. Titanfedern) oder Nichtmetallfedern (z. B. Biegefedern aus Faserverbundwerkstoffen mit Glasfasern).

Für die Anwendungen im Pkw Fahrwerk eignet sich eine Aufteilung nach den Hauptbeanspruchungen eher. Wie im **Bild 3-170** dargestellt, können diese in Biegung (Blattfeder), Torsion (Schrauben- und Drehstabfeder), Druck/Schub (Elastomerefeder) und Gaskompression (mit und ohne Hydraulik) unterteilt werden.

Als Aufbaufedern werden heute fast ausschließlich Schraubendruckfedern aus Federstahl eingesetzt. In besonderen Fällen auch Blattfedern aus Stahl und in einigen Fahrzeugen aus Faserverbundwerkstoffen.

Reine Gasfedern finden wegen ihren höheren Kosten nur in Premiumfahrzeugen oder in den Fahrzeugen mit Niveauregelung ihre Anwendung.

Hydropneumatische Federungen sind teilweise in aktiven Fahrwerken zu finden.

Die Drehstabfeder aus Stahl wird heute ausschließlich als Stabilisator verwendet und Elastomere aufgrund ihrer hohen und progressiven Federsteifigkeiten als Endanschlagsfederung.

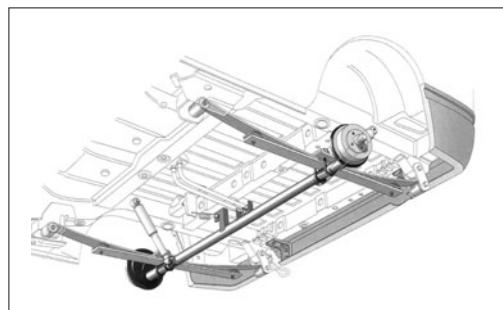


Bild 3-171: Blattfeder geführte Hinterachse bei einem Lieferfahrzeug (aktueller VW-Caddy)

Dämpfungseigenschaften. Daher können Blattfedern die Arbeit der Schwingungsdämpfer unterstützen. Die verschiedenen Blattfederkonstruktionen basieren auf einfachen Grundbauformen (**Bild 3-172**) [46]:

Rechteck

Ein Biegebalken mit konstantem Rechteckquerschnitt kann als einfachste Form der Blattfeder angesehen werden. Aufgrund des linear ansteigenden Biegemoments vom freien Balkenende bis zur Einspannung sind jedoch große Teile des Federelementes nicht ausgenutzt, sodass ein hohes Federgewicht resultiert.

Dreieck

Bei einer Blattfederkonstruktion mit konstanter Dicke und linear zunehmender Breite vom freien Ende bis zur Einspannung passt sich die Federform dem Biegemomentenverlauf ideal an und bildet somit einen Träger gleicher Festigkeit. Das spitz zulaufende, freie Ende ist jedoch zur Krafteinleitung ungeeignet und die große Breite in der Einspannung stört in vielen Fällen, sodass sich diese Grundbauform nicht durchgesetzt hat.

Trapez

Eine Trapezfeder entsteht, wenn das freie Ende der Dreieckfeder bei konstanter Blattdicke abgeschnitten wird. Die Trapezfeder kann als Grundbauform der konventionellen, geschichteten Blattfeder angesehen werden.

Parabel

Bei konstanter Breite und einem Dickenverlauf, der einer invers quadratischen Parabel folgt, ergibt sich die Grundform der Parabelfeder. Ebenso wie die Dreieckfeder stellt sie einen Biegeträger gleicher Festigkeit dar. Da die Parabelfeder in idealer Ausführung wegen der dünnen Enddicken nicht zur Einleitung von Kräften geeignet ist, wird sie in der Praxis so ausgeführt, dass sie ab dem letzten Viertel ihrer freien Länge ihre Dicke beibehält. Die Parabelfeder ist leistungsfähiger als die Dreieckfeder, weil sie innerhalb gegebener Blattbreite und Federlänge ein größeres Materialvolumen unterbringt.

3.5.3 Konstruktion und Berechnung von Stahlfedern

Im Fahrwerk werden drei Arten von Stahlfedern eingesetzt: Blattfedern, Stabfedern und Schraubendruckfedern. Blattfedern waren die ersten bekannten Fahrwerksfedern. Im Jahr 1703 wurde als Aufhängung des Wagenkastens die erste Schraubendruckfeder aus Stahl eingeführt und ist spätestens seit der Erfindung des McPherson-Federbeins aus den aktuellen Fahrwerken nicht mehr wegzudenken. Mit zunehmenden Anforderungen an die Fahrdynamik wurden auch Drehstabfedern bzw. Stabilisatoren eingesetzt.

3.5.3.1 Blattfedern

Blattfedern stellen eine klassische Federform dar, die schon bei Kutschen eingesetzt wurden. In Verbindung mit Starrachsen finden konventionelle Blattfedern aber heute nur noch bei wenigen Personalfahrzeugen, insbesondere bei reinen Geländefahrzeugen, Verwendung. Bei Nutzfahrzeugen hingegen sind Blattfedern nach wie vor an Vorder- und Hinterachse die Standardlösung.

Der wesentliche Vorteil der Blattfeder gegenüber anderen Federbauarten besteht darin, dass sie nicht nur als Federelement dient, sondern gleichzeitig als Konstruktionselement zur Verbindung von Aufbau und Achse, insbesondere die Führung der Achse, übernehmen kann (**Bild 3-171**).

Darüber hinaus besitzen Mehrblattfedern aufgrund der Reibkräfte zwischen den Federblättern noch gewisse

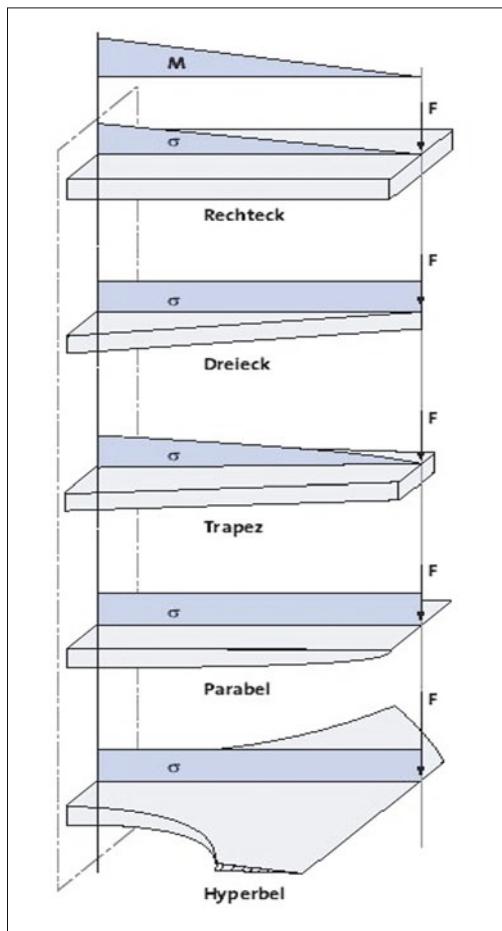


Bild 3-172: Grundformen von Blattfedern

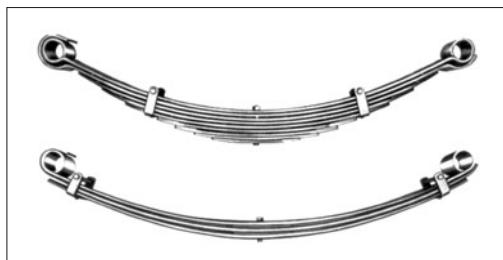


Bild 3-173: Trapezfeder (oben) und Parabelfeder (unten)

eine lineare Federkennlinie. Auf Basis der Grundbauformen von Blattfedern unterscheidet man bei der linearen Blattfeder zwischen Trapez- und Parabelfedern (**Bild 3-173**) [46], [46a].

Trapezfeder

Die Trapezfeder entsteht aus einem doppelt trapezförmigen Einzelement (**Bild 3-174**). Zusätzlich befindet sich in der Mitte ein rechteckiges Segment von der Länge der Mitteneinspannung. Indem dieses abgewandelte Doppeltrapez gedanklich in schmale Blattstreifen von halber Federbreite zerschnitten wird und die einzelnen Streifen aufeinander geschichtet werden, erhält man den Grundkörper der Trapezfeder.

Die in der Regel zahlreichen Einzelblätter der Trapezfeder berühren sich auf voller Länge untereinander und verschieben sich daher bei Federbewegungen gegeneinander. Je nach örtlicher Flächenpressung ergeben sich daraus Kräfte, die wegen des aus der Schichtung entstandenen vielfach unbestimmten Systems schwierig zu erfassen sind. Darüber hinaus sind diese Reibkräfte zustands- oder umweltabhängig, können zu einem Verschleiß der Beschichtung und dadurch zu starker Korrosion führen. Die Folge ist eine zeit- und

Hyperbel

Nimmt die Dicke von der Einspannung zum freien Ende linear auf Null ab und wird die Querschnittsfläche konstant gehalten, so ergibt sich für die Breite die Form einer Hyperbel. Mit dieser Form liegt ebenso wie bei der Dreieck- und der Parabelform ein Träger gleicher Biegefesteitgkeit vor. Um die unendlich kleine Enddicke bei unendlich großer Endbreite zu vermeiden, begrenzt man den hyperbolischen Breitenverlauf und führt den Träger ab einer bestimmter Länge mit konstanter Breite und Dicke bis zum Trägerende aus. Die Realisierung einer Blattfeder auf Basis der genannten Grundformen, würde bei der Mehrzahl der Anwendungsfälle zu einer zu großen Breite führen. Daher bestehen Blattfedern üblicherweise aus mehreren Federblättern konstanter Breite, die zu einem Federpaket zusammengefasst werden.

Blattfedern mit linearer Kennlinie

Sind alle Federlagen einer Blattfeder über den gesamten Federweg an der Federung beteiligt, ergibt sich

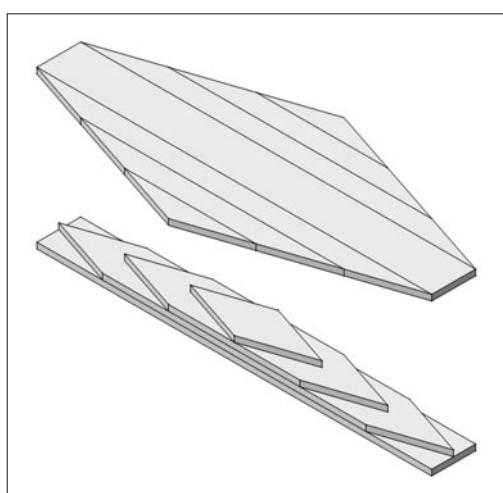


Bild 3-174: Grundkörper einer Trapezfeder

zustandsabhängige Federkennlinie mit veränderlicher Hysterese. Um die Reibkräfte zu reduzieren, können die Gleitflächen der Federblätter gefettet, lackiert oder mit Korrosionsschutzwachs behandelt werden. Jedoch wirken diese Maßnahmen nur zeitlich begrenzt, sodass eine regelmäßige Wartung der Trapezfeder erforderlich ist. Eine Konsequenz aus dem negativen Einfluss der hohen, unkontrollierten Zwischenblattreibung ist die Reduzierung der Blattzahl von Trapezfedern.

Parabelfeder

Die Grundbauform der Parabelfeder mit endlicher Dicke am Blattende stellt in sich schon eine praktisch verwendbare Blattfeder dar, sofern die erforderliche Blattbreite noch konstruktiv ausführbar ist. Mit einer gegenüber der idealen Parabel überhöhten und konstanten Dicke über die Länge der Mitteneinspannung wird sie als Einblatt-Parabelfeder in meist leichteren Fahrzeugen eingesetzt (s. Bild 3-171).

Wird die vorgesehene Einbaubreite von der errechneten Breite überschritten, so werden mehrere parabelförmige Federblätter übereinander platziert, sodass eine Parallelschaltung entsteht.

Blattfedern mit progressiver Kennlinie

Um ein möglichst großes Nutzlastverhältnis bei Nutzfahrzeugen zu erzielen, werden oft progressive Federn eingesetzt. Durch die in Bild 3-175 dargestellten Möglichkeiten können Blattfedern mit progressiver Kennlinie erzeugt werden [46].

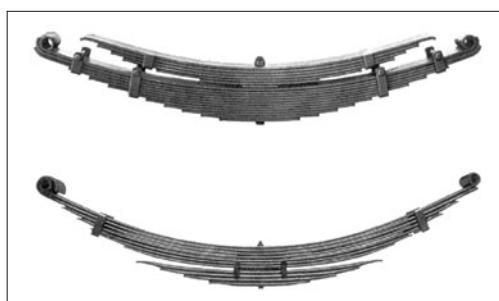


Bild 3-175: Blattfeder mit Zusatzfeder (oben) bzw. Stützfeder (unten) zur Erzielung progressiver Kennlinien

Berechnung

Die Berechnung von Blattfedern erfolgt nach den Grundlagen der Festigkeitslehre. Den Zusammenhang zwischen den Verformungen und Spannungen liefert das Hook'sche Gesetz. Daraus ergibt sich die Beziehung zwischen der Durchbiegung f und der Last F am Ende eines einseitig eingespannten Biegebalkens abhängig vom Elastizitätsmodul E des Werkstoffes, Flächenträgheitsmoment I und Länge l (Bild 3-176):

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (3.10)$$

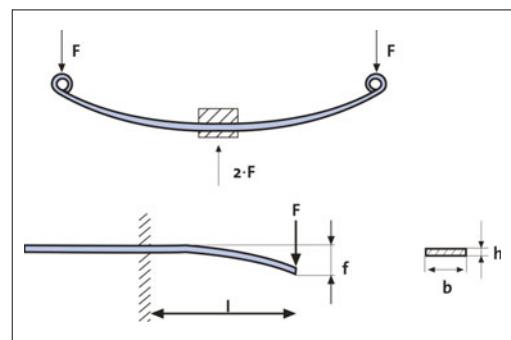


Bild 3-176: Berechnungsgrundlagen für Blattfedern

Für das Flächenträgheitsmoment eines Rechteckquerschnittes gilt:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (3.11)$$

Damit erhält man entsprechend für die Federsteifigkeit einer Blattfederhälfte:

$$c_f = \frac{F}{f} = \frac{1}{4} \cdot \frac{b \cdot h^3}{l^3} \cdot E \approx \text{const} \quad (3.12)$$

Die maximale Biegespannung ergibt sich aus:

$$\sigma_{b\max} = \frac{3 \cdot F \cdot l}{b \cdot h^2} \quad (3.13)$$

Die nachfolgend zusammengestellten Berechnungsgleichungen der verschiedenen Blattfederkonstruktionen gelten für die Berechnung der Feder bei vertikaler Belastung. Für die symmetrische Trapezfeder mit gleicher Dicke (Bild 3-177) erhält man mit n als Anzahl der Einzelblattfedern:

$$f = \frac{2 \cdot K \cdot F \cdot l^3}{E \cdot n \cdot b \cdot h^3}, \quad c_f = \frac{E \cdot n \cdot b \cdot h^3}{2 \cdot K \cdot l^3},$$

$$\sigma_{b\max} = \frac{3 \cdot F \cdot l}{n \cdot b \cdot h^2} \quad (3.14)$$

Der angegebene Durchbiegungsfaktor K ergibt sich in Näherung aus der Gesamtanzahl der Einzelblattfedern n und der Anzahl der Federn an den Enden n' :

$$K = \frac{3 \cdot n}{2 \cdot n + n'} \quad (3.15)$$

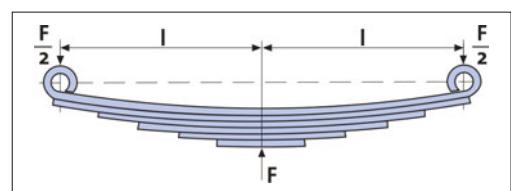


Bild 3-177: Symmetrische Trapezfeder

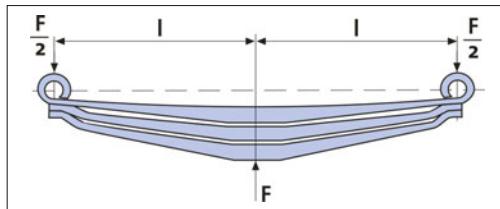


Bild 3-178: Symmetrische Parabelfeder

Für die ein- oder mehrlagige symmetrische Parabelfeder ergibt sich mit der Mitteldicke h_0 und der Einspanndicke h_1 (**Bild 3-178**):

$$f = \frac{2 \cdot F \cdot l^3}{E \cdot n \cdot b \cdot h_0^3} \cdot \left(2 - \frac{h_1^3}{h_0^3} \right) \quad (3.16)$$

$$c_f = \frac{E \cdot n \cdot b \cdot h_0^3}{2 \cdot l^3 \cdot \left(2 - \frac{h_1^3}{h_0^3} \right)} \quad (3.17)$$

$$\sigma_{b\max} = \frac{3 \cdot F \cdot l}{n \cdot b \cdot h_0^2} \quad (3.18)$$

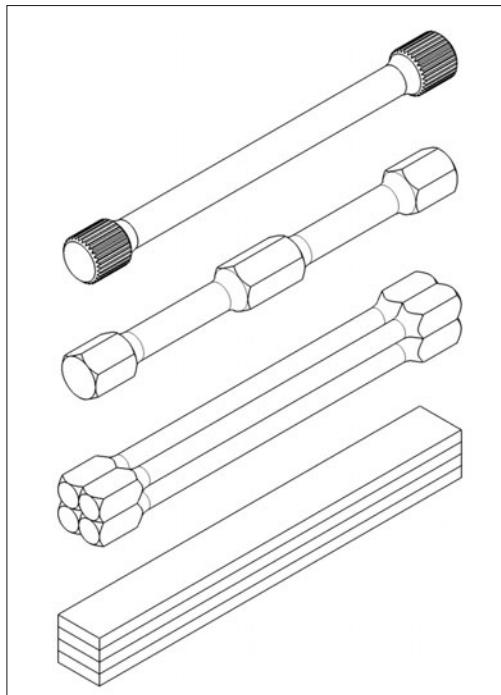


Bild 3-179: Drehstabfedern und Drehstabfederbündel

3.5.3.2 Drehstabfedern

Als Drehstabfedern bezeichnet man gerade Federstäbe mit Kreis-, Kreisring- oder Rechteckquerschnitt (**Bild 3-179**), welche überwiegend durch ein Torsionsmoment beansprucht werden. Zur Aufnahme des Torsionsmoments ist in der Regel ein Stabende fest eingespannt, während das andere Stabende drehbar gelagert ist. Es sind jedoch auch Lösungen möglich, bei denen eine feste oder drehbare Lagerung in der Stabmitte mit entsprechenden Lagerungen der Stabenden erfolgt [46]. Drehstab- oder Torsionsstabfedern werden hauptsächlich zur Federung von Pkw und Transportern eingesetzt. Sie werden sowohl mit Quer- als auch mit Längslenkern und vereinzelt sogar mit Schräglängskern kombiniert. Für Vorderradaufhängungen werden Drehstabfedern überwiegend in Verbindung mit Querlenkern verwendet und in Fahrzeuglängsrichtung angeordnet. In **Bild 3-180** ist die Vorderachse eines Geländewagens mit Drehstabfederung dargestellt. Das aktuelle Nachfolgermodell ist jedoch mit Federbeinen ausgestattet.

Grundbauformen der Drehstabfedern

Die Grundform bei Drehstabfedern ist der Einzelstab mit Kreisquerschnitt. Andere Ausführungen hinsichtlich Querschnittsform, Parallel- oder Reihenschaltung werden nur verwendet, wenn dies durch Bauraumverhältnisse, besondere Beanspruchungsarten oder spezielle konstruktive Forderungen notwendig ist. Bei der Dimensionierung von Drehstabfedern muss auch der Bereich der Krafteinleitung besonders beachtet werden, da dort oft Zusatzbeanspruchungen wirken.

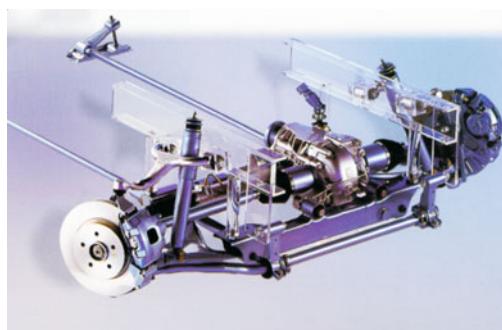


Bild 3-180: Verstellbare Drehstabfedern, Vorderachse Mercedes M-Klasse W163 (1997)

sam sind, die die Lebensdauer der Federelemente beeinträchtigen können. Bei Stäben mit Kreisquerschnitt werden zur formschlüssigen Kraftübertragung meist Köpfe angestaucht, die entweder als Vierkant oder Sechskant ausgebildet sind oder Kerbverzahnungen enthalten. Drehstäbe als Rohr ausgeführt können im Hinblick auf eine Gewichtsreduzierung sinnvoll sein.

Parallelschaltung

Gebündelte Drehstäbe werden in der Hauptsache dort vorgesehen, wo die gewünschte Momentenkennlinie bei vorgegebener Einbaulänge mit Einzelstäben nicht verwirklicht werden kann, oder dort, wo kürzere Einbaulängen erzielt werden sollen.

Der Kennlinienverlauf eines Stabbündels ist nur für kleine Verdrehwinkel linear und hängt stark von den Einspannverhältnissen und der Anordnung der Einzelstäbe im Bündel ab. Dies gilt sowohl für Stabbündel aus Stäben mit Kreisquerschnitt als auch für solche aus Flachstäben. Darüber hinaus ist bei Flachstabbündeln zusätzlich eine mehr oder weniger große Reibungshysterese zu berücksichtigen. Der Einzelstab in Stabbündeln, sofern er nicht in der gemeinsamen Drehachse liegt, wird außer auf Torsion auch auf Biegung beansprucht, und zwar um so mehr, je weiter er von der Drehachse des Bündels entfernt liegt.

Reihenschaltung

Die Reihenschaltung von Drehstäben ist konstruktiv sehr aufwendig und wird daher meist nur in begrenzten Bau Raumverhältnissen angewendet. Durch die Reihenschaltung von einem Drehstab und einem Drehrohr lässt sich ein größerer Federweg in begrenzten Bau Raumverhältnissen integrieren (Bild 3-181).

Berechnung

Für die Verwendung von Drehstäben als Kraftfahrzeugtragfedern wird die elastische Verdrehung des Torsionsstabes mit Hilfe einer Kurbel, die auf dem drehbar gelagerten Stabende sitzt und das Torsionsmoment aufbringt, in eine Hubbewegung umgewan-

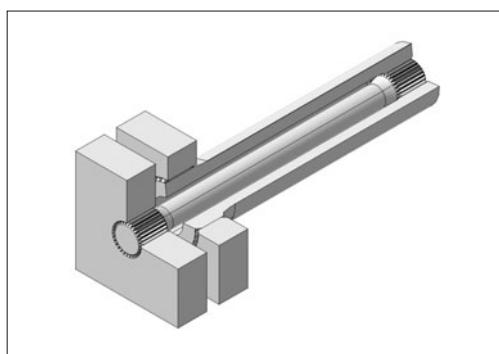


Bild 3-181: Reihenschaltung von Drehstab und -rohr

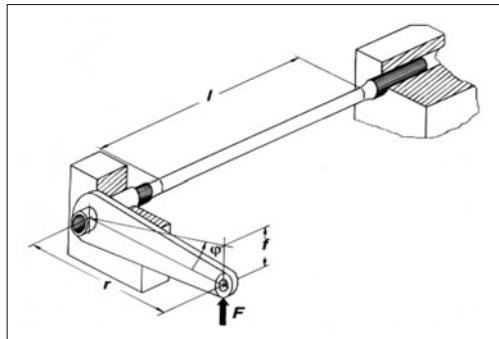


Bild 3-182: Kurbelmechanismus Drehstabfederung

delt. Das zugehörige Ersatzmodell ist in Bild 3-182 dargestellt.

Als Kurbelarme dienen die Lenker der Achs- bzw. Radaufhängung. Die Drehstabfedern werden gewöhnlich in der aufbauseitigen Lagerachse der Lenker angeordnet, an deren gegenüberliegendem Ende die vertikale Radkraft als äußere Belastung angreift.

Zwischen dem Verdrehwinkel φ und dem Torsionsmoment M_t eines Drehstabes mit kreisförmigem Querschnitt besteht der Zusammenhang:

$$\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} \quad (3.19)$$

Für das polare Flächenträgheitsmoment eines Vollstabes mit Kreisquerschnitt gilt:

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (3.20)$$

Damit folgt für die Verdrehsteifigkeit c_{tor} eines solchen Stabes:

$$c_{\text{tor}} = \frac{G}{l} \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (3.21)$$

Bezogen auf das Kurbelende erhält man damit näherungsweise die Federsteifigkeit:

$$\Delta z \approx r \cdot \Delta \varphi, \quad \Delta F \approx \frac{1}{r} \cdot \Delta M_t, \quad c = \frac{\Delta F}{\Delta z} = \frac{1}{r^2} \cdot c_{\text{tor}} \quad (3.22)$$

Während die Federkennlinie des Drehstabes linear ist, hängt die am Kurbelende wirksame Federsteifigkeit von der Kinematik der Lenkeranordnung ab. Für genaue Berechnungen sind daher die entsprechenden trigonometrischen Beziehungen einzusetzen.

An der Oberfläche eines Torsionsstabes mit Kreisquerschnitt beträgt die Schubspannung τ_t :

$$\tau_t = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} \quad (3.23)$$

Der Drehstabdurchmesser d kann also zur Erzielung einer geeigneten Torsionssteife c_{tor} nicht frei gewählt werden. Ein Mindestdurchmesser ist in Abhängigkeit vom maximal auftretenden Torsionsmoment und der zulässigen Schubspannung festzulegen. In der Praxis sind zur Erzielung geeigneter Federsteifigkeiten daher in der Regel relativ große Stablängen erforderlich.

Die Berechnung von Drehstabfedern mit Kreisringquerschnitt basiert auf der gleichen Berechnungsgrundlage wie für Drehstäbe mit Kreisquerschnitt. Für das polare Flächenträgheitsmoment der Kreisringfläche folgt:

$$I_p = \frac{\pi \cdot (d_a^4 - d_i^4)}{32} \quad (3.24)$$

3.5.3.3 Stabilisatoren

Die Wankfederung kann ohne Änderung der Vertikalfederung durch den Einbau einer Stabilisatorfeder

versteift werden. Bei einer Wankbewegung des Aufbaus, d. h. einer gegensinnigen Einfederbewegung der Räder, wird der Stabilisator torquiert und liefert damit ein Rückstellmoment um die Wankachse, das die Aufbauneigung reduziert. Bei einer reinen Hubbewegung der Aufbaufederung an der betrachteten Achse bleibt der Stabilisator ohne Wirkung. Stabilisatoren sind daher nichttragende Federelemente in Fahrzeugen. Im Gegensatz zu allen Tragfedern, die auch im Ruhezustand durch die statischen Kräfte beansprucht sind, werden Stabilisatoren normalerweise nur während der Fahrphasen belastet. Bei Anregung nur eines Rades durch eine Fahrbahnunebenheit tritt eine einseitige Verhärtung der Radfederung ein.

Grundbauformen der Stabilisatoren

Stabilisatoren stellen im Wesentlichen U-förmig gebogene Bauteile dar. Der sogenannte Stabilisatorrücken liegt in Fahrzeugquerrichtung, während die sogenannten beiden Stabilisatorschenkel mehr oder weniger in Fahrzeuggängrichtung zeigen (**Bild 3-183**).

Hinsichtlich deren Anordnung im Fahrzeug können mehrere Varianten unterschieden werden. Die Enden der Schenkel können einerseits über Stabilisatorlenker mit der Achse und der Rücken über die beiden Schulterlager mit dem Aufbau verbunden werden. Die umgekehrte Anordnung ist ebenso möglich.

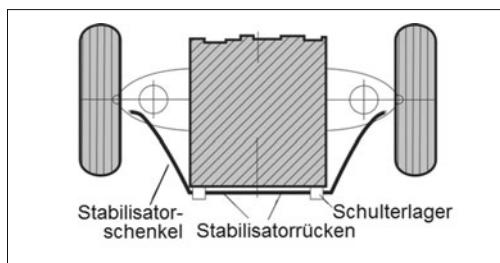


Bild 3-183: Aufteilung eines Stabilisators [47]

Grundsätzlich können Stabilisatoren zusätzlich zur Stabilisierung auch Führungsaufgaben der Achse übernehmen. Wird diese Funktion dem Stabilisator ebenfalls übertragen, müssen wegen den damit verbundenen Sicherheitsrisiken noch höhere Anforderungen an die Qualität gestellt werden.

Der Stabilisator ist in den meisten Fällen eines der letzten Bauteile, das in der Entwicklung eines Fahrwerks hinein konstruiert wird. Dadurch ergeben sich meist sehr komplexe Bauraumverhältnisse, die zu komplizierten Formen und einer nicht optimalen Materialausnutzung der Stabilisatoren führen; ihre U-Form bleibt aber im Prinzip erhalten (**Bild 3-184**).

Bei der Konstruktion von Stabilisatoren sollten möglichst wenige Abknickungen in möglichst nur einer Ebene vorgesehen werden. Dadurch wird die Materialausnutzung verbessert sowie die Fertigung der Teile erleichtert und damit die Kosten und das Gewicht reduziert. Biegeradien sollten möglichst groß gewählt werden; wobei der Biegeradius sinnvollerweise mindestens das 1,5-fache des Stabdurchmessers haben sollte. Zur horizontalen Führung des Stabilisators werden beim Einsatz konventioneller Schulterlager im allgemeinen Anlauffringe aufgebracht oder Flächen bzw. Wülste in den Querschnitt eingebracht.

Um das Gewicht des Stabilisators zu reduzieren, werden in den letzten Jahren vermehrt Rohrstabilisatoren eingesetzt. Die Kosten-Gewichtsrelation steht für Rohr- im Vergleich zu Vollstabilisatoren in einem sehr guten Verhältnis. Mit einem Rohrstabilisator kann das Gewicht gegenüber dem formgleichen Vollstabilisator, bei gleicher Stabilisierungswirkung, um bis zu 40 % für relativ dickwandige Rohre und bis zu 50 % für dünnwandige Rohre reduziert werden. Die Gewichtseinsparung resultiert aus der günstigeren Spannungsverteilung im Querschnitt des Rohres.

Schenkelenden

Die Schenkelenden werden zum Zweck der Kraftleitung und Führung unterschiedlich gestaltet (**Bild 3-184**).



Bild 3-184: Beispiele für Pkw-Stabilisatoren

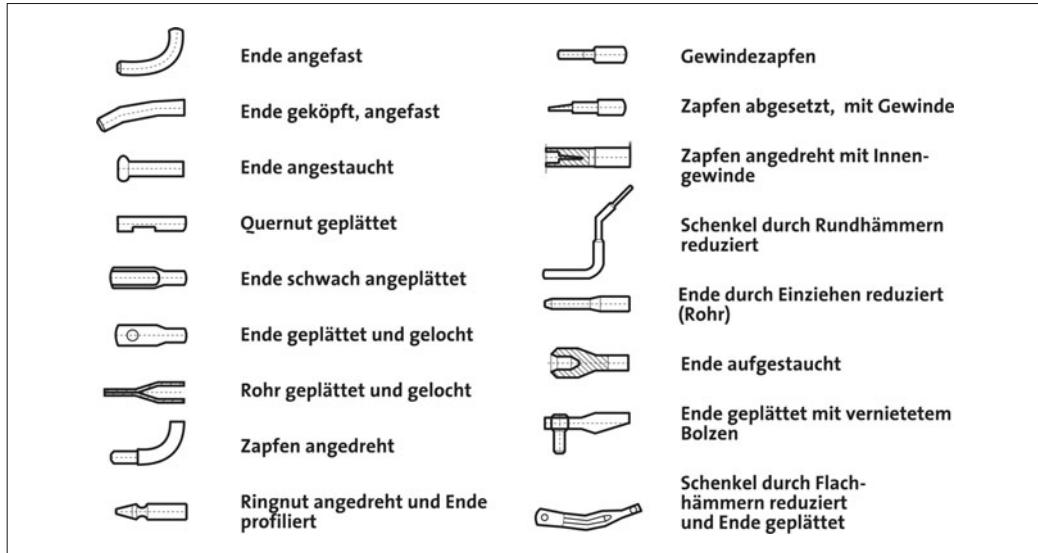


Bild 3-185: Stabilisatorschenkelenden

3-185). Üblicherweise werden die Stabilisatorenenden geplättet, gedreht oder geschmiedet. Falls die Anbindung zur Krafteinleitung kleine Biegeradien erforderlich macht, werden die Enden auch angeschweißt.

Schulterlager

Bei klassischen Schulterlagern gibt es das Gummielement in geschlossener oder geschlitzter Form. Die Fahrzeuganbindung erfolgt mit einer umschließenden Schelle. Im Allgemeinen werden für Gummilager nur minimale Torsions- und maximale Radialsteifigkeit gefordert. Um eine Rotation des Stabilisators relativ

zum Gummielement zu ermöglichen, werden Teflon-Inliner, selbstschmierende Gummimischungen oder Fette als Zwischenmedium eingesetzt. Dabei handelt es sich um kostengünstige Lagerungen, die jedoch durch die Relativbewegung zwischen Stab und Gummielement anfällig für Verschmutzung und Verschleiß sind. Die aus der Relativbewegung zwischen Stabilisator und Lager resultierenden Geräusche sind häufig Gegenstand von Kundenbeschwerden. Die beste Lagerlösung stellt ein sogenanntes post-vulkanisiertes (PV-) Gummilager dar, das sich durch einen festen Verbund auf dem lackierten Stabilisator



Bild 3-186:
Anbindungsschellen und
Gummielemente konventioneller
Schulterlager

auszeichnet. Aufgrund der Vermeidung von Relativbewegung zwischen dem Gummilager und der Stabilisatoroberfläche beim Einfedern sind sie geräusch-, verschleiß- und wartungsfrei. Diese Eigenschaften führten in den letzten Jahren zu einem immer größer werdenden Marktanteil (**Bilder 3-186 bis 3-189**).

Darüber hinaus werden auch sogenannte gebaute Schulterlager eingesetzt. In dem Gummi sind hierbei Stahl- oder Kunststoffeinlagen eingebracht. Bei dieser Bauform wird das Gummielement mit einer Schelle unter einer hohen radialen Vorspannung verpresst, sodass es nicht zu Relativbewegungen zwischen Stab und Gummielement kommen kann. Die Rotation des Stabes erfolgt innerhalb des Gummielements. Auch

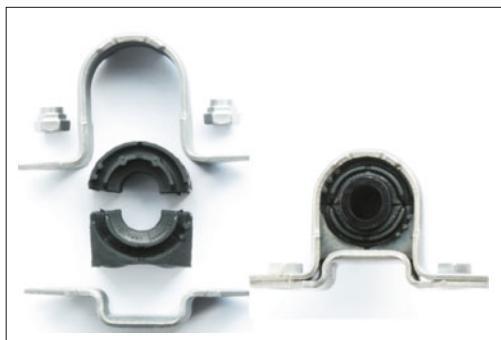


Bild 3-187: Gebautes Schulterlager mit zweiteiliger Anbindungsschelle

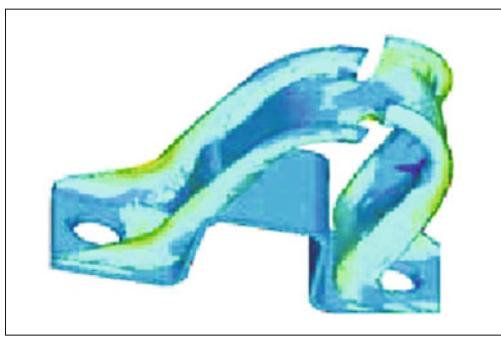


Bild 3-188: Crashoptimierte Anbindungsschelle

diese Bauform zeichnet sich daher durch eine gute Geräusch-, Verschleiß- und Wartungsarmut aus, kann aber bei tiefen Temperaturen, großen Verformungen oder möglicher Gummiverhärtung zu einem Durchrutschen des Stabilisators führen (**Bild 3-187**).

Stabilisatorlenker

Die Stabilisatorlenker werden durch 2-Punkt-Lenker oder Pendelstützen, deren Gelenke drei Drehfreiheiten aufweisen, mit dem Radträger verbunden, um die Bewegungen und Zug-Druckkräfte von einem zum anderen Rad weiterzuleiten [39]. Lassen die Einbauverhältnisse es nicht zu, kann die Verbindung notfalls auch über die Lenker der Radführung geschehen, dann ist die Hebelarmübersetzung zu berücksichtigen (größere Kräfte, kleinere Hübe).

Die Stabilisatorlenker sind nur bei wechselseitigen Radbewegungen belastet. Die dabei entstehenden Zug-Druckkräfte können bis zu 6 kN betragen.

Die Verbindung beider Gelenke sollte möglichst gerade verlaufen, damit an der Stange keine Biegung entsteht. Nur so ist mit einem minimalen Stangenquerschnitt eine sehr steife Verbindung zu erreichen.

Verschiedene Bauarten von Stabilisatorlenkern sind in **Bild 3-190** dargestellt.

Die Gelenke der Stabilisatorlenker können sowohl radial als auch axial mit der Stange verbunden werden, wobei die Radialgelenke vorzuziehen sind.

Es sind zwei Gelenkausführungen für Stabilisatorlenker möglich (**Bild 3-191**); mit Gummilager (Kippwinkel $< 10^\circ$) oder Kugelgelenken ($> 10^\circ$) an den Enden. Die häufigsten Stabilisatorlenker bestehen aus zwei Kugelgelenken, die an beiden Enden mit einer Stahlstange verbunden werden. Damit lassen sich für jeden Einsatzfall mit entsprechenden Stangendurchmesser und -längen bzw. mit unterschiedlicher Relativstellung der Kugelgelenke zueinander Stabilisatorlenker herstellen (**Bild 3-192**).

Aufgrund der auftretenden Relativbewegungen und damit möglichem Verschleiß, zählen die Stabilisatorlenker aus Geräuschgründen zu häufiger beanstandeten Bauteilen (besonders Stick-Slip-Verhalten).

Die Gehäuse und die Verbindungsstange lassen sich um Kosten und Gewicht einzusparen, auch einteilig herstellen. Damit sind jedoch für jeden Einsatzfall neue teure Werkzeuge erforderlich. Die einteiligen Lösungen werden aus Kunststoff (spritzgegossen),

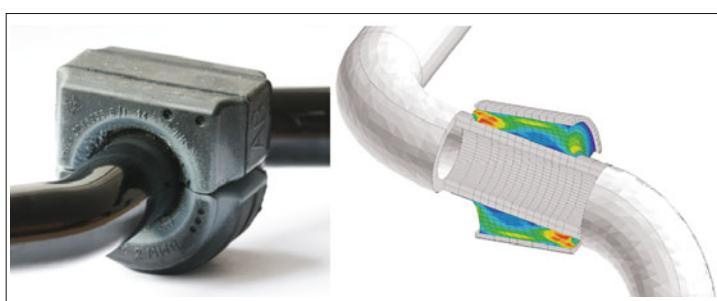


Bild 3-189:
Lagerung mit anvulkanisiertem Gummilager (links) und Spannungsverteilung im Gummi

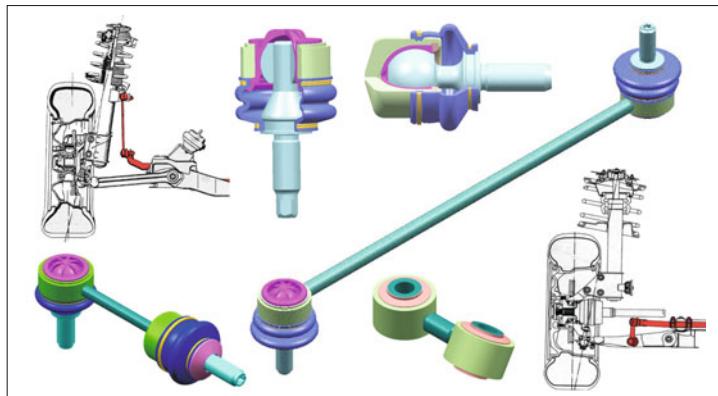


Bild 3-190:
Verschiedene Bauarten der
Stabilisatorlenker [48]



Bild 3-191: Ausführungen der Stabilisatorlenker: mit Kugelgelenk gegossen, geschmiedet, mit Gummilager



Bild 3-192: Alternativ-Werkstoffe [48]

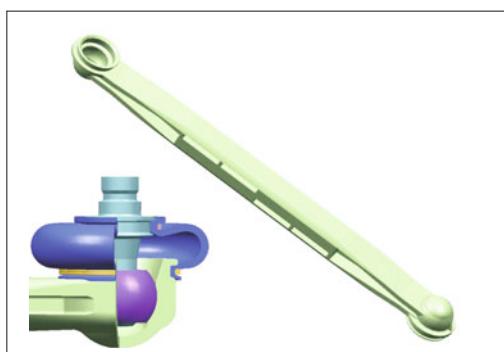


Bild 3-193: Kostengünstige Kunststoffausführung [48]

aus Aluminium (geschmiedet oder gegossen) oder selten aus Zink- oder Magnesiumdruckguss hergestellt. Die kostengünstigsten sind die Stabilisatorlenker aus Kunststoff. Diese sind jedoch großvolumiger als diejenigen mit einer Stahlstange, die üblicherweise einen Durchmesser von nur 7 bis 12 mm hat (**Bild 3-193**). Das Gewicht lässt sich mit einer Verbindungsstange aus einem Rohr anstatt Vollmaterial bzw. aus Aluminium anstatt Stahl reduzieren. Noch leichter, aber auch teurer ist die Verwendung von Compositwerkstoff (Endlos-Glasfaser mit Thermoplast-PA-Matrix) für das Rohr. Die Kunststoffgehäuse werden dann mit Reibschaftverfahren mit den Rohrenden verbunden (**Bild 3-194**). Der Kugeldurchmesser wird entsprechend der Belastung ausgelegt und beträgt zwischen 16 mm (bis 4 kN) und 19 mm (bis 6 kN) und selten 22 mm (über 6 kN). Der übliche Gesamtkippwinkel ist unter 56°. Es entsteht aber bei normalen Straßenfahrten nur ein kleiner Kippwinkel (**Bild 3-195**). Der übliche zulässige Temperaturbereich ist -40 bis +80 °C. Die Spezifikationen der Standardstabilenker zeigt das **Bild 3-196**. Die Stabilisatorlenker sind in der Regel keine dokumentationspflichtigen Sicherheitsteile wie die Radlenker und Spurstangen. Die wichtigsten Anforderungen an Stabilisatorlenker sind die niedrigen Drehmomente und Elastizitäten für ein schnelles Ansprechen und Reduzierung des Kopiereffektes beim Geradeausfahren sowie die Vermeidung des Stick-Slip-Effektes.

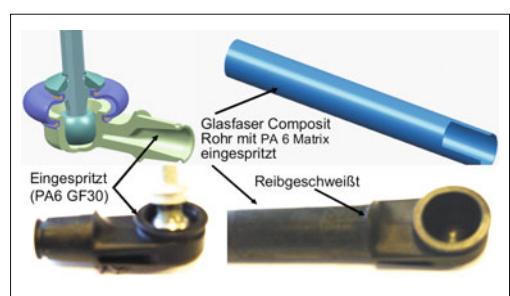


Bild 3-194: Stabilisatorlenker aus Composit-Kunststoff [48]

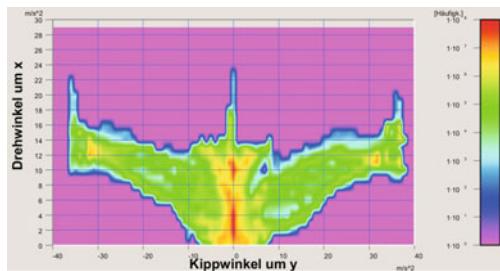


Bild 3-195: Winkelhäufigkeit Federbein-Stabilenker

An nachgiebigen Stellen sitzende Kugelgelenke (Dämpferrohr und langen Lenker mit Stangenlängen über 200 mm) erzeugen Stick-Slip-Geräusche, die als Körperschall bis zum Fahrzeuginnenraum übertragen werden können. Dieser Effekt entsteht, wenn der statische Reibkoeffizient zwischen der Stahlkugel und der Kunststoffschale mehr als doppelt so groß ist wie der dynamische Reibkoeffizient. Durch Einsatz von geeigneten synthetischen Schmierfetten lässt sich Stick-Slip deutlich reduzieren.

Darüber hinaus gelten die bekannten Anforderungen der Fahrwerksgelenke, wie niedrige Elastizitäten, Spielfreiheit, Verschleißarmut, auch für die Stabilisatorlenker. Des Weiteren müssen sie sich kostengünstig herstellen lassen. Obwohl einteilige Kunststofflenker zu niedrigsten Kosten herstellbar sind, benötigen sie wegen der Amortisationsdauer der teuren mehrnestigen Spritzgusswerkzeuge große Stückzahlen. Weitere Nachteile sind die voluminösen Verbindungen, größerer Bauraum sowie längere Entwicklungs- und Erprobungsdauern. Statt Kunststoffspritzen setzt die Fa. THK Aluminiumdruckguss ein, wobei die Kugel und die Schale aus PEEK-Material in das Werkzeug eingelegt und umspritzt werden (**Bild 3-197**).

Um dabei die Kosten zu senken, muss die Anzahl der Einzelteile und der Montageschritte reduziert werden. Ein Beispiel dazu zeigt die Kunststoffspritzguss Ausführung der Fa. ZF Lemförder [48] (**Bild 3-198**): Die Schale und der Balg sind integriert und als 2-Komponenten Hart(PA)- und Weich(PUR)-Kunststoff ausgeführt. Damit entfallen der sonst notwendige Spannring



Bild 3-197: Stabilisatorlenker mit eingespritztem Aluminiumdruckgussgehäuse [Quelle: THK]

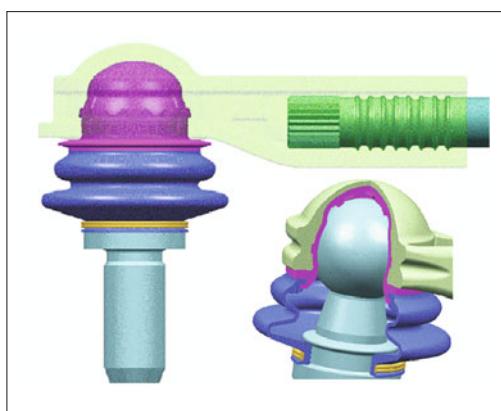


Bild 3-198: Stabilenker mit eingespritztem PA 6.6 Kunststoffgehäuse und integrierter Schale/Balg [48]

und dessen Montage. Der Kugelzapfen wird hingegen aus zwei Teilen hergestellt und besteht aus einer, hinsichtlich Formtoleranzen günstigen Kugel und einem fließgepressten Bolzen (keine mechanische Bearbeitung). Die beiden Teile werden zusammengeschweißt.

D	α	K	E	G	T	L	Max. Dauerlast	Max. Last
mm	°	mm	mm	mm		mm	kN bei 20°C	kN bei 20°C
16	46	21	22, 25, oder 28	M10 M12x1,5	T30 T40	100 bis 380	F=2 bei 200T LW	
	56							
19	52	25	M10 M12x1,5	T30 T40		F=3 bei 200T LW		
	56							
20	52	25	M10 M12x1,5	T30 T40		F=3 bei 200T LW		
	56							
22	56	25		M12x1,5	T40		F=5 bei 400T LW	

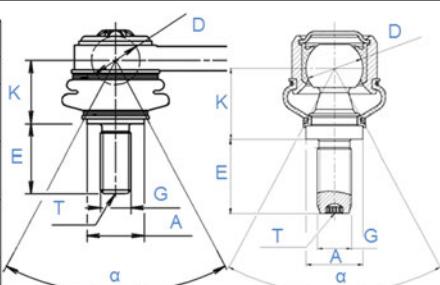


Bild 3-196: Spezifikationen für Standard Stabilenker

Dadurch ist es möglich, vor dem Schweißen den Bolzen gegen Korrosion zu beschichten, wo hingegen die Kugel wegen sonst hoher Reibung und Verschleiß unbehandelt bleibt. Nach der Montage von Kugelzapfen, Schale und Balg werden diese zusammen mit der Verbindungsstange in ein Spritzgusswerkzeug eingelegt und mit Kunststoff umspritzt. Die perfekte Kugelform und geeignetes Fett sowie der „Tempereffekt“ (s. Abschnitt 3.7.3.4) beim Druckgießen sorgen für niedrige und gleich bleibende Momente. Da es nur eine Dichtstelle zwischen Zapfen und Balg nach außen gibt, wird das Eindringen von Schmutz und Feuchtigkeit minimiert, sodass eine lange Lebensdauer gewährleistet ist.

Eine ähnliche Ausführung für die Stabilisatorlenker entsteht, wenn die Gummilager ohne Außengehäuse in Spritzgusswerkstoff eingelegt und mit Kunststoff umspritzt werden. Der Spritzdruck und die Schrumpfung des Kunststoffes beim Erstarren sichern die notwendige Vorspannung für lange Lebensdauer des Gummilagers (**Bild 3-199**).

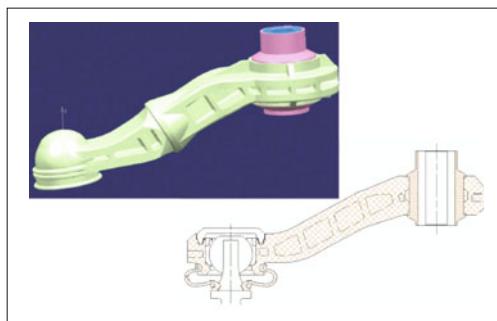


Bild 3-199: Mit Kunststoff umspritztes Gummilager [48]

Stabilisator Berechnungen

Den wesentlichen Verformungsbeitrag liefert im Idealfall der Stabilisatorrücken. Die aktuellen Torsions- und Biegemomente können dabei hinreichend genau bezüglich der Skelettlinie des unbelasteten Stabilisators berechnet werden. Der Querkrafteinfluss ist meist vernachlässigbar. Die Verformung eines derartigen Systems lässt sich mit dem Arbeitssatz ermitteln. Für den in **Bild 3-200** gezeigten symmetrischen, ebenen Stabilisator gilt für die Formänderungsenergie:

$$W = 2 \sum_{i=1}^n \left[\int_0^{l_i} \frac{M_{bi}^2}{2EI} \cdot d\lambda_i + \int_0^{l_i} \frac{M_{ti}^2}{2GI_P} \cdot d\lambda_i \right] \quad (3.25)$$

Die Einfederung beider Stabilisatoren gegeneinander erhält man nach dem 1. Satz von Castiglano zu:

$$s = \frac{\delta W}{\delta F} \quad (3.26)$$

$$s = 2 \sum_{i=1}^n \left[\int_0^{l_i} \frac{M_{bi}}{2EI} \cdot \frac{M_{bi}}{\delta F} \cdot d\lambda_i + \int_0^{l_i} \frac{M_{ti}^2}{2GI_P} \cdot \frac{M_{ti}}{\delta F} \cdot d\lambda_i \right] \quad (3.27)$$

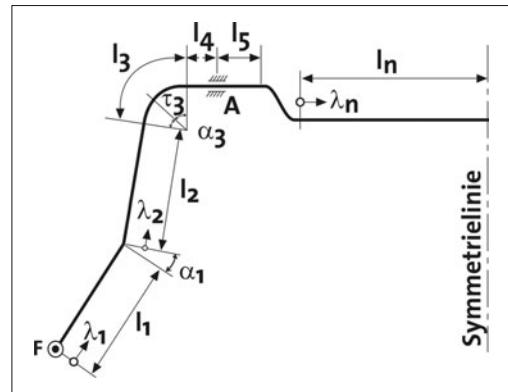


Bild 3-200: Skizze zur Definition der einen Stabilisator beschreibenden Größen

Aus der allgemeinen Kennliniengleichung

$$F = c \cdot s \quad (3.28)$$

folgt nach Umstellung

$$s = \frac{F}{c} = \frac{\delta W}{\delta F} \quad (3.29)$$

Für die reziproke Federrate des Stabilisators erhält man durch nochmaliges Differenzieren:

$$\frac{1}{c} = \frac{\delta s}{\delta F} = \frac{\delta^2 W}{\delta F^2} = 2 \sum_{i=1}^n \left[\int_0^{l_i} \frac{1}{EI} \cdot \left(\frac{\delta M_{bi}}{\delta F} \right)^2 \cdot d\lambda_i + \int_0^{l_i} \frac{1}{GI_P} \cdot \left(\frac{\delta M_{ti}}{\delta F} \right)^2 \cdot d\lambda_i \right] \quad (3.30)$$

Für einen Stabilisator mit durchgängig konstantem kreis- oder kreisringförmigem Querschnitt gilt für die Flächenträgheitsmomente:

$$I = \frac{1}{2} \cdot I_P \quad (3.31)$$

Für die Beziehung der Werkstoffmodule E und G untereinander gilt:

$$E = 2 \cdot (1 + \mu) \cdot G \quad (3.32)$$

Damit ergibt sich:

$$\frac{1}{c} = \frac{2}{G \cdot I_P} \sum_{i=1}^n \left[\frac{1}{1 + \mu} \cdot \int_0^{l_i} \left(\frac{\delta M_{bi}}{\delta F} \right)^2 \cdot d\lambda_i + \int_0^{l_i} \frac{1}{GI_P} \cdot \left(\frac{\delta M_{ti}}{\delta F} \right)^2 \cdot d\lambda_i \right] \quad (3.33)$$

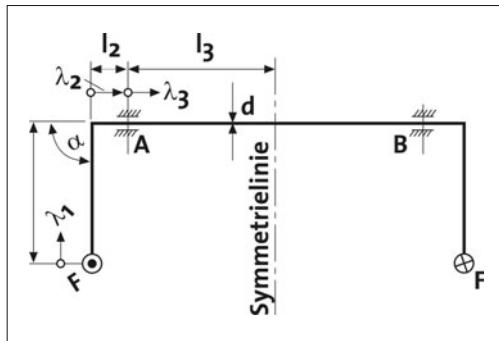


Bild 3-201: Skizze zur Berechnung eines einfachen Stabilisators

Die Vorgehensweise bei der Berechnung der Federrate c soll an dem in **Bild 3-201** dargestellten einfachen Beispiel gezeigt werden.

Aus Symmetriegründen gilt für die Lagerkräfte:

$$A = B \quad (3.34)$$

$$\sum M = 0 \quad (3.35)$$

$$A \cdot 2 \cdot l_3 - F \cdot 2(l_2 + l_3) = 0 \quad (3.36)$$

$$A = F \left(\frac{l_2}{l_3} + 1 \right) \quad (3.37)$$

Nach Integration erhält man:

$$\frac{1}{c} = \frac{2}{G \cdot I_p} \left[l_2^2 \cdot (l_2 + l_3) \right] \quad (3.38)$$

Bei den Berechnungen wird von starren Lagern bei A und B ausgegangen. Wegen der in Wirklichkeit vorhandenen elastischen Nachgiebigkeit der Gummi- oder Kunststofflagerschalen ist die tatsächlich auftretende Federrate niedriger als die gerechnete (ca. 5 bis 10%). Die Schnittreaktionen rufen Schubspannungen infolge des Torsionsmomentes und der Querkraft sowie Biegespannungen infolge des Biegemomentes hervor.

Zur Herleitung der Normal- und Schubspannungen des gekrümmten Vollstabilisators dient **Bild 3-202**.

Für das Krümmungsverhältnis gilt:

$$w_i = 2 \frac{r_i}{d} \quad (3.39)$$

Daraus ergibt sich für die relative Exzentrizität im Abschnitt i :

$$v_i = \frac{1}{2} \left[w_i - \sqrt{w_i^2 - 1} \right] \quad (3.40)$$

Die Schubspannung infolge des Torsionsmoments erhält man aus:

$$\tau(M_{ti}) = \frac{M_{ti}}{I_p} \cdot \frac{\sqrt{1 - 2v_i \cdot \cos \beta + v_i^2}}{1 - \frac{\cos \beta}{w_i}} \quad (3.41)$$

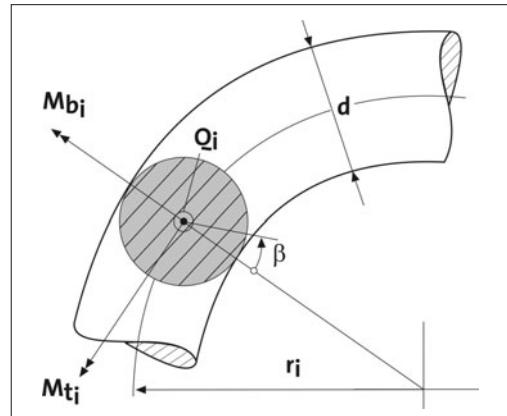


Bild 3-202: Gekrümmter Vollstabilisator

Die Schubspannung infolge Querkraft erhält man aus:

$$\tau(Q_i) = \frac{Q_i}{A} \cdot \frac{1 + 2v_i}{1 + v_i} \cdot \cos \beta \quad (3.42)$$

Die Biegespannung infolge Biegung erhält man aus:

$$\sigma(M_{bi}) = -\frac{M_{bi}}{I} \cdot \frac{\sin \beta}{1 - \frac{\cos \beta}{w_i}} \quad (3.43)$$

Aus diesen drei Spannungen lässt sich die Vergleichsspannung nach Mises berechnen:

$$\sigma_{VGI} = \sqrt{\sigma(M_{bi})^2 + 3[\tau(M_{ti}) + \tau(Q_i)]^2} \quad (3.44)$$

Die Schubspannung an einem Rohrstabilisator infolge der Querkraft kann mit Hilfe von **Bild 3-203** abgeleitet werden. Es wird näherungsweise davon ausgegangen, dass der Rohrquerschnitt durch zwei konzentrische Kreise begrenzt wird. In diesem Fall gilt für die aus der Querkraft resultierende Schubspannung:

$$\tau(Q_i) = \frac{Q_i}{A} \cdot \frac{1 + 2v_i}{1 - \left(\frac{d_i}{d_e} \right)^2} \cdot \cos \beta \quad (3.45)$$

Um einen Stabilisator hinsichtlich Betriebsfestigkeit optimal zu gestalten, verwendet man Finite-Elemente-Methoden (FEM). Die FEM liefert detaillierte Informationen über die Verteilung der Spannungen im Federdraht. Auf diese Weise kann die bestgeeignete Fertigungstechnologie für einen Stabilisator festgelegt werden. Die größten Spannungen treten zumeist an den Schulterlagern oder im Schulterradius auf (**Bild 3-204**) [49].

Um für die realen Belastungen bei sich ändernden Lastamplituden und Mittelspannungen eine Lebensdaueraussage für Stabilisatoren treffen zu können, wird bei der Lebensdauerbestimmung z. B. die Miner-Regel verwendet. Sie geht von einer Teilschädigung

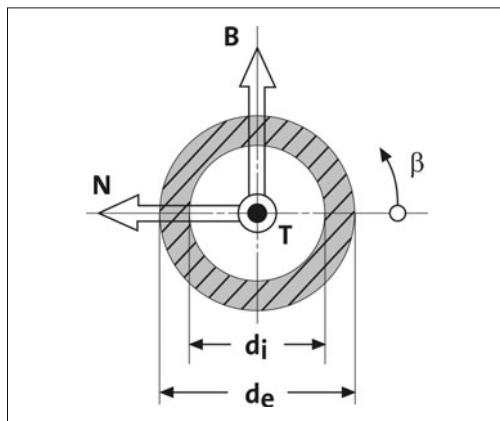


Bild 3-203: Gekrümmter Rohrstabilisator

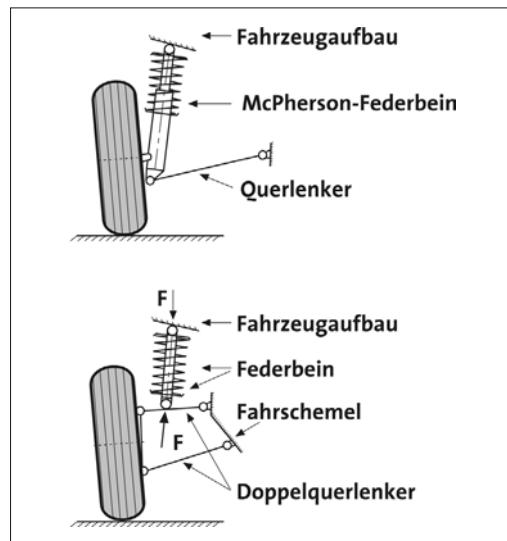


Bild 3-205: Federanordnung um den Dämpfer [47]

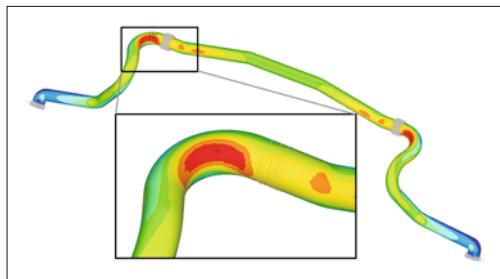


Bild 3-204: Spannungsverteilung an einem Vollstabilisator berechnet mit Finite-Elemente-Methoden

durch die einzelnen Schwingamplituden aus, die zur Gesamtschädigung summiert werden. Zur Durchführung wird das reale Belastungsspektrum aufgenommen, ausgewertet und z. B. mittels Rainflow-Methode klassifiziert. Diese rechnergestützten Verfahren lösen die konventionelle Lebensdauerbestimmung mit Wöhler-Linien mehr und mehr ab.

3.5.3.4 Schraubenfedern

Die in Pkws ideale Feder für die Vertikaldynamik ist die Schraubenfeder. Sie kann als schraubenförmig gewickelter Drehstab aufgefasst werden. In dieser Funktion haben sie die Blattfedern fast abgelöst. Im Gegensatz zur Blattfeder beschränkt sich die Schraubendruckfeder auf die Federungsfunktion. Radführung und die Schwingungsdämpfung werden anderen Bauelementen überlassen.

Grundbauformen der Schraubenfedern

Im Laufe der Entwicklung von Schraubendruckfedern sind verschiedene Varianten entstanden, die sich durch ihre äußere Form, die Stabform, die Form der Endwindungen und die Kennlinie unterscheiden. Das Vormaterial für Schraubendruckfedern weist kreisförmige, rechteckige oder quadratische Querschnitte auf.

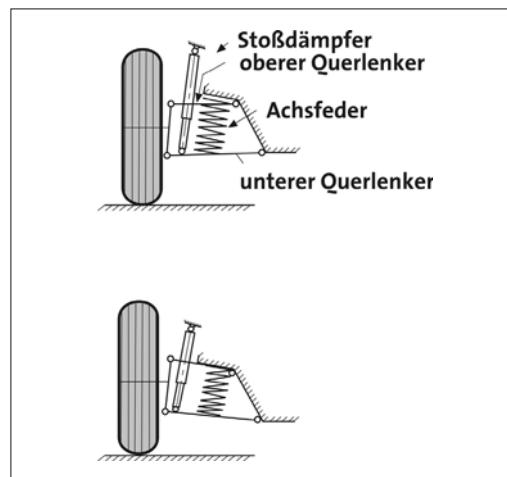


Bild 3-206: Federsitz auf einem Querlenker [47]

Die Gestalt einer schraubenförmigen Achsfeder hängt wesentlich von der Achskonstruktion ab. Sie wird unter anderem von der Art der Lasteinleitung und von den vorhandenen Bewegungsfreiraumen bestimmt. Im Prinzip unterscheidet man zwei verschiedene Lasteinleitungsarten. Bei der ersten Variante (**Bild 3-205**) ist die Feder um den Dämpfer angeordnet. Das eine Ende wird auf das andere zugeführt, sodass eine praktisch biegemomenten- und querkraftfreie Einfederung mit ideal gleichmäßiger Windungsbeanspruchung vorliegt. Dies ist der Fall beim Federbein, bei dem Feder und Dämpfer eine Einheit bilden. Bei der zweiten Lasteinleitungsart wird das auf einem Lenker sitzende Federende auf einer Raumkurve geführt (**Bild 3-206**).

Die durch diese räumliche Führung an beiden Federenden zusätzlich eingeleiteten Momente und Querkräfte lassen sich zusammen mit der Federkraft zu einer Kraftschraube vereinigen, deren Wirkungslinie schräg durch den Federkörper hindurch läuft. Die Folge sind eine ungleichmäßige Beanspruchungsverteilung in den Windungen und eine Verbiegung des Windungskörpers. Dies ist z. B. bei den in **Bild 3-206** dargestellten Beispielen der Fall.

Aufgrund fahrdynamischer Vorausberechnungen wird unter Beachtung aller Einbaubedingungen für die Achsfedern ein ganz bestimmtes Einfederungs-Kraft-Verhalten, d. h. die Einhaltung einer ganz bestimmten Kennlinie gefordert.

Hinsichtlich der Kennlinie unterscheidet man lineare und progressive Federn. Eine lineare Kennlinie wird mit der zylindrischen Schraubendruckfeder mit etwa konstanten Windungsabständen erreicht.

Eine Möglichkeit zur Gestaltung von zylindrischen Schraubendruckfedern mit progressiven Kennlinien ist die parallele Anordnung z. B. durch Ineinanderstellen der Federn als Federsatz (**Bild 3-207**, links).

Die Federn sind unterschiedlich lang und kommen bei Belastung nach und nach zur Wirkung. Bei dieser Lösung müssen mehrere Federn gefertigt werden und es ist ein großer Anteil an Gewicht für die toten Windungen erforderlich. Nachteilig ist außerdem, dass der Außendurchmesser eines solchen Federsatzes verhältnismäßig groß wird.

Darüber hinaus können zur Erzielung der Progressivität die Federn in Reihe angeordnet werden, z. B. als Federsatz aufeinander gestellt (**Bild 3-207**, rechts).

Bei kleinerem Außendurchmesser gegenüber der Parallelschaltung müssen ebenfalls mehrere Federn gefertigt werden. Auch hier ist ein großer Anteil an Gewicht für die toten Windungen erforderlich. Da es zu Berührung der Windungen kommt, die bei Belastung ausgeschaltet werden, kann es zu Korrosionsproblemen kommen. Nachteilig ist auch die größeren Blocklängen – bzw. die ungespannte Länge der Federn.

Eine weitere Lösung bieten Federn mit unterschiedlichen Windungsabständen (**Bild 3-208**). Hinsichtlich der Wirkungsweise entspricht diese Feder dem Prinzip der Reihenschaltung. Es wird nur eine Feder mit konstantem Windungs- und Drahtdurchmesser gefertigt, deren Windungsabstände der federnden Windungen, entsprechend dem gewünschten Kennlinienverlauf, unterschiedlich sind. Infolgedessen sind auch die Spannungen und damit die Werkstoffausnutzung in den einzelnen Windungen unterschiedlich. Der Vorteil dieser Lösung liegt darin, dass nur eine Feder gefertigt werden muss. Durch die teilweise schlechte Werkstoffausnutzung dieser Federform kommt es zu einem großen Aufwand an Raum und Gewicht. Zudem kommt es auch zu Windungsberührungen, die Korrosionsprobleme verursachen können.

Die Nachteile der Federn nach **Bild 3-208** lassen sich vermeiden, wenn man einen Draht verwendet, dessen Durchmesser nicht konstant ist, sondern variiert.



Bild 3-207: Parallelschaltung (links) und Reihenschaltung (rechts) von Federn

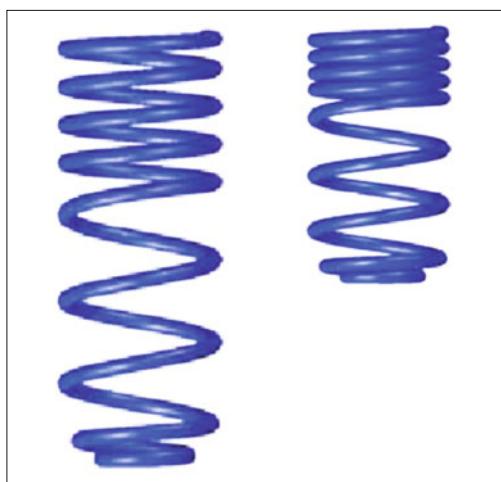


Bild 3-208: Progressivität durch unterschiedliche Windungsabstände

Auf diese Weise wird es möglich, den Verlauf des Drahtdurchmessers derart zu gestalten, dass die Windungsteile, die im Verlauf der fortschreitenden Belastung zur Erreichung des progressiven Kennlinienverlaufes ausgeschaltet werden müssen, optimal beansprucht werden und damit der Werkstoff auch optimal ausgenutzt wird [50]. Bei dieser Feder bleiben der Außendurchmesser, der mittlere Windungsdurchmesser oder der Innendurchmesser konstant. Die Windungen für den progressiven Kennlinienverlauf können an beiden Enden, in der Mitte oder an einem Ende vorgesehen werden. Der Nachteil dieser Feder ist durch das Aufeinanderlegen der Windungen bedingt, die für den progressiven Kennlinienverlauf ausgeschaltet werden müssen. Hierbei entstehen Geräusche und außerdem wird sehr bald der Korrosionsschutz zerstört, was un-



Bild 3-209: Progressivität durch variablen Drahtdurchmesser

ter Umständen zur Verminderung der Lebensdauer führen kann (**Bild 3-209**).

Der Wunsch zur Vermeidung dieser Nachteile einerseits als auch andererseits das Streben nach Federn, die sich räumlich an erwünschte Konstruktionsabmessungen besser anpassen lassen, führte zur Entwicklung von Schraubendruckfedern, die sowohl durch inkonsistanten Draht als auch variablen Windungsdurchmesser gekennzeichnet sind.

Auf diese Weise lässt sich eine ganze Reihe von Federn gestalten, die den jeweiligen Erfordernissen der Konstruktion hinsichtlich Federdurchmesser und Baulänge weitgehend angepasst ist. Wegen der kleinen Blocklänge erhielten diese Federn die Bezeichnung Miniblockfeder. Das Merkmal dieser Federn ist, dass die erforderlichen Windungen für den progressiven Kennlinienverlauf spiralförmig gestaltet sind, und dass sich diese Windungen bei Belastung ohne gegenseitige Berührung ineinander legen. Auf diese Weise werden Beschädigungen der Drahtoberfläche und Geräusche durch Windungsberührung vermieden. Allerdings muss bei dieser Federform die Gestaltung des Tellers besonders berücksichtigt werden (**Bild 3-210**).



Bild 3-210: Miniblockfeder

Side-Load-Feder

Einen Sonderfall bildet die Side-Load-Feder (**Bild 3-211**), die bei McPherson-Federbeinen eingesetzt wird [51]. Bei einer zentrisch zum Dämpferrohr angeordne-

Federkraft und Klemmkraft bei zentrischer Anordnung der Feder
Federkraft mit Wirkungslinie ohne Klemmung

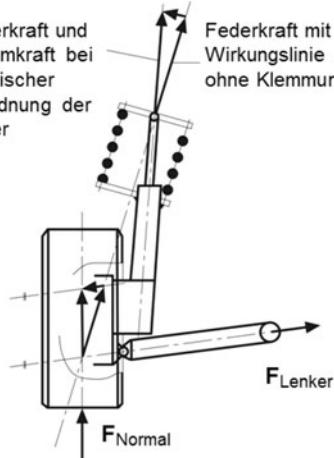


Bild 3-211: Klemmkräfte an der Kolbenstange

ten zylindrischen Schraubendruckfeder üblicher Bauart können an der Dämpferstange hohe Querkräfte auftreten, die zu einem stuckerigen Einfedern und vorzeitigem Dämpferkolben- und Dichtungsverschleiß führen. Der Interesse der Reibkraftreduzierung oft angewendeten Schrägstellung einer konventionellen zylindrischen Schraubendruckfeder sind jedoch häufig Bauaumgrenzen zum Reifen gesetzt.

Dies hat zur Entwicklung eines Schraubendruckfeder-typs geführt, dessen Federmittellinie im unbelasteten Zustand einen S-förmigen Verlauf hat [51], [52]. Diese ebenfalls über das Dämpferrohr geschobene SL-Feder nimmt dann im Arbeitsbereich wieder eine annähernd zylindrische Gestalt an (**Bild 3-212** rechts).

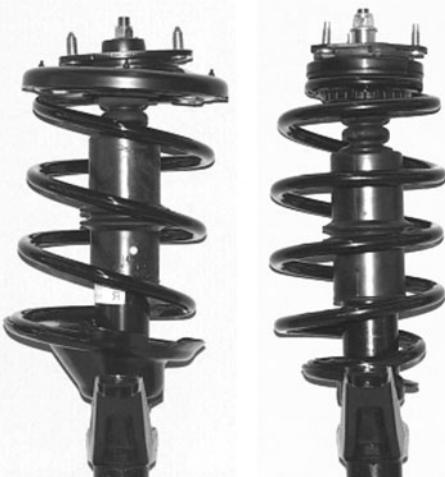


Bild 3-212: Konventionelles Federbein (links) und Federbein mit SL-Feder (rechts) mit gleichem Offset der Kraftwirkungslinie

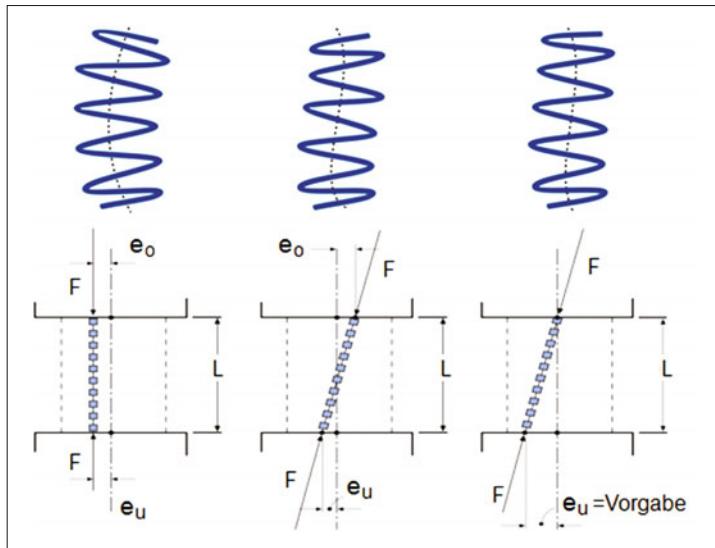


Bild 3-213:
Platzierung der Kraftwirkungslinie [53]

Ihre Wirkung besteht vorzugsweise darin, dass sie eine schräg durch die Federachse hindurch laufende Kraftwirkungslinie aufweist und dadurch bei nur mäßiger Schrägstellung der Feder zur Dämpferachse für eine optimale Querkraftreduzierung an der Dämpferstange sorgt.

Neben der Funktionsverbesserung wird auch gleichzeitig das Federgewicht erheblich reduziert. Die Federgeometrie lässt wesentlich kleinere Federteller zu, sodass das Gesamtgewicht um ca. 2 kg im Vergleich zu einem konventionellen Federbein reduziert wird. Ebenso gibt es Schraubendruckfedern, die im unbelasteten Zustand einen C-förmigen Verlauf der Federmittellinie aufweisen. Ihre Wirkung besteht vorzugsweise darin, dass sie eine parallel zur Federachse liegende Kraftwirkungslinie haben. Die Möglichkeiten zur Platzierung der Kraftwirkungslinie einer Feder sind in **Bild 3-213** dargestellt. Durch eine Kombination von SL- und C-Feder lässt sich die Kraftwirkungslinie beinahe beliebig im Raum platzieren, wobei deren Lage nicht außerhalb der Endwindungen der Feder liegen kann.

Endenformen

Eine andere Unterteilung von Schraubendruckfedern orientiert sich an der Ausbildung der Endwindungen. Über die Endwindungen muss ein einwandfreier Sitz der Feder gewährleistet sein. Sie ruhen deshalb auf Federtellern, welche die Schraubendruckfeder am Innern- oder Außendurchmesser führen. Die Endenformen sind (**Bild 3-214**):

- A: geschliffene, angelegte, geschmiedete oder gewalzte Federenden,
- B: plan angelegte Federenden,
- C: angelegte Federenden nach Tellersteigung,
- D: abwälzende Federenden mit angelegten Windungen,

E: plan angelegtes eingerolltes Federende,
F: angelegtes eingerolltes Federende nach Tellersteigung.

Als Ursprungsform kann die zylindrische Schraubendruckfeder mit angelegten und geschliffenen Endwindungen (**Bild 3-214**, Form A) angesehen werden. Beide Fertigungsmaßnahmen – Anlegen und Schleifen – bezeichnen eine möglichst gleichmäßige Verteilung der Federkraft auf einem ebenen Federteller, auch schon im Bereich geringer Belastung. Bei schweren Schraubendruckfedern wendet man anstelle des Planschleifens meist ein keilförmiges Ausschmieden oder Auswalzen der Stabenden vor dem Wickeln an [46]. Aus Kostengründen werden heute bei nahezu allen Großserienfedern die Federenden ohne mechanische Bearbeitung ausgeführt und dabei plan- oder entsprechend der Tellersteigung angelegt (Form B und C).

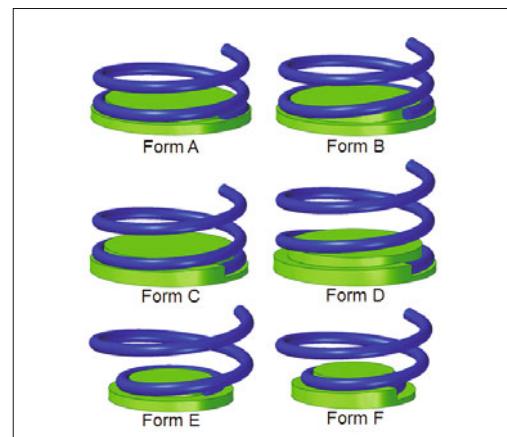


Bild 3-214: Endenformen von Schraubendruckfeder

Form D zeigt das Federende einer Abwälzfeder. Die Feder ist charakterisiert durch eine verminderte Länge der „toten“ Endwindungen. Während bei den vorherigen üblicherweise an jedem Ende 0,5 Windungen als Aufstandslänge ausgeführt werden, wird diese Länge bei Abwälzfedern im unbelasteten Zustand reduziert. Erst mit zunehmender Belastung legen sich die anschließenden Windungsteile an die Federteller an; die Endwindungen wälzen ab. Vorteile bietet die Schraubendruckfedervariante mit eingezogenen Endwindungen (Pigtailfeder, Form E und Form F). Neben der Einsparung von Federmaterial kann die Bauhöhe reduziert werden. Die Pigtailfeder ist die zylindrische Schraubendruckfeder mit der geringsten Bauhöhe aller zylindrischen Varianten. Da gleichzeitig mit dem Einziehen der Enden die Endsteigung Null werden kann, ist die Verwendung von ebenen und im Durchmesser relativ kleinen Federtellern möglich.

Federteller

Zur Sicherstellung der einwandfreien Funktion einer Feder im Fahrzeug ist das Federtellerdesign von entscheidender Bedeutung. Die Kontur des Federtellers richtet sich in erster Linie nach der Form des Federauges. Für Federn mit einer Steigung des Auges gibt es dementsprechend Steigungsteller. Bei Federn mit eingezogener Endwindung (*Pigtail*) werden ebenfalls angepasste Federteller verwendet.

Durch das Abwälzen der Feder im Auflagebereich kann es dort zu Schmutzablagerungen und zu Lackbeschädigungen der Feder kommen. Auf diese Weise besteht eine erhöhte Korrosionsgefahr. In Kombination mit den Spannungen der Feder im Auflagebereich können daher Federbrüche auftreten. Daher ist eine Schmutzwasserabführung insbesondere am unteren Teller durch z. B. Ablauftaschen vorzusehen. Die Beschichtung des Federtellers mit Zink kann eine Korrosionsausbreitung durch das Bilden einer aktiven Schutzschicht verhindern. Der Federteller übernimmt in diesem Fall die Funktion einer Opferanode. Besonders gut haben sich auch Gummiauflagen bewährt, die keine Relativbewegung zwischen Feder und Auflage zulassen (**Bild 3-215**). Auf diese Weise lassen sich auch akustische Probleme minimieren.

Insbesondere bei McPherson-Radaufhängungen muss der Federteller auch für eine Verdrehssicherung der Feder sorgen. Eine solche Verdrehssicherung kann man einerseits durch Formschluss oder andererseits durch Kraftschluss zwischen Feder und Teller erreichen. Zur Erhöhung des Kraftschlusses zwischen Feder und Teller ist daher ebenfalls der Einsatz von Gummiumlerlagen sinnvoll (**Bild 3-215**). Formschluss im Auflagebereich kann man beispielsweise durch ein elliptisches Federauge mit dementsprechender Kontur des Federtellers erreichen. Kraftschluss liegt bei einem V-förmigen Federsitz vor (**Bild 3-216**).

Zusätzlich unterscheidet man zwischen Außen- und Innenzentrierung der Feder. In **Bild 3-215** führt der Teller die Feder außen mit einem Kragensegment.



Bild 3-215: Federteller mit Außenzentrierung und Gummiauflage



Bild 3-216: Federteller mit V-Nut



Bild 3-217: Federteller mit Innenzentrierung

In **Bild 3-217** ist der obere Federteller für eine zylindrische Feder bei einer McPherson-Achse dargestellt. Bei diesem Teller liegt eine Innenführung der Feder ohne Gummiauflage vor.

Häufig werden an Federtellern sogenannte Fangkragen integriert, um einen möglichen Kontakt von Bruchstücken der Feder mit dem Reifen im Falle eines Federbruchs zu verhindern.

Ein solcher Fangkragen ist bei dem in **Bild 3-216** gezeigten unteren Federteller einer McPherson-Aufhängung dargestellt. Das eingezogene Federauge sitzt bei diesem Teller in einer sogenannten V-Nut im inneren Bereich des Tellers in der Nähe des für die Durchführung des Federbeins vorgesehenen Lochs. Durch die V-Nut wird die Reibung zwischen Feder und Teller erhöht, sodass zur Realisierung einer Verdrehssicherung auf eine Gummiauflage verzichtet werden kann.

Berechnung

Entsprechend der Kinematik der Radaufhängung und der Federanordnung besteht zwischen einer Einfederbewegung des Radaufstandspunktes und der entsprechenden Zusammendrückung der Aufbaufeder bei Einzelradaufhängungen ein Übersetzungsverhältnis i :

$$i = \frac{\Delta f}{\Delta z_R} \quad (3.46)$$

Das Federübersetzungsverhältnis i ist in der Regel kleiner als 1 und nicht konstant, sondern von der momentanen Lage der als Getriebeglieder anzunehmenden Radaufhängungsbauteile, also vom momentanen Einfederungszustand abhängig (**Bild 3-218**).

Zwischen der Radlast und der Federkraft besteht mit dieser Hebelübersetzung i folgendes Gleichgewicht:

$$F_F = \frac{F_R}{i} \quad (3.47)$$

Damit kann die sog. radbezogene Federsteifigkeit einer Einzelradaufhängung für einen bestimmten Einfederungszustand angegeben werden:

$$c_{\text{radbezogen}} = \frac{d F_R}{d z_R} = \frac{d(F_F \cdot i)}{d z_R} = c \cdot i^2 + \frac{d i}{d z_R} \cdot F \quad (3.48)$$

Eine progressive Kennlinie der Federung kann also u. U. auch durch entsprechende Auslegung der Radaufhängungskinematik erzielt werden. Zur Abschätzung der Federabmessungen sowie zur Berechnung einfacher zylindrischer Schraubendruckfedern mit konstantem Stabdurchmesser werden üblicherweise die in DIN 2089 angegebenen Gleichungen verwendet, die eine erste Näherung geben (**Bild 3-219**).

Die Federungsarbeit erhält man aus:

$$W = \frac{F \cdot s}{2} \quad (3.49)$$

Die Federkraft lässt sich mit folgender Gleichung bestimmen:

$$F = \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D^3 \cdot n} \quad (3.50)$$

Nach Umformung dieser Gleichung ergibt sich der Federweg:

$$s = \frac{8 \cdot F \cdot D^3 \cdot n}{G \cdot d^4} \quad (3.51)$$

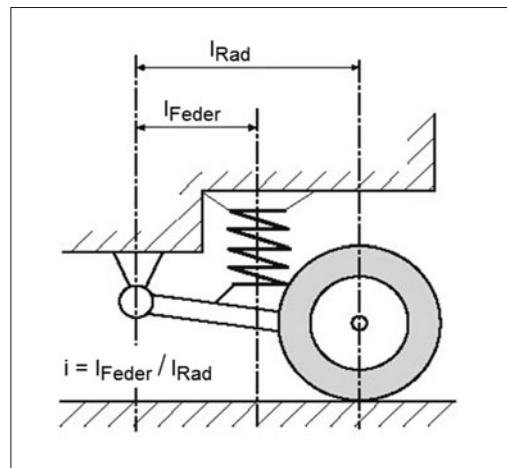


Bild 3-218: Hebelübersetzung i

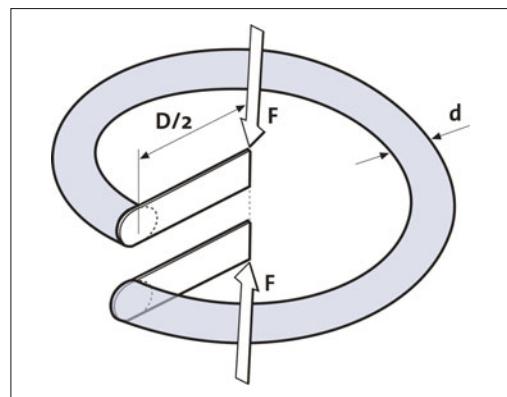


Bild 3-219: Berechnungsgrößen Schraubendruckfeder

Die Federrate erhält man aus:

$$c = \frac{F}{s} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} \quad (3.52)$$

Die Schubspannungen ergeben sich aus:

$$\tau = \frac{G \cdot d \cdot s}{\pi \cdot D^2 \cdot n} = \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} \quad (3.53)$$

Für den Stabdurchmesser ergibt sich somit:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot \tau}} \quad (3.54)$$

Die Anzahl der federnden Windungen lässt sich mit folgender Gleichung bestimmen:

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot c} = \frac{G \cdot d \cdot s}{\pi \cdot D^2 \cdot \tau} \quad (3.55)$$

Bei der Berechnung des gekrümmten Schraubendruckfederdrahtes errechnet man zunächst die ideale Torsionsspannung auf Basis eines geraden Stabes.

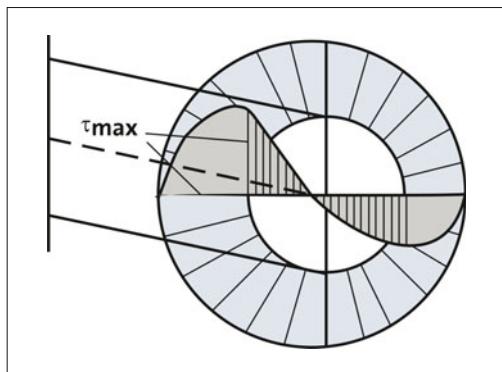


Bild 3-220: Spannungserhöhung am Windungsinnenrand

Auf diese Weise ist die ideale Schubspannung rotatiorionssymmetrisch. Die aus der Querkraft resultierende Querkraftschubspannung wird hierbei zunächst vernachlässigt. In Wirklichkeit tritt am Windungsinnenrand eine größere und am Windungsaußenumrand eine kleinere Beanspruchung auf, weil sich am Innenrand die Gleitwinkel aus Torsion und Querkraft addieren und der torsionsbedingte Gleitwinkel am Innenrand größer ist als am Außenrand (**Bild 3-220**).

In der Praxis wird die größte Schubspannung mit Hilfe eines Korrekturfaktors k ermittelt, der vom Wickelverhältnis w abhängt:

$$w = \frac{D}{d} \quad (3.56)$$

Für den k -Faktor ergibt sich:

$$k = \frac{w + 0,5}{w - 0,75} \quad (3.57)$$

Damit folgt für die korrigierte Spannung:

$$\tau_k = \tau \cdot k \quad (3.58)$$

Schraubendruckfedern können bei Überschreitung einer kritischen Kraft seitlich ausknicken. Für den elastischen Bereich lassen sich für Schraubendruckfedern folgende Bestimmungsgleichungen zur Berechnung der Knicksicherheit ableiten:

Die Knickkraft für die elastische Knickung ist abhängig vom Schlankheitsgrad λ sowie vom Lagerungsbeiwert v (**Bild 3-221**).

$$\lambda = \frac{L_0}{D} \quad (3.59)$$

Darin ist L_0 die Leerlänge der Feder und D der Durchmesser.

Zur Knickfederwegberechnung gilt die Gleichung:

$$s_k = L_0 \frac{0,5}{1 - \frac{G}{E}} \left[1 - \sqrt{\frac{1 - \frac{G}{E}}{0,5 + \frac{G}{E}} \left(\frac{\pi \cdot D}{v L_0} \right)^2} \right] \quad (3.60)$$

Die Knicksicherheit ist theoretisch gegeben für einen imaginären Wurzelwert und für:

$$\frac{s_k}{s} \geq 1 \quad (3.61)$$

In DIN EN 13906 kann die Knicksicherheit auch aus einem Diagramm entnommen werden.

Bei der Berechnung der mechanischen Eigenschaften einer Feder bedient man sich in der Regel dieser einfachen Formeln. Die Aussagekraft dieses Ansatzes ist allerdings begrenzt, da die Modellbildung sehr vereinfacht erfolgt. Zur genauen Beschreibung der Beanspruchung einer Feder eignet sich die Darstellung durch eine Kraftschraube. Bei der Kraftschraube (F , M_A) liegt die Zentralachse der Feder windschief zur geometrischen Längsachse und für fortschreitende Einfederung stets in einer anderen Position (**Bild 3-222**). Die Lage der mit der Kraftwirkungslinienrichtung der Kraft F übereinstimmenden Zentralachse des gesamten Systems errechnet sich aus der Bedingung,

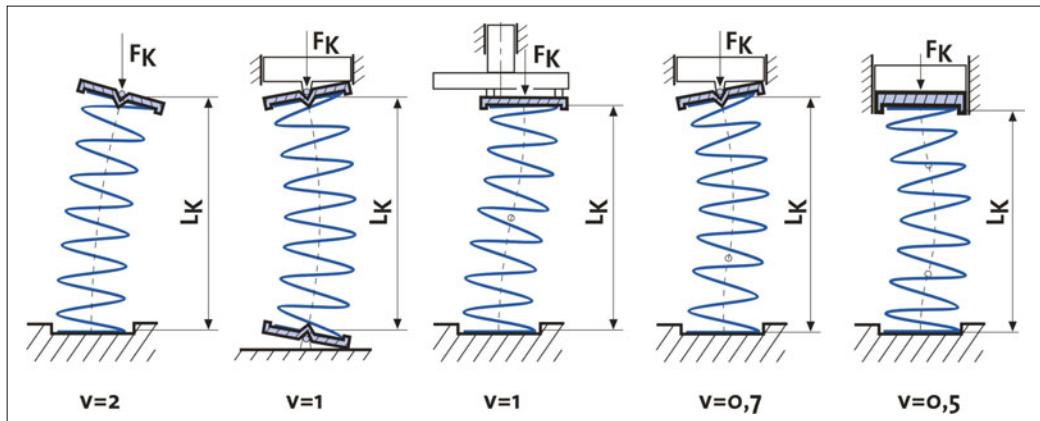


Bild 3-221: Einfluss der Federendenlagerung durch den Lagerungsbeiwert

dass das zugehörige Moment M_A parallel zur Kraft F gerichtet sein muss [54].

$$\vec{M}_A = \vec{M} - \vec{r}_A \times \vec{F} \quad (3.62)$$

Für den Ortsvektor, der senkrecht auf die Zentralachse trifft, gilt:

$$\vec{r}_A = \frac{\vec{F} \times \vec{M}}{\vec{F} \cdot \vec{F}} \quad (3.63)$$

Die Schnittpunkte der Kraftschraube mit den beiden zur x -, y -Ebene parallelen Ebenen an den Federenden nennt man Kraftdurchstoßpunkte einer Feder (P_1, P_2). Um eine Feder hinsichtlich Betriebsfestigkeit, Prozessfähigkeit im Fertigungsprozess, Bauraum und Funktion optimal zu gestalten, verwendet man bei der modernen Vorauslegung einer Feder Finite-Elemente-Methoden (FEM).

Nur diese Methode gestattet auch eine Kontrolle der Kraftwirkungslinie [55]. Die FEM Rechnung liefert neben den mechanischen Messgrößen Kraft- und Federrate auch detaillierte Zustandsfunktionen, z. B. die Verteilung der Spannungen im Federdraht. Außerdem ist es möglich, die komplekte Berechnung des Zustands einer Feder während des Einfederns durchzuführen. Bei optimaler Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Bauraums lässt sich so eine Federform generieren,

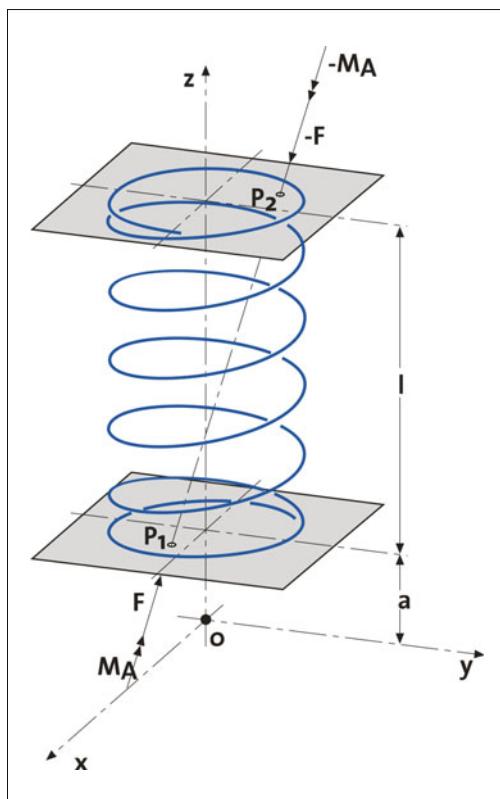


Bild 3-222: Kraftschraube [54]

bei der die Anforderungen an die Kraftwirkungslinie gezielt erreicht werden.

Von Seiten des Fahrzeugherrstellers werden die Richtung und der Betrag der Federkraft, die Rate und der zur Verfügung stehende Bauraum vorgegeben. Um auf Basis dieser Angaben zu einem aussagekräftigen Modell einer Feder zu kommen, erfolgt zunächst eine Vorauslegung mit Hilfe analytischer Formeln.

Auf diese Weise entsteht ein sehr einfaches Modell der Feder. Die Feder in zylindrischer Form wird durch die Parameter d (Drahtdurchmesser), D (mittlerer Windungsdurchmesser) und n (Zahl der wirksamen Windungen) beschrieben. Kraft F , Rate c und die Mittelwerte der Spannungen, z. B. τ für die mittlere Schubspannung, können bestimmt werden.

Anschließend erfolgt die gezielte Formanpassung des Federkörpers mit Hilfe der FEM- Berechnung. Dabei wird beispielsweise die Kraftwirkungslinie relativ zur Dämpferachse in der gewünschten Richtung positioniert [52]. Auch die Steigung der einzelnen Windungen kann damit so optimiert werden, dass es bei der Einfederung nicht zu Windungsberührungen kommt. Die Feder wird wegen ihrer komplexen Form durch einen sehr großen Satz von Parametern beschrieben. Die Kraft F wird als vektorielle Größe bestimmt und dementsprechend die Spannung als tensorielle Größe, z. B. τ für die Schubspannung, welche eine Funktion des Ortes und des Verformungszustands ist.

In Bild 3-223 ist ein Federmodell nach der analytischen Auslegung bzw. nach der FEM-Auslegung dargestellt. Das Resultat einer Windungsoptimierung zeigt Bild 3-224.

Die Ermittlung der Federrate, der Federkraft, des Federmoments, der Kraftdurchstoßpunkte und die Verformung der Feder bei unterschiedlichen Belastungszuständen werden auf Rahmenprüfwaagen durchgeführt (Bild 3-225).

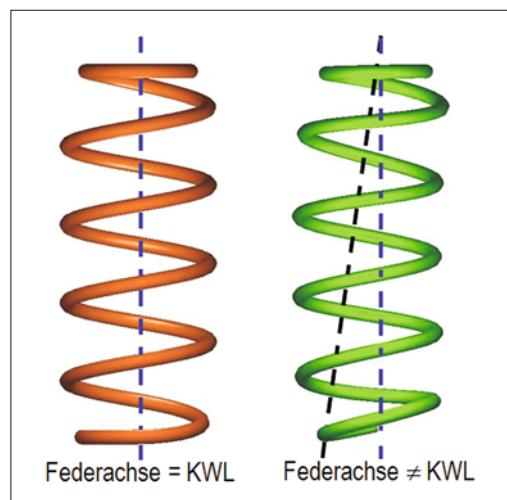


Bild 3-223: SL-Federauslegung; Federmodell nach der analytischen (links) und der FEM- Auslegung (rechts)

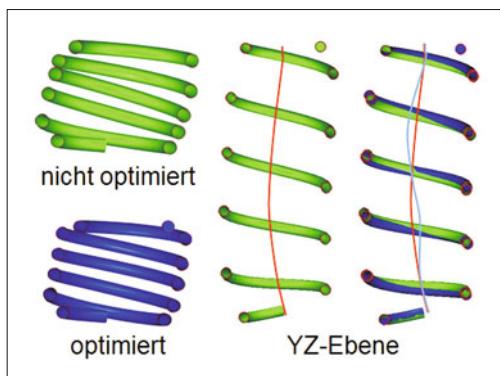


Bild 3-224: Federmodell vor der Windungsoptimierung (links) und nach Windungsoptimierung (rechts)



Bild 3-225: Rahmenprüfwaage [56]

Mit der Verwendung von 6 Kraftaufnehmern, die unter bekannten geometrischen Verhältnissen eingebaut sind, entsteht ein räumlich messendes Koordinaten- system, das die Ausgabe der beschriebenen Größen gestattet. Bei üblichen Rahmenprüfwaagen werden die 6 Kraftaufnehmer ausschließlich unterhalb der eingespannten Feder eingebaut [56]. Je weiter jedoch das obere Federende von der Messebene entfernt ist, desto größer ist der Berechnungsfehler für den oberen Kraftdurchstoßpunkt. Daher sind bei modernen Rahmenprüfwaagen auch oberhalb der eingespannten Feder zusätzlich 3 Kraftaufnehmer integriert.

3.5.4 Werkstoffe für Stahlfedern

Ein Federwerkstoff muss möglichst viel elastische Energie speichern und auch wieder abgeben können, was durch einen hohen E- bzw. G-Modul erreicht wird. Weiterhin sollen die Federn verformungsfrei hohen

Belastungen widerstehen, was wiederum durch hohe Festigkeiten und damit einer hohen Elastizitätsgrenze ermöglicht wird [57]. Darüber hinaus muss der Werkstoff kerb- und rissunempfindlich sein, was gleichbedeutend mit einer hohen Zähigkeit ist. Als Funktionseigenschaften sind Korrosionsresistenz, Setz- und Schwingfestigkeit zu nennen.

Federn werden in der Regel schwellend belastet, so dass der Werkstoff hohen Anforderungen an das Ermüdungsverhalten genügen muss. Da die Werkstoffermüdung im Mikrobereich des Gefüges ihren Anfang nimmt, ist die Duktilität des Werkstoffes von Bedeutung.

Als Faustregel gilt: je höher die Festigkeit eines metallischen Werkstoffes, desto niedriger seine Duktilität. Da diese beiden Grundauforderungen an einen Federwerkstoff recht gegensätzlicher Natur sind, gilt es, einen optimalen Kompromiss zwischen Festigkeit und Duktilität zu finden. Stehen mehrere Werkstoffe mit gleicher Festigkeit und Streckgrenze zur Auswahl, so ist unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Gesichtspunkte dem Werkstoff mit der höheren Duktilität der Vorzug zu geben.

Oberflächengüte und Reinheit sind weitere Kriterien bei der Beurteilung eines Federwerkstoffes. Bei Belastung treten Spannungsspitzen an allen Inhomogenitäten des Werkstoffes auf. Hier sind vor allem nichtmetallische Einschlüsse und alle Arten von Oberflächenfehlern zu nennen. Die Spannungsspitzen sind umso ausgeprägter, je schärfer der Kerbgrund des Oberflächenfehlers oder je größer bzw. härter der Einschluss ist. Dieser Formeinfluss wird als Kerbwirkung bezeichnet.

Fehler bei spröden Werkstoffen können sich viel schädlicher auswirken als bei duktilen Werkstoffen. Andererseits aber kann ein Werkstoff umso besser eine hohe Festigkeit aufweisen und auf gewisse Duktilitätsreserven verzichten, je weniger die Einschlüsse und Oberflächenfehler ausgeprägt sind. Die Größe der Einschlüsse sowie die Tiefe und Ausprägung der Oberflächenfehler haben einen stärkeren negativen Einfluss als ihre Häufigkeit. Hier ist die „Super-Clean“-Technologie bei der Stahlherstellung zu nennen, die durch eine bestimmte chemische Zusammensetzung verformbare Einschlüsse, sogenannte „Wolastonite“ erzeugt [57].

Risse aufgrund einer dynamischen Beanspruchung sind vorwiegend auf nichtmetallische Einschlüsse und Oberflächenfehler zurückzuführen. Grundsätzlich kann davon ausgegangen werden, dass jede Unvollkommenheit des Federwerkstoffes die dynamische Belastbarkeit herabsetzt.

Härte und Duktilität sind in metallischen Werkstoffen von Natur aus nie oder nicht hinreichend ausgeprägt vorhanden. Es bedarf besonderer Verfahren, um sie herzustellen oder zu verbessern. Die für Federwerkstoffe wichtigsten Verfahren sind das Vergüten, Aussöhnen und Kaltverfestigen.

Eine unwillkommene Begleiterscheinung jeder Wärmebehandlung ist die Randentkohlung. Sie entsteht,

weil der primäre Festigkeitsbestimmende Kohlenstoff dazu neigt, sich an der Werkstoffoberfläche mit dem Sauerstoff der Luft zu gasförmigem Kohlenoxyd zu verbinden. In den Außenbereichen des Werkstoffes vermindert sich dadurch der Kohlenstoffgehalt (Abkohlung) mit der Folge, dass die Festigkeit in den Außenbereichen abfällt. Daher werden Werkstoffe beim Patentieren oder Vergüten unter einer Schutzgasatmosphäre wärmebehandelt.

Werkstoffeigenschaften lassen sich zudem durch Legieren verbessern. Über Veränderung der Gewichtsbestandteile bestimmter chemischer Elemente im Stahl können Festigkeit, Zähigkeit, Härtbarkeit und Korrosionsresistenz optimiert werden. Die Legierungselemente haben Einfluss auf folgende Eigenschaften:

Festigkeit

Sie lässt sich vor allem durch die Elemente C, Si, Mn und Cr erzielen. Positiv wirken sich auch Zusätze von Molybdän (Mo), Vanadium (V), Nickel (Ni), Wolfram (W) und Kobalt (Co) aus.

Dehnung/Duktilität

Alle Elemente, die die Festigkeit steigern, vermindern in der Regel die Dehnung. Ausnahme sind solche Elemente, die zu einer Feinkornbildung führen, wie z. B. Vanadium.

Durchhärtung

Eine größere Eindringtiefe bzw. Durchhärtung wird durch C, Si, Mn, Cr, Mo und V erzielt.

Korrosionswiderstand

Cr, Mo und Ni erhöhen den Widerstand gegen Sauerstoffkorrosion. Elemente wie Titan (Ti) oder V (Vanadium) werden gegen Säurekorrosion eingesetzt.

Kerbsschlagzähigkeit

Mit zunehmendem Kohlenstoffgehalt sinkt die Kerbschlagzähigkeit spürbar. Einen negativen Einfluss haben hierbei auch alle Verunreinigungen wie Phosphor (P), Schwefel (S), Aluminium (Al) und Kupfer (Cu). Der Anteil dieser Verunreinigungen kann durch einen entsprechenden Herstellungsprozess gering gehalten werden.

Weiterhin kann die Oberflächenqualität durch Verfahrenstechniken wie Direktstrangguss, Walztechnologien und, wenn notwendig, durch Schleifen des Walzmaterials verbessert werden. Ebenso lässt sich durch eine Schmelzkontrolle der Reinheitsgrad des Stahles signifikant optimieren.

Werkstoffe werden nach den an das Endprodukt gestellten Anforderungen ausgewählt. Kriterien sind die Halzeugformen (Draht, Band, Blech oder Rohr) und der Werkstoffzustand (vergütabar oder nicht vergütabar). Federwerkstoffe sind weitgehend durch folgende Normen festgelegt:

- ♦ warmgewalzte Stähle für vergütbare Federn: EN 10089 (Ersatz für DIN 17221),

- ♦ runder Federstahldraht – patentiert gezogene Drähte: DIN 17223, Teil 1 (aus Kostengründen für Fahrwerksfedern kaum noch von Bedeutung),
- ♦ kaltgewalzte Stahlbänder für Federn: EN 10132/4 (Ersatz für DIN 17222),
- ♦ AFP-Stähle: EN100267.

Heutige, wesentliche Werkstoffe sind:

- ♦ Achsfedern: ca. 95 % SiCr-Vergütungsstähle (54SiCr6 und 60SiCrV7),
- ♦ kaltgeformte Stabilisatoren: AFP (38MnSiV7), Kohlenstoffstähle (Ck67), Vergütungsstähle (55Cr3), Mn-Stähle mit C bis 0,34 Massen-% für Rohrstabilisatoren,
- ♦ warmgeformte Stabilisatoren: Vergütungsstähle (Beispiel 50CrV4, 60SiCrV7).

Immer wichtiger werden die Korrosionsanforderungen der Automobilhersteller. Diese können einerseits passiv durch Beschichtungen verbessert werden oder aktiv durch Werkstoffeigenschaften. Bei den aktiven Maßnahmen muss zunächst die Korrosion näher betrachtet werden. Grundsätzlich wird zwischen zwei Mechanismen der Korrosion unterschieden:

- ♦ Sauerstoffkorrosion (Rost): Ausbildung von Korrosionsnarben durch lokale Auflösung des Eisens,
- ♦ Säurekorrosion: Wasserstoffversprödung, bei der der Werkstoff unter Entstehung von kathodischem Wasserstoff entlang der Korngrenzen versprödet.

Diesen beiden Mechanismen kann durch folgende Maßnahmen entgegengewirkt werden:

- ♦ Man kann die Rostschicht als Deckschicht durch die Legierungselemente Ni, Mo oder Cu ausbilden und somit die Korrosionsgeschwindigkeit verringern.
- ♦ Man kann Wasserstofffallen durch V (Vanadium) oder Ti (Titan) bilden, an dem sich der Wasserstoff fängt und die Neigung zu Wasserstoffversprödung deutlich verringert wird.
- ♦ Durch V (Vanadium) wird die Feinkörnigkeit und damit die Bruchzähigkeit erhöht, sodass sich Spannungsspitzen an Korrosionsnarben infolge plastischer Verformung besser abbauen.

Mit diesem Wissen entstand beispielsweise der sogenannte Stahl HPM190 durch Änderung der chemischen Zusammensetzung auf Basis des klassischen 54SiCr6. Der nächste Verbesserungsschritt ist eine Optimierung der Werkstoffeigenschaften über eine thermomechanische Behandlung. Dabei werden durch eine Verformung im Austenitzustand bei der Vergütung sehr kleine Austenitkörper und damit exzellente Eigenschaften erzeugt.

Leichtbaumaßnahmen am Fahrwerk führen neben einer Reduzierung des Treibstoffverbrauchs auch zu einer Verbesserung des Fahrverhaltens. Grundsätzlich sind für Achsfedern auch Leichtmetalle denkbar, scheiden heute aber meist durch ihren hohen Preis aus. Besonders empfehlen sich Titanlegierungen. Titan und Titanlegierungen weisen allgemein hohe Festigkeitswerte auf, die denen hochfester Stähle ent-

- ♦ warmgewalzte Stähle für vergütbare Federn: EN 10089 (Ersatz für DIN 17221),

sprechen. In Verbindung mit der im Vergleich zu Stahl um 40 % geringeren Dichte resultiert hieraus eine sehr hohe spezifische Festigkeit und somit eine hervorragende Eignung als Werkstoff für konstruktiven Leichtbau [58]. Der geringere Elastizitätsmodul bietet in Kombination hiermit besondere Vorteile beim Einsatz als Federwerkstoff, da das Gewicht einer Schraubendruckfeder näherungsweise durch folgenden Zusammenhang beschrieben wird:

$$m_{\text{Feder}} \approx \frac{G \cdot \varrho}{\tau^2} \quad (3.64)$$

Wie aus diesem Zusammenhang zwischen dem Federgewicht m , dem Schubmodul G , der Dichte ϱ und der Dauerfestigkeit unter Schubbeanspruchung τ hervorgeht, können mit Titanlegierungen effektive Gewichtsreduzierungen von etwa 50 % realisiert werden. Ein weiteres herausragendes Kennzeichen von Titanwerkstoffen ist ihre sehr gute Korrosionsbeständigkeit, die aus einer dünnen, festhaltenden Oxidschicht resultiert und die sich bei Oberflächenbeschädigungen sofort neu bildet. Titanbauteile behalten stets ihre Farbe, sie korrodieren nicht und sie laufen nicht an. Derzeit ist der Einsatz von Federn aus Titan noch auf den Rennsport beschränkt. In Zukunft weiter zunehmende Forderungen nach gewichtsreduzierenden Maßnahmen im Fahrzeugbau könnten diese Situation jedoch ändern.

3.5.5 Herstellung von Stahlfedern

Die Formgebung der Grundkörper von Metallfedern erfolgt ausschließlich spanlos. Sie werden durch Warm- und Kaltumformung hergestellt. Anschließend

durchgeführte Wärme- und Oberflächenbehandlungen sowie spezielle Plastifizierungsvorgänge dienen der Optimierung der Federeigenschaften.

3.5.5.1 Warmumformung

Die Fertigung von warmgeformten Federelementen läuft grundsätzlich für alle Federarten gleichmäßig ab. Nach der spanabnehmenden Oberflächenbearbeitung und Konfektionierung des Vormaterials erfolgt die Formgebung durch Wickeln oder Biegen.

Die Art und die Konstruktion der Federn können jedoch spezielle Arbeitsgänge erfordern, sodass sich ein wesentlich differenzierteres Ablaufschema ergibt [46]. In Bild 3-226 ist beispielhaft der Fertigungsablauf bei Blattfedern und Schraubendruckfedern gezeigt.

Die Warmformgebung von Federn erfolgt im Allgemeinen bei höheren Temperaturen. Dazu erfolgt eine Erwärmung des Vormaterials in neutraler oder leicht oxidierender Atmosphäre von 830 °C bis 900 °C. Im weiteren Verlauf wird kurz auf den spezifischen Herstellungsprozess der verschiedenen Federarten bei der Warmumformung eingegangen.

Formgebung von Blattfedern

Für die Herstellung von Parabelfedern wird Federstahl nach EN 10089 und EN 10092-1 verwendet, der als warmgewalzter Flachstahl vom Stahlhersteller geliefert wird. Der Lieferzustand der Flachstäbe ist „wie gewalzt“, damit entkohlt und mit Zunder behaftet.

Das geschnittene Vormaterial wird auf jeder Längenseite getrennt erwärmt und zum Auswalzen des parabolischen Verlaufes zwischen einem Walzenpaar in

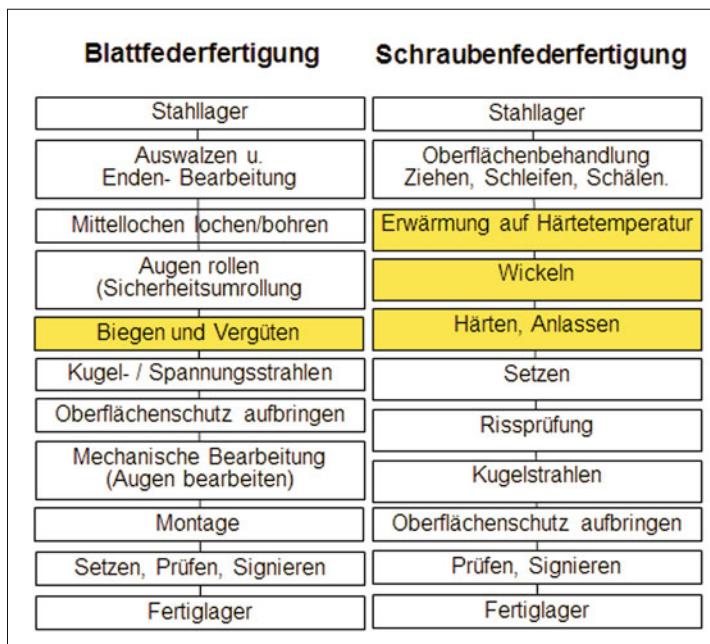


Bild 3-226:

Ablaufschema für die Fertigung von Blatt- und Schraubendruckfedern durch Warmumformung

Längsrichtung in einem oder mehreren Stichen hindurch gezogen. Der erforderliche Blattdickenverlauf wird durch die Veränderung des Walzenabstandes eingestellt. Die Walzen werden rechnergesteuert geregelt. Die Blattdicke bleibt im Bereich der Mitteneinspannung konstant, um eine parallele Schichtung der Lagen untereinander zu gewährleisten. In nachgeschalteten Pressen können verschiedene Bearbeitungsoperationen durchgeführt werden wie z. B. Abschneiden auf Länge und Breite (Formschnitt), Stanzen von Löchern, Einprägen von Warzen und Rippen, Kröpfen.

Federn mit mehreren Lagen werden in der Mitte durch Federschrauben fixiert. Die Durchgangslöcher werden durch Warmlochen oder Bohren hergestellt. Die Lochung erfolgt von der auf Zug beanspruchten Seite. Bei Parabelfedern wird ein Radius an dem Bohrungsumgang zur Zugseite angebracht.

Wenn die Blattfedern neben den Federungs- auch Führungsaufgaben der Achse übernehmen, werden am ersten Blatt sogenannte Federaugen angerollt. Das Federblatt wird einseitig erwärmt und um einen Dorn mit entsprechendem Durchmesser gerollt. Die zweiten

Lagen werden häufig mit einer Sicherheitsumrollung versehen, die das Auge der ersten Lage voll oder teilweise umschließt. Die Formgebung der Sicherheitsumrollung erfolgt analog zur Augenfertigung.

Nach der Erwärmung auf Härtetemperatur (Austenitisierung) werden die Blätter in ein Biegewerkzeug eingeführt. Vorher werden die Blätter zum Teil hochkantgerichtet. Das Biegewerkzeug besteht aus zwei zueinander beweglichen Hälften, die aus einem starren Mittenbereich und im Randbereich befindlichen Biegefingern aufgebaut sind. Die Einstellung der Biegelemente wird mit Hilfe einer Ofenfeder vorgenommen, die alle notwendigen Vorgaben wie z. B. den Setzzuschlag beinhaltet. Durch das Zusammenfahren der Werkzeughälften werden die Blätter in die vorgegebene Form gebracht.

Formgebung von Drehstabfedern

Als Vormaterial für die Drehstabfertigung wird geschliffenes oder geschältes Stabmaterial verwendet. Die Drehstabenden erhalten zur formschlüssigen Kraftübertragung entweder Vierkante, Sechskante oder eine Kerbverzahnung [46].

Die Erwärmung der Stabenden zum Anstauchen der Köpfe wird induktiv, konduktiv oder durch Gasbrenner vorgenommen. Die geforderten Toleranzen bei Vier- oder Sechskantköpfen werden im Allgemeinen ohne zusätzliche mechanische Bearbeitung erreicht. Stäbe mit Verzahnung werden nach dem Stauchen gegläht, um eine problemlose mechanische Bearbeitung sicher zu stellen. Nach dem Drehen der Köpfe auf das erforderliche Maß wird die Verzahnung durch die Fertigungsverfahren Räumen, Fräsen oder durch spanloses Rollen erzeugt.

Formgebung von Stabilisatoren

Als Vormaterial für die Stabilisatorenfertigung wird Rundmaterial mit gewalzter, gezogener, geschliffener

oder geschälter Oberfläche verwendet. Um die besonderen Anforderungen an die Lebensdauer zu erfüllen, ist der Einsatz von bearbeiteten Oberflächen üblich. Bei Stabilisatoren, die zusätzlich Radführungsaufgaben übernehmen, wird immer geschliffenes oder geschältes Vormaterial eingesetzt. Die Stabilisatorenenden sind je nach Kraftübertragung verschieden gestaltet. Je nach Endenform sind unterschiedliche Fertigungsgänge erforderlich. Stabilisatoren mit Augen werden nach dem Erwärmen der Enden auf Stauchmaschinen im Gesenk automatisch angeschmiedet, entgratet, gelocht und kalibriert. Die mechanische Bearbeitung der Schenkelenden kann sowohl vor als auch nach der Formgebung vorgenommen werden. Nach der Erwärmung wird der Stab in speziellen Biegevorrichtungen formschlüssig in eine durch das Werkzeug vorgegebene Form gebogen. Dazu werden hydraulisch arbeitende Zylinder eingesetzt, wobei für jede Stabilisatorform ein gesondertes Werkzeug angefertigt werden muss. Nach dem Biegevorgang werden die Stabilisatoren automatisch aus der Biegeform entnommen und ins Härteöl weitergeleitet.

Formgebung von Schraubendruckfedern

Zur Fertigung der konfektionierten Stäbe werden in Abhängigkeit von der Wirtschaftlichkeit verschiedene Verfahren eingesetzt (Ziehen, Schleifen, Hämmern, Drehen, Schälen). Zur halbautomatischen oder automatischen Warmformgebung von Schraubendruckfedern wird der erwärmte Stab über einen Wickeldorn gewickelt (**Bild 3-227**). Dabei wird der Stab von einem Mitnehmer am Dorn gehalten. Die Drehung des Wickeldornes sorgt für eine formschlüssige Wicklung des Stabs auf dem Dorn. Bei der halbautomatischen Fertigung wird die Steigung der Feder durch eine axiale Verschiebung des Dorns erreicht.

Bei automatischer Fertigung erfolgt die für die jeweilige Steigung erforderliche axiale Verschiebung des Stabes durch eine über dem Dorn angebrachte Leitrolle. Nach dem Wickelvorgang fährt der Dorn aus der Feder heraus, wobei die Feder von einem Greifer gehalten und anschließend automatisch ins Härtöl weitergeleitet wird. Für Federn, deren Endwindungsdurchmesser (Augendurchmesser) kleiner ist als der Windungsdurchmesser im Mittelteil (Körperdurchmesser), wird ein zweitei-



Bild 3-227: Warmformung von Schraubendruckfedern

liges Herstellungsverfahren angewendet. Die Feder erhält im ersten Teilschritt einen eingerollten und einem zylindrischen Abschnitt. Danach wird die Feder automatisch in eine zweite Vorrichtung eingelegt. Hier wird der zylindrische Abschnitt durch Einziehen auf bewegliche Dornscheiben eingerollt. Nach diesem Vorgang fahren die Dornscheiben aus der Feder heraus und die Feder wird ins Öl transportiert.

3.5.5.2 Vergütung warmgeformter Federn

Die Vergütung warmgeformter Federn erfolgt über die Martensitstufe. Das heißt Erwärmen auf Austenittemperatur, Abschrecken in Öl und Anlassen auf die gewünschte Festigkeit. Härtetemperatur und Durchlaufzeit des Federmaterials im Härteofen sind abhängig vom jeweiligen Querschnitt. Beim Härteten aus der Formgebungswärme darf die vorgeschriebene untere Temperaturgrenze zum Abschrecken nicht unterschritten werden. Das Abschrecken der Federn erfolgt üblicherweise in Öl, dessen Temperatur thermostatisch geregelt wird, um den zum Abschrecken notwendigen Temperaturgradienten einzuhalten. Um Härterisse zu vermeiden, geschieht das Anlassen der Federn direkt im Anschluss an das Härteten; je nach gewünschter Festigkeit der Feder wird die entsprechende Anlasstemperatur und Anlassdauer festgelegt.

3.5.5.3 Kaltumformung

Beim Kaltformen werden Drähte vom Coil bis etwa 18 mm Durchmesser (für Schraubenfedern), Stäbe bis etwa 28 mm Durchmesser (für Stabilisatoren) und Röhre bis etwa 40 mm Außendurchmesser (ebenfalls für Stabilisatoren) verwendet. Ausgangsmaterial ist meist

ein bereits im Anlieferungszustand vergüteter Werkstoff, der im ersten Produktionsschritt kaltgeformt wird. Einer der Vorteile der Kaltformgebung besteht darin, dass Materialvergütung und Formgebung getrennte Vorgänge sind, die sehr gut kontrolliert werden können. Zudem hat sich in den letzten Jahren die Kaltformgebung aufgrund ihrer Formgebungsflexibilität und Produktqualität mehr und mehr durchgesetzt. Für diese Technologie wurden Verfahren entwickelt, die eine direkte Übergabe des Designs aus der FEM-Rechnung an die Formgebungsanlagen ermöglicht.

Durch das Spannungsarmglühen werden die durch den Kaltformgebungsprozess entstandenen Eigenspannungen weitgehend beseitigt. Blattfedern und Drehstabfedern werden ausschließlich warmumgeformt. Daher wird im weiteren Verlauf nur auf den spezifischen Herstellungsprozess von Stabilisatoren und Schraubendruckfedern eingegangen.

Kaltumformung von Schraubendruckfedern

Die Kaltformgebung als Arbeitsgang ist das Wickeln. Dieser wird auf CNC-gesteuerten Windeautomaten für Achsfedern durchgeführt. Der Ablauf ist so organisiert, dass Oberflächenfehler des Drahtes durch eine kontinuierliche Prüfung vor dem Windeautomaten erkannt und fehlerhafte Drähte aussortiert werden. Auf diese Weise können keine Oberflächenfehler während des Windeprozesses entstehen. Der Windeprozess beinhaltet die gesamte Formgebung inkl. der Federenden.

Die Gestalt, in der die Feder den Automaten verlässt, ist so ausgelegt, dass diese nach den anschließenden Arbeitsgängen den Abmessungen der Zeichnungsvorgabe entspricht. Den Herstellungsprozess von kaltgeformten Achsfedern zeigt Bild 3-228, links.

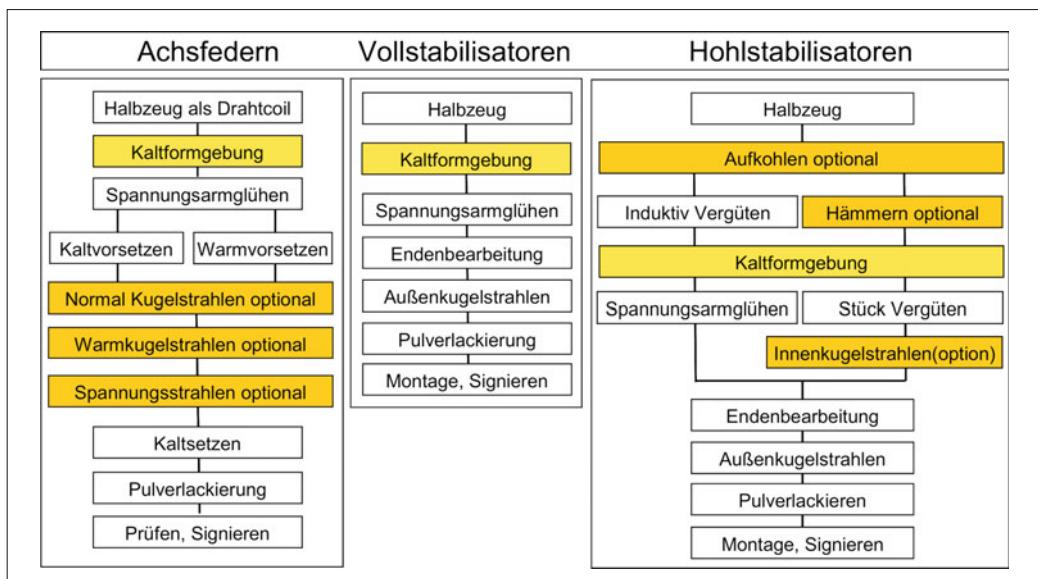


Bild 3-228: Herstellungsprozess von Achsfedern, Voll- und Hohlstabilisatoren durch Kaltumformung

Kaltumformung von Stabilisatoren

Die Formgebung erfolgt kalt weitgehend in vollautomatisch arbeitenden Werkzeugen, wobei auch partielle Erwärmungen für Stauchungen und Plättungen an den niedrig beanspruchten Schenkelnenden mit durchgeführt werden. Durch geeignete Maßnahmen bei der Formgebung wird das Entstehen von Oberflächenbeschädigungen vermieden. Den Herstellungsprozess von Vollstabilisatoren zeigt Bild 3-228, Mitte. Die Herstellung von Vollstabilisatoren erfolgt üblicherweise mit Pressenwerkzeugen (Bild 3-229).

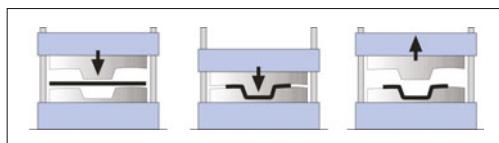


Bild 3-229: Herstellungsprozess von Vollstabilisatoren in Pressen durch Kaltumformung

Die Fertigung der Stabilisatoren wird ebenso wie das Aufpressen von Fixierungsringen rationell in den Formgebungsprozess integriert. Notwendige zerspanende Arbeitsgänge werden auf meist vollautomatisch arbeitenden Maschinen durchgeführt, die z.T. direkt mit dem Formgebungsprozess verkettet sind.

Die oft für ein schonendes Aufbringen von Gummilabern an den Stabilisatoren notwendigen Fasen werden wirtschaftlich vor dem Formen am geraden Stab durch Schleifen angebracht.

Aufgrund notwendiger Gewicht einsparungen sind Rohrstabilisatoren in den letzten Jahren sehr erfolgreich und werden vermehrt eingesetzt. Je nach Beanspruchungsniveau stehen hier unterschiedliche Fertigungsverfahren zur Verfügung (Bild 3-228, rechts). Beispielsweise kann durch eine Reduzierung des Querschnittes durch Hämmern in niedrig beanspruchten Bereichen eine Spannungshomogenisierung erreicht werden. D.h., Verformungsarbeit wird von den hoch beanspruchten Bereichen in niedrig beanspruchte verlagert (Bild 3-230).

Die Erzeugung der Geometrie von Rohrstabilisatoren erfolgt üblicherweise mit einem Doppelkopfbiege werkzeug (Bild 3-231).

3.5.5.4 Kugelstrahlen

Das Oberflächenverfestigungsstrahlen, oder Kugelstrahlen, hat sich als ideales, wirtschaftliches Verfahren zur Lebensdauererhöhung hoch beanspruchter Federn durchgesetzt. Es wird sowohl bei kalt- als auch bei warmumgeformten Federn angewendet.

Durch das Kugelstrahlen werden eine Verdichtung und eine Druckeigenspannungszone im Oberflächenbereich erzeugt. Diese Druckeigenspannungen überlagern die auftretenden Lastzugspannungen (Bild 3-232). Die den Bruch einleitende Lastzugspannung

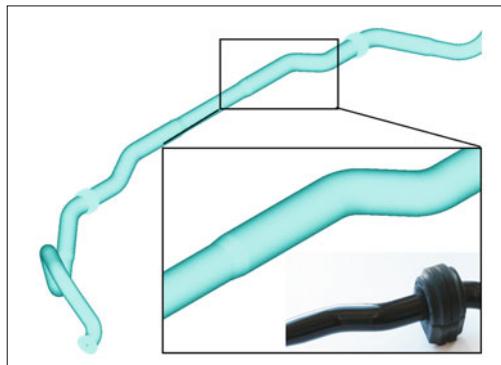


Bild 3-230: Gehämmerner Stabilisator zur Spannungshomogenisierung; in der Mitte und an den Enden ist der Querschnitt deutlich verjüngt.

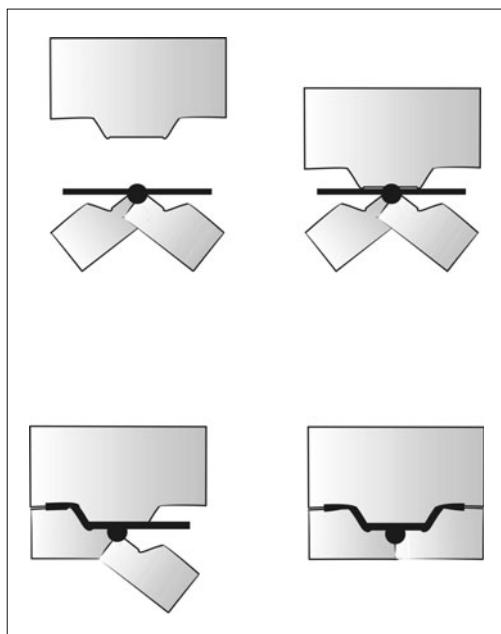


Bild 3-231: Herstellungsprozess von Rohrstabilisatoren in Doppelkopfbiegern durch Kaltumformung

wird dadurch zu weiter im Drahtinneren bzw. Rohrinnen liegenden Bereichen verlagert und zusätzlich reduziert. Kleine Oberflächenfehler können daher nicht mehr zur Bruchinitiation führen.

Die Qualität einer Kugelstrahlbehandlung ist außer von den werkstofflichen Eigenschaften des Strahlgutes im Wesentlichen von den Einstellparametern der Strahlanlage und vom eingesetzten Strahlmittel abhängig. Für einen hinsichtlich Schwingfestigkeitserhöhung optimalen Strahlerfolg sind dabei die Wahl des richtigen Strahlmittels (Art, Korngröße, Härte), die günstigste

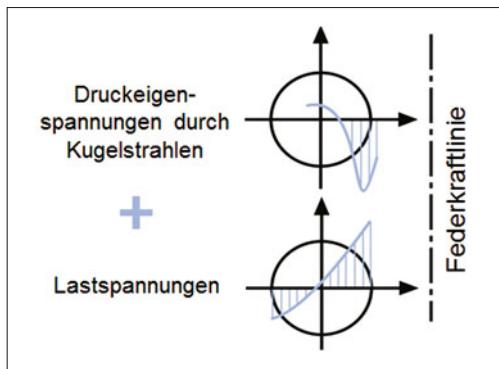


Bild 3-232: Reduzierung der Lastspannungen durch Kugelstrahlen

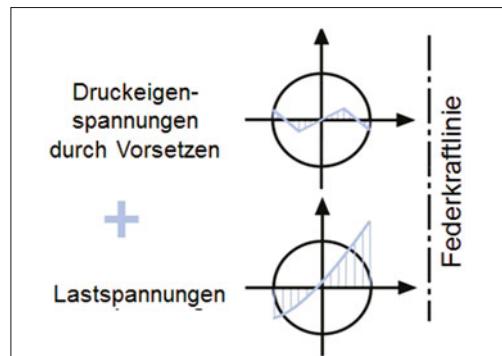


Bild 3-233: Reduzierung der Lastspannungen durch Vorsetzen

Abwurfgeschwindigkeit, der Strahlmitteldurchsatz, die Schleuderradeinstellung und die Strahlzeit von besonderer Wichtigkeit. Die Strahlintensität und der Überdeckungsgrad werden ständig überwacht, um eine gleich bleibend hohe Qualität zu gewährleisten. Dazu sind neben einer Abstimmung aller signifikanten Einflussgrößen umfangreiche Kontroll- und Wartungsmaßnahmen erforderlich.

3.5.5.5 Plastifizieren

Wird ein auf Biegung oder Torsion beanspruchtes Federelement über seine Fließgrenze hinaus beansprucht, so spricht man von Setzen oder Plastifizieren. Durch das Vorsetzen werden ebenfalls Druckeigenspannungen erzeugt, die die Lastspannungen reduzieren und die Betriebsfestigkeit erhöhen. Während dieser Vorgang bei Federn im Einsatz unbedingt vermieden werden muss, lassen sich durch ein Vorsetzen während der Fertigung folgende Vorteile erzielen:

- ◆ Erhöhung der zulässigen Beanspruchung,
- ◆ Erzeugung günstigsten Eigenspannungszustandes,
- ◆ verbesserte Relaxations- und Kriechverhalten.

In der Praxis wird so vorgegangen, dass der Konstrukteur einen bestimmten Plastifizierungsgrad, abhängig von Federart, Vergütfestigkeit und Arbeitsbeanspruchung festlegt. Der sich daraus ergebende Setzverlust muss bei der Fertigung als Setzzuschlag berücksichtigt werden (**Bild 3-233**).

Im Gegensatz zu Drehstäben und Blattfedern wird der Plastifizierungsgrad bei Schraubendruckfedern durch den bis zur Blocklänge vorhandenen Federweg begrenzt. Eine Vergrößerung des Plastifizierungsgrades ist in diesem Fall nur durch Setzen bei erhöhten Temperaturen möglich. Derart vorgesetzte Achsfedern erweisen sich als kriechresistenter als kaltvorgesetzte Federn. Da Stabilisatoren im Gegensatz zu Blatt-, Drehstab- und Schraubendruckfedern einer dynamischen Wechselbeanspruchung ausgesetzt sind, können sie nicht vorgesetzt werden.

3.5.5.6 Korrosionsschutz

Stahlfedern sind je nach Einsatz mehr oder weniger stark den verschiedenen Korrosionsarten ausgesetzt. Ein auf den jeweiligen Verwendungszweck abgestimmter Korrosionsschutz ist deshalb unerlässlich.

Lackieren

Achsfedern und Stabilisatoren wurden früher überwiegend in Tauchlackieranlagen lackiert, um sie vor Korrosion zu schützen. Inzwischen ist man dazu übergegangen, Achsfedern und Stabilisatoren elektrostatisch mit Pulver zu beschichten. Sowohl vor der Tauchlackierung als auch vor der Pulverbeschichtung werden die Federn bzw. Stabilisatoren gereinigt, um sie anschließend mit einer Zinkphosphatschicht zu versehen. Auf diese Weise entsteht ein Haftgrund, mit der die mechanische Verklebung der Lackierung bzw. der Beschichtung verbessert wird. Bei der weiteren Behandlung kommen die bereits genannten Be- schichtungsprozesse zum Einsatz:

◆ **Tauchlackierung:** Auf die Zinkphosphatschicht wird ein Primer aufgetragen, der häufig aus einem Zweikomponentenmaterial besteht. Anschließend erfolgt der Lackauftrag im Tauchbad. Die auf Epoxid-Ester-Basis hergestellten Einbrenntauchlacke sind oft lösungsmittelhaltig. Der Vorteil der Tauchlackierung ist der im Vergleich zur ungeschützten Oberfläche verbesserte Korrosionsschutz. Als Nachteile sind die begrenzte und ungleichmäßige Schichtdicke, der geringe Schutz gegen mechanische Beschädigungen und die ökologische Bedenklichkeit zu nennen.

◆ **Elektrotauchlackierung:** Bei der Elektrotauchlackierung werden mit Wasser verdünnbare Beschichtungsstoffe mit Hilfe einer angelegten Spannung auf den Stabilisatoren bzw. Federn abgeschieden. Es gibt die Kathodentauchlackierung und Anodentauchlackierung. Als Vorteile der anodischen Tauchlackierung sind der geringe anlagentechnische Aufwand und der günstige Preis zu nennen. Dem gegenüber

stehen als Nachteile der geringe Umgriff der Beschichtungsschicht und der begrenzte Korrosionsschutz. Die Vorteile der Kathodentauchlackierung sind der bessere Umgriff sowie höhere und gleichmäßige Schichtdicken. Dem gegenüber steht der hohe anlagentechnische Aufwand.

Elektrostatische Pulverbeschichtung (EPS)

Bei diesem Verfahren werden pulverförmige Beschichtungsstoffe auf der Basis von Epoxyharzen in einem elektrostatischen Feld in einer abgeschlossenen Kammer aufgetragen. In **Bild 3-234** ist dargestellt, wie die Federn während dieses Vorganges auf einem Pulvergehänge durch die Kammer geführt werden. Die elektrostatische Pulverbeschichtung ermöglicht das Auftragen von höheren Schichtdicken als bei den bereits genannten Verfahren, sodass u. a. eine größere Beständigkeit der Beschichtung gegenüber mechanischen Beschädigungen besteht. Da das an den Werkstücken vorbeigesprühte Pulver zurückgewonnen werden kann, liegt die Materialausnutzung nahezu bei 100 %, sodass von diesem Verfahren eine geringe Umweltbelastung ausgeht. Als Nachteil der elektrostatischen Pulverbeschichtung ist die, insbesondere bei sehr eng gewickelten Achsfedern auftretende Schichtdickenschwankung zwischen Außen- und Innenseite des Bauteils zu nennen. Als noch besseren Schutz gegen Steinschlagbeanspruchungen kommen auch Doppelbeschichtungen zum Einsatz, die aus einem meist Zn-haltigen Primer als Basis-Schicht und einer verstärkten äußeren Schicht bestehen.



Bild 3-234: Federn auf Pulvergehänge

3.5.5.7 Endkontrolle und Markierung

Federelemente erhalten zu ihrer Identifizierung eine Kennzeichnung, in der Daten wie Hersteller, Fertigungsdatum, Charge und Typ enthalten sein können. Dazu werden Aufkleber, Lasersignierungen oder im Tamponprint aufgebrachte Markierungen benutzt. Außerdem ist es üblich, bei Blatt- und Schraubendruck-

federn Lastgruppen zu sortieren und diese durch eine zusätzliche Farbsignierung oder Aufkleber zu vermerken. Die Sortierung in Lastgruppen erfolgt durch eine 100 %ige Lastprüfung und erlaubt eine entsprechende Reduzierung der Toleranzbreite.

3.5.6 Compositfedern

Faserverbundkunststoffe (Faser-Kunststoff-Verbund FKV) bestehen aus Armierung und Matrix. Die Armierung sind Faserstoffe, die dem Verbund seine Festigkeit insbesondere in Längsrichtung gibt. Die Matrix ist ein Kunststoff, der die Fasern zusammenhält und dem Verbund seine Steifigkeit verleiht. Die kostengünstigste und gängigste Kombination besteht aus Langglassfasern mit Polyesterharz.

Faserverbund- oder Compositwerkstoffe haben viele Vorteile:

- ◆ Gewichtsreduzierung gegenüber Stahl 50–70 % (spezifische Dichte 1,6 bis 2,0 g/cm³),
- ◆ sehr gute Ermüdungsfestigkeit (bruchfest),
- ◆ niedriger Elastizitätsmodul (20 000 MPa),
- ◆ korrosionsfest,
- ◆ keine Hysterese / Reibung,
- ◆ beliebige Formgebung.

Die Nachteile sind jedoch:

- ◆ umständliche und teure Herstellung,
- ◆ richtungsabhängige (anisotropische) Festigkeit,
- ◆ komplizierte Anbringung von Anbauformen (Bohrungen) und Verbindung zu Anbauteilen.

Compositwerkstoffe (Endlosglasfaser in Polyestermatrix) unterliegen dem Hook'schen Gesetz. Deren Festigkeit ist vergleichbar mit der von Stahl (**Bild 3-235**). Die Bruchdehnung liegt bei ca. 12 %.

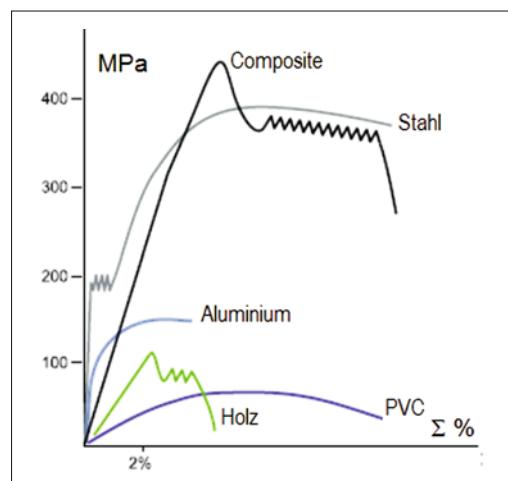


Bild 3-235: Vergleich Kraft-Dehnungsverhalten verschiedener Werkstoffe gegenüber Glasfaser/Polyester Compositwerkstoff [59]

Bei der Entwicklung von Komponenten aus Faserverbundwerkstoffen muss neben dem werkstoffgerechten Design das jeweilige Fertigungsverfahren berücksichtigt werden, da dieses einen signifikanten Einfluss auf Machbarkeit, Kosten und Funktion hat.

Im Fahrwerk sind FKV besonders geeignet für den Einsatz in Blattfedern (**Bild 3-236**), weil diese rein auf Biegung beansprucht werden, der Werkstoff damit beanspruchungsoptimal genutzt wird und eine sehr hohe Gewichtseinsparung gegenüber einer Stahlfeder realisiert werden kann. Einlagige FKV-Blattfedern können mehrlagige Stahlblattfederpakete ersetzen, mit Vorteilen in Kosten und Gewicht. Auch die Korrosionsfestigkeit ist für Fahrwerksanwendungen von großem Vorteil.



Bild 3-236: Faserverbundblattfeder mit Anbauteilen

In der Vergangenheit gab es immer wieder vereinzelte Anwendungen von FKV-Blattfedern in geringen Stückzahlen (zum Beispiel: in der Corvette als Querblattfeder). Seit 2006 läuft die erste Großserienanwendung in den Transportern Mercedes Sprinter und VW Crafter mit hohen Stückzahlen in der Praxis [59a] (**Bild 3-237**).

Es gibt zahlreiche Herstellungsvarianten für Bauteile aus FKV. Für die genannte Blattfeder hat aufgrund der



Bild 3-237: Qualitätsprüfung Großserien GFK-Blattfeder [59a]

erzielbaren mechanischen Eigenschaften und insbesondere der guten Schwingfestigkeit sowie der Großserienfähigkeit das sogenannte Prepregverfahren (**Bild 3-238**) durchgesetzt.

Dabei wird im ersten Schritt ein imprägniertes Halbleug hergestellt, das sogenannte Prepreg (preimpregnated fibers). Die Tränkung der Fasern mit dem Harz wird hier der Bauteilherstellung vorangestellt, sodass nachfolgende Prozessschritte mit den relativ gut verarbeitbaren, flächigen Streifen durchgeführt werden können. Die Prepregstreifen werden zugeschnitten und zu einem Rohling drapiert. Anschließend wird der Rohling in eine Pressform eingelegt und unter hohem Druck und Temperatur (100 °C – 180 °C) ausgehärtet. Zum Schluss erfolgen eine mechanische Nachbearbeitung der Federn und die Montage der Anbauteile zum Einbau in das Fahrzeug.

3.5.7 Federung für Niveauregelung

3.5.7.1 Aufgaben und Bauarten

Die Niveauregelung hat die Aufgabe, den Abstand zwischen Fahrbahn und Aufbau des Fahrzeugs konstant zu halten. Die Einfederung unter Last, die man von der Stahlfeder her gewohnt ist, wird somit kompensiert. Die Federung und Dämpfung kann mit diesem System weich und komfortabel gestaltet werden. Die Radstellung und Fahrbahnbeleuchtung sind unabhängig vom Beladungszustand. Eine ausführliche Beschreibung derartiger Systeme findet sich in den Abschnitten 3.6.8

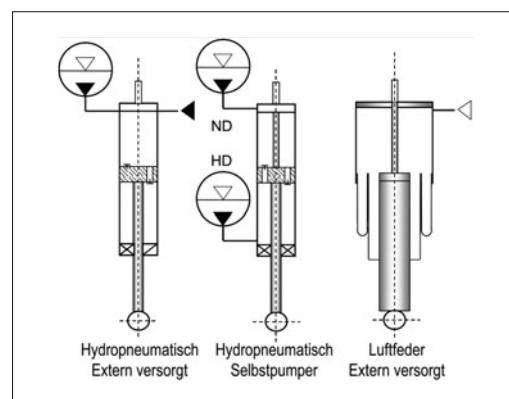


Bild 3-239: Niveauregelung mit Luft- und hydropneumatischer Federung

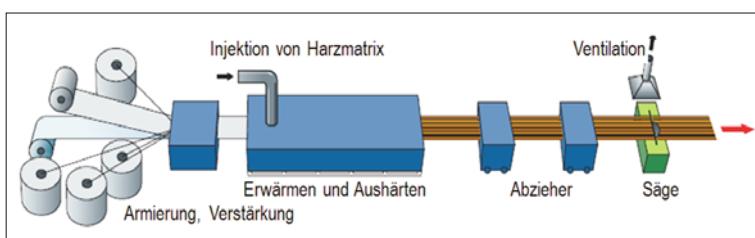


Bild 3-238:
Herstellung von Prepreg für
Blattfederanwendungen [59]

und 8.3.4. Hier sollen nur die unterschiedlichen physikalischen Prinzipien, ihre prinzipiell berechnung und die sich daraus ergebenden funktionellen Unterschiede beschrieben werden.

Generell gibt es zwei unterschiedliche physikalische Lösungen zur Niveauregelung mit Hilfe von Fluiden: entweder durch Zu- bzw. Abfuhr von Luft (Luftfeder) oder Öl (Hydropneumatik). In beiden Fällen wird eine Energieversorgung benötigt. Die prinzipiellen Ausführungen von Luftfederung und hydropneumatischer Federung sind in **Bild 3-239** gezeigt [60].

Luftfedern werden oft als Baueinheit mit dem hydraulischen Stoßdämpfer ausgeführt (siehe Abschnitt 3.6.8.2 bis 3.6.8.4).

Bei der Hydropneumatik bildet der hydraulische Verstellzylinder mit dem Dämpfer eine Einheit. Diese unterscheidet man nach extern versorgten Federelementen (Federzylinder – siehe Abschnitt 3.6.8.2) und nach selbstpumpenden Federelementen (Nivomat – siehe Abschnitt 3.6.8.3).

Das physikalische Verhalten einer Gasfeder lässt sich mit dem thermodynamischen Grundsatz (Gl. 3.66) der polytropen Zustandsänderung beschreiben (**Bild 3-240**):

$$p \cdot V^n = \text{const} \quad (3.66)$$

mit

p : Systemdruck

V : Systemvolumen

n : Polytropenexponent ($1 < n < 1,4$); $n = 1$ beim statischen Federungsvorgang (isotherm), $n = 1,4$ beim dynamischen Federungsvorgang (adiabat)

Der Gradient dieser Kennung stellt die Federsteifigkeit der Gasfeder dar. Der Gradient lässt sich durch Differentiation von Gl. (3.66) ermitteln.

$$V^n \cdot dp + n \cdot p \cdot V^{n-1} \cdot dV = 0 \quad (3.67)$$

$$\frac{dp}{dV} = -\frac{n \cdot p \cdot V^{n-1}}{V^n} = -\frac{n \cdot p}{V} \quad (3.68)$$

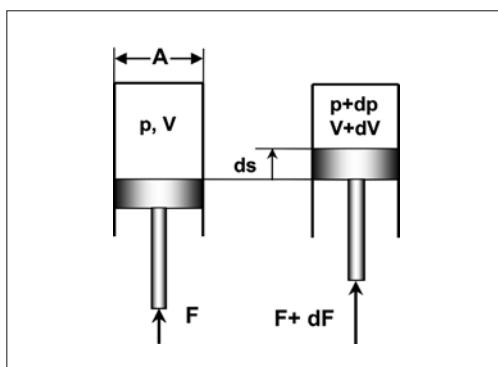


Bild 3-240: Gasfeder, schematisch

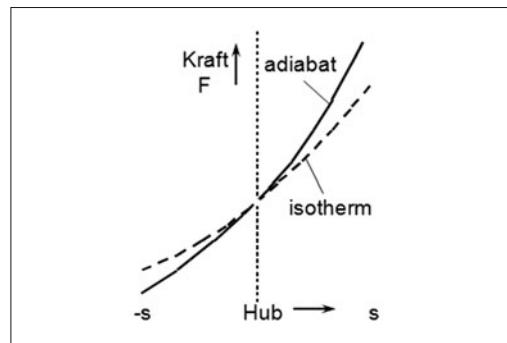


Bild 3-241: Gasfeder schematisch mit Federkennlinie

Mit A als Kolbenfläche, $dp = dF/A$, $dV = -A \cdot ds$ und $dF = c \cdot ds$ (**Bild 3-241**) ergibt sich hieraus die Federsteifigkeit bei polytroper Zustandsänderung c_{pol} :

$$\frac{dF}{ds} = c_{\text{pol}} = \frac{n \cdot A^2 \cdot p}{V} \quad (3.69)$$

Für den absoluten Druck p gilt unter Berücksichtigung des Umgebungsdrucks p_a und Gasfederinnendrucks p_i

$$p = p_i + p_a \quad (3.70)$$

und für die Federkraft $F = (p - p_a) \cdot A = p_i \cdot A$.

Für Überdrücke ≥ 10 bar gilt angenehmt $p \approx p_i$.

3.5.7.2 Berechnung von Gasfedern und deren Eigenschaften

Die Niveauregelung kann mittels einer Gasfeder grundsätzlich auf zwei verschiedene Arten erfolgen (**Bild 3-242**):

- ◆ durch Zu- oder Abführen von Gas (Luftfeder),
- ◆ durch Zu- oder Abführen von Öl (hydropneumatische Feder).

Im Auslegungspunkt „0“ der Gasfeder gilt jeweils

$$c_{\text{pol},0} = \frac{n \cdot A^2 \cdot p_0}{V_0} \quad (3.71)$$

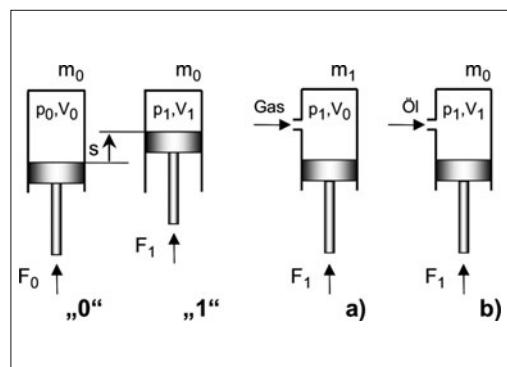


Bild 3-242: Niveauregelung durch Gas oder Ölzufluhr

Luftfeder

Bei Erhöhung der Kraft von F_0 nach F_1 wird bei einer Luftfeder solange Gas nachgefördert, bis das Ausgangsniveau wieder hergestellt ist. Hierdurch erhöht sich die Gasmasse auf m_1 , das federnde Gasvolumen des Ausgangszustandes muss wieder erreicht werden ($V_1 = V_0$). Der zur Laststeigerung notwendige Druck p_1 liegt auf der Polytropen m_1 (Bild 3-243, Punkt 1). Die Federsteifigkeit der Luftfeder ergibt sich somit zu:

$$c_l = \frac{n \cdot A^2 \cdot p_1}{V_0} \quad (3.72)$$

Dies entspricht einer linearen, lastabhängigen Federatenänderung.

Hydropneumatische Feder

Bei der hydropneumatischen Feder erfolgt der Niveaustausch durch Nachfüllen von inkompressibler Hydraulikflüssigkeit. In diesem Fall bleibt die Gasmasse m_0 konstant; die Druckänderung zu p_1 erfolgt entlang der Ausgangspolytropen m_0 (Bild 3-243 Punkt 1*).

Die Federsteifigkeit der hydropneumatischen Feder ergibt sich aus

$$c_{pol,1} = \frac{n \cdot A^2 \cdot p_1}{V_1} \quad (3.73)$$

mit Beziehung (3.66) für V_1

$$V_1 = \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot V_0 \quad (3.74)$$

zu

$$c_{pol,1} = \frac{n \cdot A^2 \cdot p_1^{\frac{n+1}{n}}}{\frac{1}{n} \cdot V_0} \quad (3.75)$$

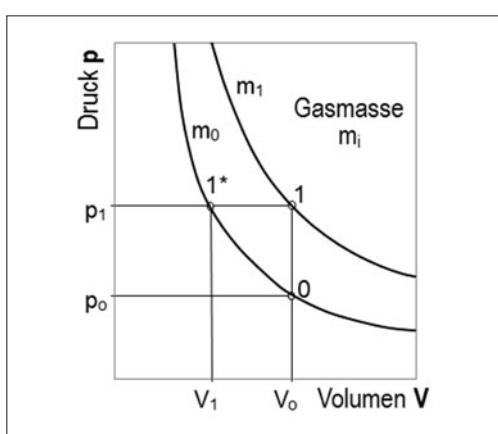


Bild 3-243: Niveaustellung bei Luftfeder und hydropneumatischer Feder

Für vergleichende Darstellungen genügt es, den isothermen Federungsvorgang ($n = 1$) zugrunde zu legen, dies entspricht einer quadratischen, lastabhängigen Federratenänderung.

$$c_l = \frac{A^2 \cdot p_1^2}{p_0 \cdot V_0} \quad (3.76)$$

Betrachtung am Fahrzeug

Für die Betrachtung am Fahrzeug müssen die Federkräfte auf das Rad umgerechnet werden, um den Zusammenhang zur Radlast und den Federwegen des Rads herzustellen.

Bei einem teiltragenden System (Bild 3-244), d. h. der Fahrzeugaufbau wird von einer Gasfeder und einer zusätzlichen mechanischen Feder gemeinsam getragen, sind sowohl die Gasfederkraft F_G als auch die Kraft der mechanischen Feder F_F auf das Rad umzurechnen. Hierbei müssen die jeweiligen Übersetzungsverhältnisse i_G und i_F berücksichtigt werden, die die Lage dieser Federelemente zum Rad ausdrücken.

Die Übersetzung $i = 1$ ergibt sich, wenn das Federelement direkt über dem Rad angeordnet wird (z. B. beim Federbein). Ist das Federelement zwischen Drehpunkt und Rad angeordnet wird die Übersetzung $i < 1$; bei einer Anordnung „hinter“ dem Rad wird die Übersetzung $i > 1$.

In der Übersetzung wird zudem eine von der Senkrechten abweichende Einbaulage der Federelemente berücksichtigt. Eine Schrägstellung in Fahrtrichtung um den Winkel α zur Hochachse und eine Neigung in Querrichtung um den Winkel β zur Hochachse wird in der Übersetzung wie folgt berücksichtigt.

$$i_{\alpha\beta} = \frac{i}{\cos \alpha \cdot \cos \beta} \quad (3.77)$$

Aus der Momentenbeziehung um den Drehpunkt (0) und unter Berücksichtigung der Übersetzungsverhältnisse

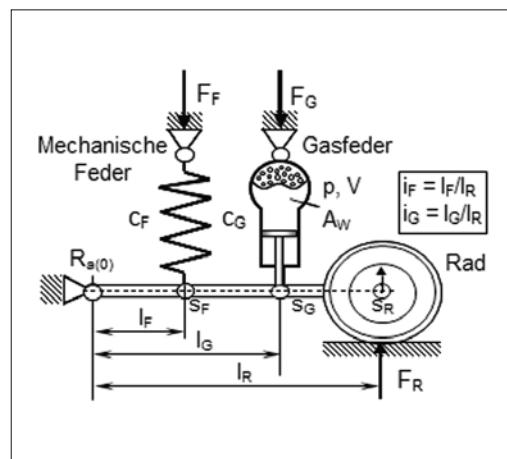


Bild 3-244: Übersetzungsverhältnisse

nisse ergibt sich für die Radaufstandskraft (Radlast) F_R :

$$\sum M_{(0)} = F_R \cdot l_R - F_G \cdot l_G - F_F \cdot l_F \quad (3.78)$$

$$F_R = F_G \cdot i_G + F_F \cdot i_F \quad (3.79)$$

Zwischen den Hüben s_G und s_F der Federelemente und dem Radhub s_R lässt sich mit den Übersetzungen folgender Zusammenhang darstellen:

$$F_G = c_G \cdot s_G = c_G \cdot s_R \cdot i_G \quad (3.80)$$

$$F_F = c_F \cdot s_F = c_F \cdot s_R \cdot i_F \quad (3.81)$$

Hieraus kann die Gleichung für die Gesamtfederrate c_R am Rad abgeleitet werden:

$$F_R = c_R \cdot s_R = (c_G \cdot i_G^2 + c_F \cdot i_F^2) \cdot s_R \quad (3.82)$$

$$c_R = c_G \cdot i_G^2 + c_F \cdot i_F^2 \quad (3.83)$$

Bei der volltragenden Gasfeder (der Fahrzeugaufbau wird alleine von der Gasfeder getragen) entfällt der Anteil der mechanischen Feder und es ergibt sich ein vereinfachter Zusammenhang zwischen Radlast, Systemdruck und wirksamer Kolbenfläche A_w :

$$F_R = F_G \cdot i_G = A_w \cdot p_1 \cdot i_G \quad (3.84)$$

Berücksichtigt man die bereits abgeleiteten Beziehungen für die Federraten von Luftfeder und hydro-pneumatischer Feder, lässt sich für volltragende Gasfegersysteme die Gesamtfederrate in Abhängigkeit der Radaufstandskraft darstellen.

Volltragende Luftfeder

Für die gasseitig geregelte Luftfeder bleibt V konstant und die Gesamtfederrate am Rad ergibt sich für $n = 1$

$$c_R = \frac{A_w^2 \cdot p_1}{V_0} \cdot i_G^2 \quad (3.85)$$

$$c_R = \frac{A_w \cdot F_R}{V_0} \cdot i_G = const \cdot F_R \quad (3.86)$$

Die Federrate ist also proportional zur Radlast.

Volltragende hydropneumatische Feder

Für die ölseitig geregelte hydropneumatische Feder gilt, dass das Verhältnis $p \cdot V$ konstant bleibt.

Damit ergibt sich für $n = 1$

$$c_R = \frac{A_w^2 \cdot p_1^2}{p_0 \cdot V_0} \cdot i_G^2 \quad (3.87)$$

$$c_R = \frac{F_R^2}{p_0 \cdot V_0} = const \cdot F_R^2 \quad (3.88)$$

Die Federrate ist in diesem Fall proportional zum Quadrat der Radlast.

Beeinflussung der Aufbaueigenfrequenz

Mit einer Änderung der Aufbaueigenfrequenz ω_e ist stets eine Änderung des Komfortverhaltens des Fahr-

zeugs verbunden. Es ist daher wünschenswert, dass sich die Aufbaueigenfrequenz mit zunehmender Beladung möglichst wenig ändert.

Ausgehend von der Eigenfrequenz eines Einmassenschwingers:

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (3.89)$$

ergibt sich mit der radbezogenen Gesamtfederrate des Fahrzeugs c_R und der Beziehung zwischen der radbezogenen gefederten Fahrzeugmasse m_R , der Erdbe schleunigung g und der Radlast $m_R = F_R / g$ die Aufbaueigenfrequenz zu

$$\omega_e = \sqrt{\frac{g \cdot c_R}{F_R}}, (\omega_e \text{ in } 1/\text{min}) \quad (3.90)$$

oder die Aufbaufrequenz

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g \cdot c_R}{F_R}}, (f \text{ in Hz}) \quad (3.91)$$

Lineare Stahlfeder

Beim alleinigen Einsatz einer linearen Stahlfeder ($c = const.$) nimmt die Aufbaueigenfrequenz mit zunehmender Beladung ab

$$\omega_e = const \cdot \sqrt{\frac{1}{F_R}} \quad (3.92)$$

Eine Verdoppelung der Beladung führt hiernach zu einer Verringerung der Eigenfrequenz um ca. 30 %.

Durch eine progressive Stahlfeder mit weicher Anfangskennung kann dieser Einfluss zwar vermindert werden, dies führt aber im Allgemeinen zu extremen statischen Einfederungen.

Volltragende Luftfeder

Für die volltragende Luftfeder (Federrate ist proportional zur Radlast) ergibt sich für $n = 1$ eine weitgehend belastungsunabhängige Aufbaueigenfrequenz:

$$\omega_e = \sqrt{\frac{g \cdot A_w}{V_0} \cdot i_G} = const \quad (3.93)$$

Volltragende hydropneumatische Feder

Bei Verwendung einer volltragenden hydropneumatischen Feder resultiert für $n = 1$

$$\omega_e = \sqrt{\frac{g \cdot F_R}{p_0 \cdot V_0} \cdot i_G^2} = const \cdot \sqrt{F_R} \quad (3.94)$$

d.h., die Aufbaueigenfrequenz steigt mit zunehmender Beladung an.

Teiltragende hydropneumatische Feder

Bei der teiltragenden hydropneumatischen Feder überlagern sich die gegenläufigen Tendenzen von Stahlfeder und hydropneumatischer Feder. Dies führt zu einem annähernd konstanten Schwingverhalten des Aufbaus (Bild 3-245, c). Dies entspricht einer quadratischen, lastabhängigen Federratenänderung.

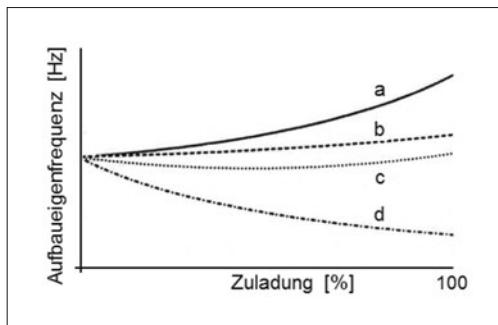


Bild 3-245: Schwingungsverhalten unterschiedlicher Fahrwerksfederungen: a) volltragende Hydropneumatik, b) volltragende Luftfeder, c) teiltragende Hydropneumatik und Stahlfeder, d) Stahlfeder

Bild 3-245 zeigt, dass eine aus Komfortgründen von der Zuladung unabhängige Aufbaueigenfrequenz nur durch eine teiltragende Hydropneumatik oder eine Luftfederung erreicht werden kann.

3.5.8 Federung durch Elastomerfeder

Elastomerfedern werden im Fahrwerk nur als Zusatzfedern, Zug- oder Druckanschläge eingesetzt. Diese haben deutlich kürzere Längen und treten nur am Anfang oder am Ende des Radhubes in Funktion. Deshalb werden sie im Gegenteil zur Aufbaufeder nicht vorgespannt. Sie müssen aber deutlich größere Energien in kürzeren Wegen absorbieren und dies vorzugsweise mit einer stark progressiven Kennlinie.

Als Werkstoff werden Elastomerwerkstoffe (Gummi oder zelliger Polyurethan-Elastomer) eingesetzt.

Die Zuganschläge begrenzen bei weichen und mittelharten Federungen den Ausfederweg der Räder. Bis auf wenige Ausnahmen befinden sich Anschlagpuffer in den Stoßdämpfern bzw. Federbeinen. Zuganschläge sind flach und hart und werden kostengünstig aus Kunststoff hergestellt (s. Bilder 3-261, 3-262).

Druckanschläge begrenzen den Einfederweg und nehmen über einen kurzen Weg hohe Kräfte auf. Die elastischen Puffer können ebenfalls im Stoßdämpfer untergebracht sein (s. Bild 3-266), sich innerhalb der Schraubenfeder befinden oder auf dem Achskörper befestigt sein. Sie setzen gegen Ende des Radweges ein und haben die Aufgabe, den Einfederweg ohne Geräuschentwicklung zu begrenzen.

Im Vergleich zu den relativ flachen und harten Druckanschlägen bauen die Zusatzfedern wesentlich höher und haben deutlich größere Hübe, setzen dafür aber weich ein. Sie haben eine weniger progressive Federkennlinie und können zusammengedrückt sehr große Kräfte aufnehmen (**Bild 3-246**). Zusatzfedern bestehen vorzugsweise aus zelligem Polyurethan. Dieses Elastomer ist im Gegensatz zu Gummi kompressibel, weil Gas in den Bläschen des Elastomers eingeschlossen ist. Deshalb weist es bei Kompression geringere

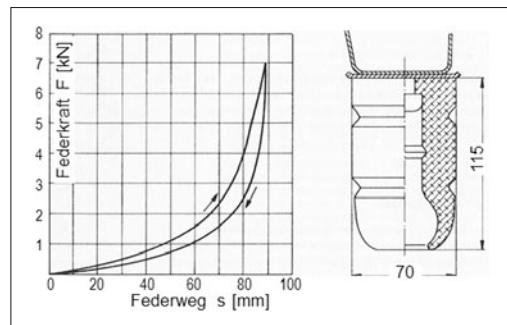


Bild 3-246: Zusatzfeder aus Polyurethan mit der Federkennlinie [20]

Durchmesservergrößerungen als Gummi auf und benötigt daher einen kleineren Einbauraum.

3.5.9 Federung durch Gaskompression

Neben der weit verbreiteten Aufbaufederung mit Stahlfedern, werden vereinzelt auch Federungen durch Gaskompression realisiert. Wie im vorigen Abschnitt erläutert, wird ein Luftpolygon zwischen dem Rad und Aufbau angeordnet, das durch Federbewegungen komprimiert und expandiert wird. Die Laständerungen werden im Luftpolygon als Potentialenergie gespeichert und abgegeben.

Der Kompressionsraum wird gebildet durch eine starre Konstruktion, z. B. eine Federkugel aus Metall, bei der eine Gummimembran die bewegliche Dichtung bildet. Man unterscheidet zwischen offenen Rollbalg und Membranrollbalg (**Bild 3-247**). Bei Nkws wird ein dritter Type, Ringrollbalg bevorzugt eingesetzt.

Die Kraftübertragung zwischen den Gasvolumen und der Radführung kann mechanisch mit einem Dorn oder Stempel stattfinden, oder aber auch hydraulisch mittels einem Kolben oder Tauchkolben geschehen (**Bild 3-248**) [61]. Bei der ersten Ausführung handelt es sich um eine reine Luftfederung und bei der zweiten um eine hydropneumatische Federung.

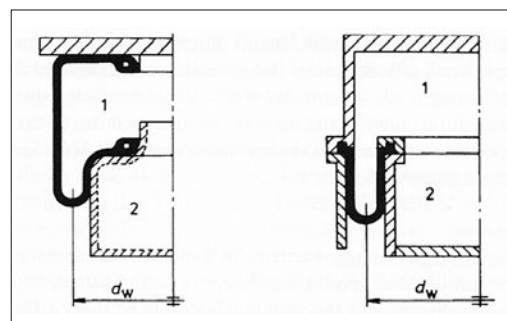


Bild 3-247: Rollbalgausführungen für Gasfeder [61]

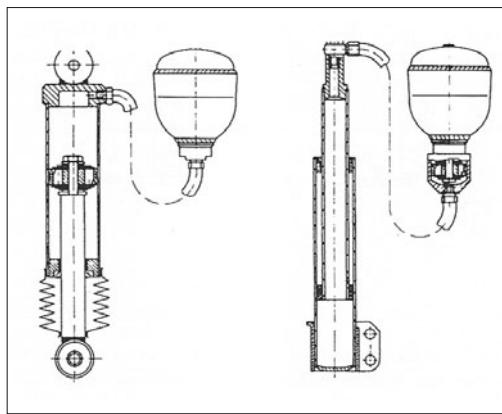


Bild 3-248: Ausführungen hydropneumatischer Federn [61].

3.5.9.1 Vor- und Nachteile von Gasfedorern

Bei der Federabstimmung besteht ein grundsätzlicher Zielkonflikt bei der Festlegung der Grundfedersteifigkeit. Eine weiche Federung kann je nach Beladung zu einer großen Niveaudifferenz führen, was sich nachteilig auf das Fahrverhalten auswirkt; eine harte Federung reduziert hingegen den Komfort. Die Gasfederung ermöglicht eine einfache Niveauregelung und lässt eine weiche Federung ohne Fahrverhaltenverschlechterung zu.

Darüber hinaus kann die Aufbaueigenfrequenz einer Gasfederung unabhängig von Beladungszustand konstant gehalten werden.

Aus diesen Vorteilen ist ersichtlich, dass die Domäne der Gasfederung bevorzugt bei komfortbetonten Premiumfahrzeugen oder Fahrzeugen mit hoher Zuladung liegt.

Die Nachteile der Gasfederung sind die hohen Kosten des Gesamtsystems und zudem eine unvermeidbare Hysterese, die bedingt durch den Gummiorollbalg den Abrollkomfort beeinträchtigt.

3.5.9.2 Luftfederung

Wenn eine Achse nur durch Gaskompression gefedert wird, spricht man von reiner Gas- oder Luftfederung. Diese unterscheiden sich nach geschlossenen und offenen Systemen (**Bild 3-250**). Das geschlossene Luftfederungssystem (z. B. in VW Touareg [62]) besitzt einen Vorratsbehälter mit einem gewissen Überdruck, aus dem ein Kompressor Luft ansaugt und in den die Luft bei Bedarf wieder zurückgeführt wird. Dadurch kann das System mit einem kleineren Gasvolumen auskommen. Die Druckluftdifferenz zwischen Behälter und Rollbalg ist geringer als beim offenen System, sodass der Kompressor kleiner ausgelegt werden kann. Da der Gaskreislauf geschlossen ist, kann keine verunreinigte oder feuchte Luft eingesaugt werden. Dies verlängert die Wartungsintervalle. Wegen der höheren Kosten des geschlossenen Systems setzt man bei Pkws vorwiegend offene Luftfederungssysteme ein.

Bei einem offenen Luftfederungssystem wird Außenluft angesaugt, und bei Druckminderung wieder nach außen abgelassen. Das System arbeitet mit einem niedrigen Druck max. bis zu 10 bar. Das System braucht eine Luftversorgungsanlage (Kompressor mit E-Motor, Luftentfeuchter, Luftfilter), einen Druckspeicher

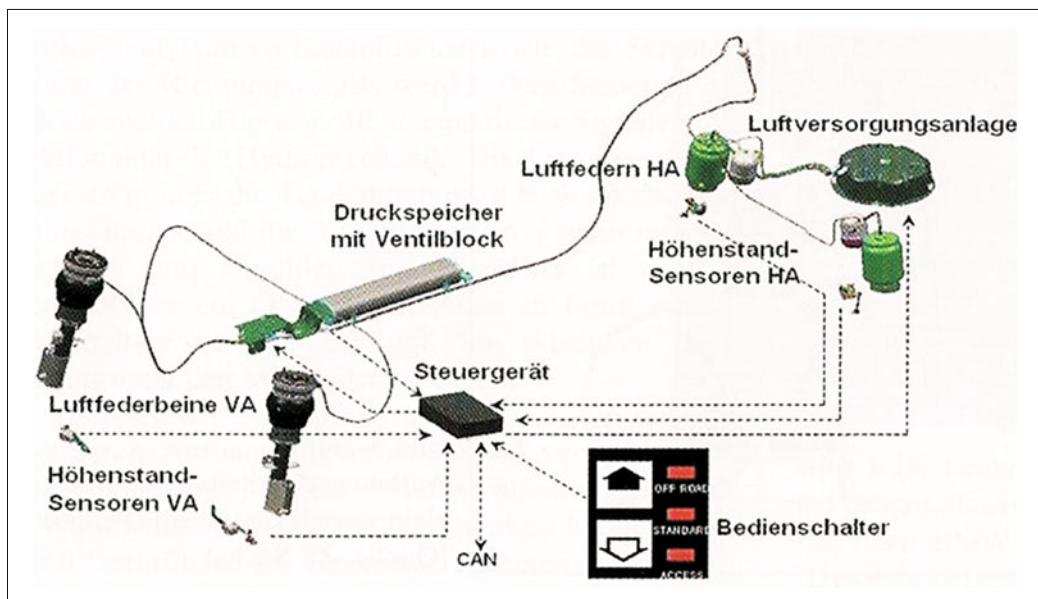


Bild 3-249: Komponenten der geregelten Luftfederung [1]

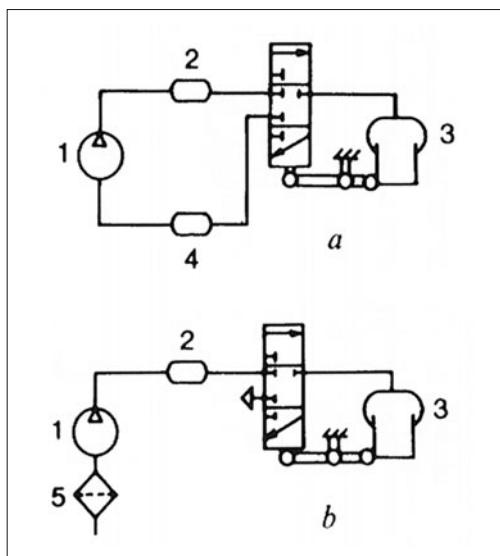


Bild 3-250: Prinzipbild offener und geschlossener Luftfegersysteme [61]; Kompressor (1), Druckspeicher (2), Luftfeder (3), Niederdruckbehälter (4), Druckablass (5)

mit Ventilblock, Steuergerät, Höhenstandssensoren und Luftfederbälge, ggf. einen Bedienschalter (**Bild 3-249**). Über die Höhenstandssensoren wird die Aufbauhöhe achsweise erfasst und durch Zu- oder Ablassen der Luft immer in gleicher Höhe gehalten (Niveauregelung). Wenn nicht nur die Hinterachse sondern auch die Vorderachse luftgefördert sind, dann hat man auch die Möglichkeit, die Niveaulage des Aufbaus höher (z. B. im Gelände) oder tiefer (z. B. auf der Autobahn) zu stellen.

Luftfedern werden einzeln (meist an der Hinterachse) oder als Luftfederbein zusammen mit dem Dämpfer verbaut. Diese werden im Abschnitt 3.6.8.4 ausführlich behandelt.

3.5.9.3 Hydropneumatische Federung

Bei hydropneumatischen Federsystemen befindet sich das Gasvolumen unter sehr hohem Druck (bis zu 160 bar) in einer geschlossenen Federkugel, die innen durch eine Gummimembran in eine Gaskammer und eine Flüssigkeitskammer getrennt ist. Als Gas wird hier nicht mit Luft sondern – wegen seiner größeren Moleküle – mit Stickstoff gefüllt, damit das Gas nicht so leicht durch die Membran in die Flüssigkeitskammer diffundiert.

Bei allen hydropneumatischen Federn werden die Flüssigkeitsströme dazu verwendet, am Einlass in das Federelement auch eine Dämpfungsfunktion zu integrieren, sodass diese Bauart nur als hydropneumatische Feder-Dämpfer-Einheit ausgeführt wird. Deshalb werden die hydropneumatischen Feder-Dämpfereinheiten im Anschluss an das Kapitel über Dämpfer (s. Abschnitt 3.6.8) sehr ausführlich behandelt.

3.6 Dämpfung

3.6.1 Aufgabe der Dämpfung

Genau genommen handelt es sich bei Kraftfahrzeugstoßdämpfern um Schwingungsdämpfer, jedoch hat sich für die Anwendung in Fahrwerken insbesondere in der Umgangssprache die Bezeichnung „Stoßdämpfer“ durchgesetzt. Stoß- bzw. Schwingungsdämpfer finden in Kraftfahrzeugen nicht nur in Fahrwerken, sondern auch an anderer Stelle Anwendung, z. B. in Fahrerhausdämpfungen, Sitzdämpfungen, Lenkungsdämpfungen und als Pralldämpfer für Stoßstangen. Dieser Abschnitt bezieht sich ausschließlich auf die Dämpfung von Fahrwerken, da hier die größte und bei weitem bedeutendste Anwendung liegt.

Schwingungsdämpfer zwischen Achse und Aufbau sind notwendig, da die Aufbau- und die Reifenfeder zusammen mit den zugehörigen Massen (schematisiert in **Bild 3-251**) ein schwingfähiges System mit zwei Eigenfrequenzen für die Aufbau- und die Radmasse bilden. Diese werden oft auch als gefederte (Aufbau) und ungefederte (Rad- bzw. Achs-)Masse tituliert. Da die typische Straßenanregung breitbandig ist, müssen diese Eigenfrequenzen bedämpft werden. Schwingungsdämpfer, die auf viskoser Reibung beruhen, wirken jedoch nicht frequenzselektiv. Sie dämpfen Schwingungen ausschließlich in den Eigenfrequenzen, außerhalb dieser Frequenzen führen sie Energie aus

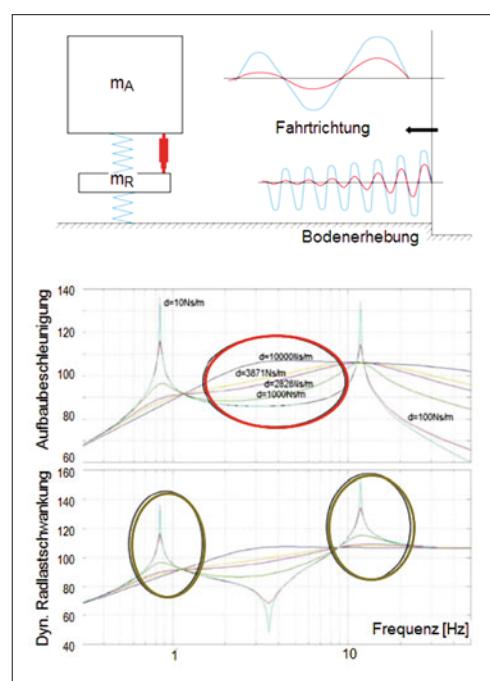


Bild 3-251: Gekoppelte Schwingungen der Fahrwerks- und Aufbaumassen

der Fahrbahn anregung dem Schwingungssystem zu, was unerwünscht ist, da es zu Komforteinbußen führt. Bild 3-251 zeigt dies durch die grünen Bereiche in den Eigenfrequenzen bei 1 Hz bzw. 10 Hz und den roten Bereich zwischen diesen Frequenzen. Um diesen Umstand zu verdeutlichen, denke man sich eine Anregung, die ausschließlich Frequenzbestandteile in den beiden Eigenfrequenzen hat. In diesem Fall läge das optimale Dämpfmaß in Höhe der asymptotischen Dämpfung. Im entgegengesetzten Fall, wenn die Anregung keinerlei Anteile in den Eigenfrequenzen besitzt, dürfte der optimale Dämpfer keine Kraft aufbringen, da sonst dem System Schwingungsenergie durch diese Kraft zugefügt werden würde.

Reale Straßen verfügen über sehr unterschiedliche Frequenzanteile und folglich ist mit Dämpfern, die auf viskoser Reibung beruhen, immer ein Kompromiss zu suchen, der einerseits genügend Dämpfung für die Fahrsicherheit bereitstellt, andererseits aber auch wenig Energie in den Aufbau einleitet und somit als komfortabel empfunden wird.

Schwingungsdämpfer sind parallel zur Fahrzeugfederung angeordnetet und übernehmen folgende Aufgaben:

- ♦ das Aufschaukeln und Nachschwingen des Wagenaufbaus bei entsprechender Anregung durch Unebenheiten der Straße oder durch Fahrzustände zu verhindern,
- ♦ die von der Fahrbahn angeregte Schwingung des Rades und der Achse rasch zum Abklingen zu bringen, um für Bodenhaftung der Räder d. h. für gute Spurführung und Bremswirkung zu sorgen.

Beim Überfahren einer Bodenerhebung werden Federn und Schwingungsdämpfer zusammengedrückt. Der auf das Fahrzeug einwirkende Stoß wird von der Federung aufgenommen. Sie verhindert, dass die gefederte Masse (Aufbau incl. Zuladung) mit der ungefederten Masse (Rad incl. Achse) in Berührung kommt. Andererseits strebt die Federung danach, die gespeicherte Energie wieder abzugeben, indem sie sich entspannt. Um das in dieser Weise angeregte Wechselspiel einer Schwingung zwischen Achse und Aufbau möglichst rasch zum Abklingen zu bringen, verfügt das Fahrwerk über die in diesem Kapitel beschriebenen Schwingungsdämpfer.

Dämpfer und Federung eines Fahrwerks dürfen nicht isoliert betrachtet werden. Im Fahrbetrieb beeinflussen sich die verschiedenen Fahrwerksparameter gegenseitig. Bild 3-252 veranschaulicht die unterschiedlichen Einflüsse auf das Schwingungsverhalten des Fahrwerks. Neben Federn, federnden Anschlägen, Dämpfern und Stabilisatoren kommt der Kinematik der Radaufhängung, ihrer Elastizität sowie der Wechselwirkung zwischen Kinematik und Elastizität eine große Bedeutung zu.

Diese sogenannte Elastokinematik wird heute insbesondere bei horizontalen Bewegungen gezielt eingesetzt. Neben der Lenkung haben auch Reifen und Motorlagerung großen Einfluss auf die Fahrwerks-

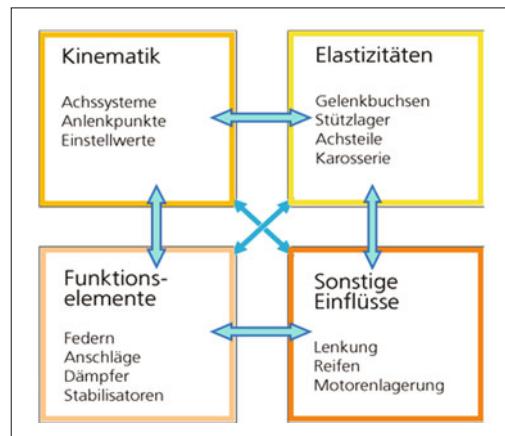


Bild 3-252: Gegenseitige Beeinflussung der Parameter

dynamik. Sie stellen, jeweils für sich genommen, vertikal schwingende Systeme dar. Die Motor- bzw. die Aggregatelagerung von Motor und Getriebe werden heute, insbesondere bei Dieselmotoren mit hydraulischer Dämpfung, auf den Resonanzbereich der Antriebsschwingungen optimiert (s. Abschnitt 5.3).

Die Anforderungen an die Dämpfung sind vielseitig. Sie hängen von den absoluten Werten der Rad- und Aufbaumasse, aber auch vom Verhältnis beider Massen sowie vom Verhältnis der Reifen- und der Aufbau-federkonstante ab. Nicht zu vernachlässigen sind auch die in Bild 3-252 genannten Einflussgrößen.

Hinzu kommen einige dämpferspezifische Einflüsse:

- ♦ die Übersetzung zwischen Dämpfer- und Radbewegung (konstant oder abhängig vom Hub veränderlich),
- ♦ die Nutzung von Dämpfungseigenschaften über rein parallele Einfederungsvorgänge hinaus, also im Zusammenhang mit Wank- und Nickbewegungen des Fahrzeugs,
- ♦ die Anpassung der Dämpfung an die Anforderungen, die sich aus der Nutzung des Fahrzeugs im Hinblick auf die Fahrsicherheit ergeben (Komfort- oder spezielle Sporteinstellung des Dämpfers).

Das Aufbaudämpfungsmaß (siehe Abschnitt 3.6.4) sollte man im Interesse guten Komforts, aber auch im Interesse hoher Sicherheit nicht zu groß wählen. Überschreitet dieses Dämpfungsmaß kritische Werte ($D = 0,5$), wird der Dämpfer bei bestimmten Anregungen so steif, dass das Fahrzeug auf den Reifen federt und sich die Aufbaueigenfrequenz zu höheren, vom Menschen als unangenehm empfundenen Werten verschiebt. Als guter Kompromiss ist ein Aufbaudämpfungsmaß zwischen 0,25 und 0,35 anzusehen.

Bild 3-253 zeigt die Beurteilungsmaßstäbe des Dämpfers für unterschiedliche Straßenunebenheiten und Funktionsanforderungen. Der Abrollkomfort wird durch sehr niedrige Unebenheiten im gesamten Frequenzbereich des Dämpfers beeinflusst (Bereich 1).

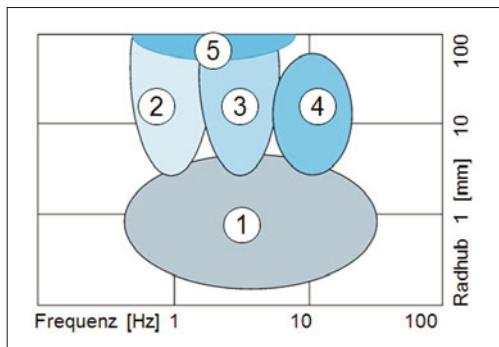


Bild 3-253: Beurteilungsmaßstäbe für kritische Erregungen: 1) Abrollkomfort, 2) Aufbaubewegungen, 3) gegenphasiges Schwingen (Stücken), 4) Achsbewegungen, 5) Dämpferanschlag

Achs- und Aufbaubewegungen sind eindeutig den Eigenfrequenzen beider Systeme zuzuordnen (Bereiche 2, 4). Gegenphasiges Schwingen (Bereich 3) entsteht meist aus der Wechselwirkung mit anderen schwingungsfähigen Systemen im Fahrzeug und kann sinnvoll, d. h. ohne Nachteile für die Optimierung der eigentlichen Funktionen des Stoßdämpfers, nur unwesentlich von dessen Auslegung beeinflusst werden. Bei niedriger Dämpfung und Dämpfern mit kurzem Hub versucht man, die im Betrieb auftretende Anschlagwirkung (mech. Hubbegrenzung, Bereich 5), die sich vornehmlich negativ durch Geräusche bemerkbar macht, durch höhere oder hubabhängige Dämpfung oder spezielle elastische bzw. federnde Anschläge zu vermeiden.

Im Kraftfahrzeugbau hat sich heute die hydraulisch-mechanische Dämpfung durchgesetzt, besonders in der Bauform des Teleskopstoßdämpfers, da dieser wegen seiner kleinen Abmessungen, geringen Reibung, präzisen Dämpfung und einfachen Bauart das Optimum darstellt. In den Abschnitten 3.6.2 und 3.6.6 wird das Wirkungsprinzip der hydraulisch-mechanischen Dämpfung mit fester und variabler bzw. geregelter Einstellung näher erläutert. Auf die zukunftsweisenen Prinzipien der rheologischen Dämpfung oder anderer Alternativen geht der Abschnitt 3.6.7 näher ein. Die Dämpfung hydraulisch wirkender Schwingungs-dämpfer wird in Form von Druckdifferenzen an Ventilen (hydraulische Widerstände) erzeugt, die über die Verdrängerflächen des Teleskopstoßdämpfers (Kolbenstangenquerschnitt und Kolbenringfläche) in Kräfte umgewandelt werden (**Bild 3-254**).

In einem Dämpfer ist die Druckdifferenz (Δp) direkt proportional der Dämpfungskraft (F) und die Durchflussmenge (Q) direkt proportional der Ein- und Ausfedergeschwindigkeit (v) mit A als Kolbenfläche.

$$F = A \cdot \Delta p \quad (3.95)$$

$$v = Q / A \quad (3.96)$$

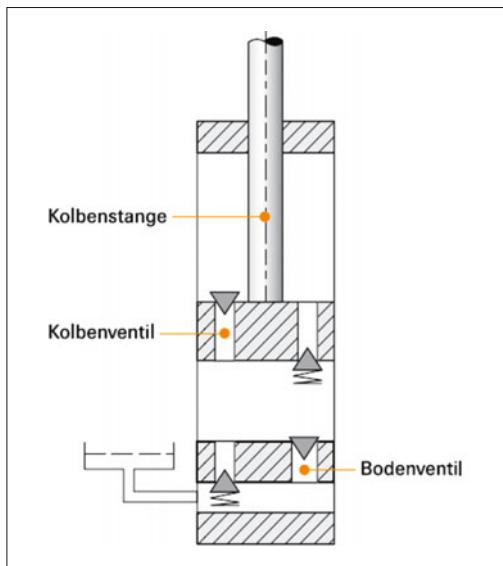


Bild 3-254: Dämpferprinzip

Bild 3-255 zeigt drei hydraulische Widerstände, wie sie in den üblichen Teleskopstoßdämpfern bei entsprechender Ventilgestaltung möglich sind – einzeln oder als Mischform. Aufgetragen ist jeweils der Differenzdruck am Ventil über dem hydraulischen Durchfluss. Reine Blendenquerschnitte (links unten) treten allerdings in der Praxis nicht auf, da sie in dieser Form im Dämpfer konstruktiv nicht umgesetzt werden können. Meist hängt die Druckdifferenz quadratisch vom Durchfluss ab mit einem linearen Anteil (links oben), der dem Einfluss der Viskosität des Druckübertragungsmedium entspricht.

In **Bild 3-255** rechts ist die Funktion eines Druckbegrenzungsventils stark vereinfacht dargestellt. Solange die Federkraft größer ist als das Produkt aus dem hydraulischen Druck und der wirksamen Fläche, bleibt das Ventil geschlossen; der Durchfluss ist dann gleich Null. Bei steigendem Druck öffnet sich das Ventil, sobald die hydraulische Kraft größer ist als die Federkraft. In Wirklichkeit sind die physikalischen Zusammenhänge wesentlich komplexer, da auch die beim Öffnen und Schließen wirkenden Strömungskräfte zu berücksichtigen sind.

Durch Kombination verschiedener Widerstände ist es möglich, Kennlinien mit degressivem, linearem und progressivem Anteil zu erreichen. Gemessen werden diese Dämpferkennlinien mit Hilfe einer mechanischen oder servohydraulischen Prüfmaschine: Bei konstanter Drehzahl erzeugt diese Maschine unterschiedliche Hübe in Zug- und Druckrichtung und damit unterschiedliche Ein- und Ausfedergeschwindigkeiten des Dämpfers. Die so gewonnenen Kraft-Hub-Diagramme (**Bild 3-256**, links) lassen sich in Kraft-Geschwindigkeits-Diagramme ($F-v$ -Diagramme) umsetzen (**Bild 3-256**, rechts).

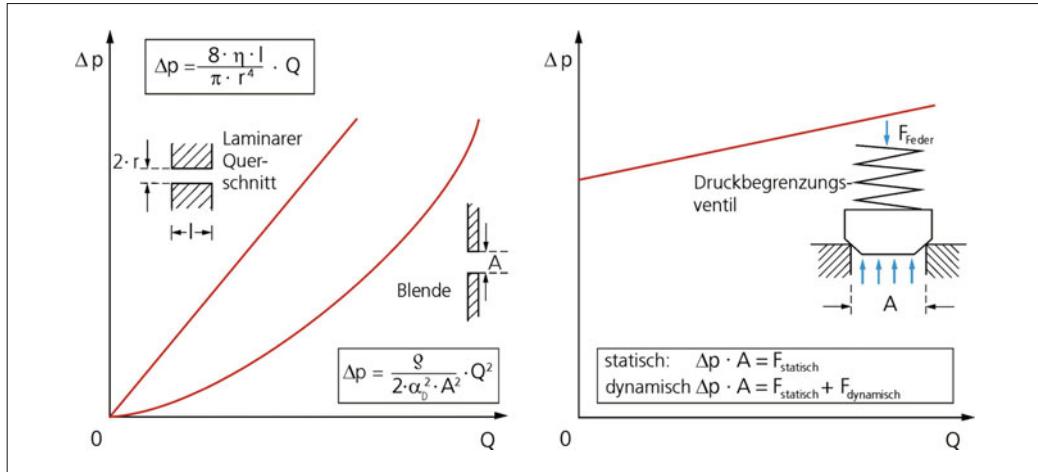
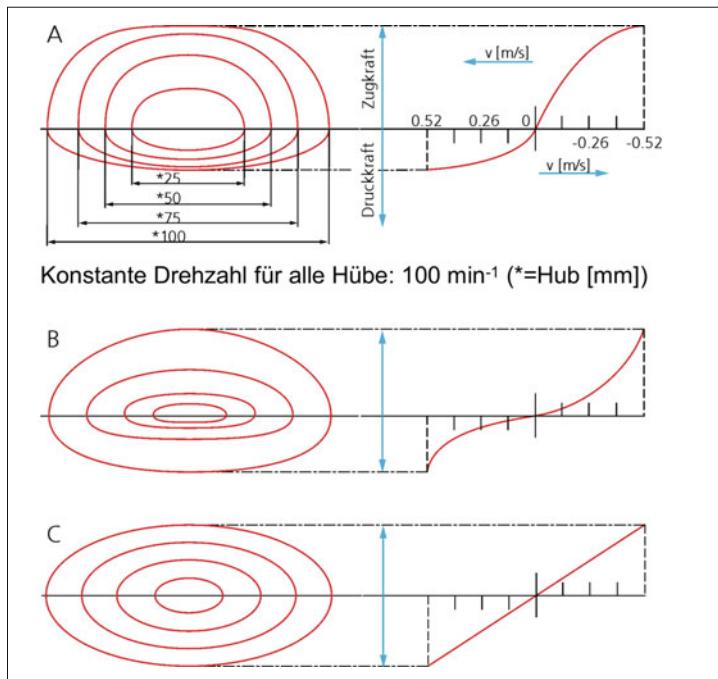


Bild 3-255: Hydraulische Widerstände



Solche F - v -Diagramme sind die übliche Darstellungsweise für Dämpferkennlinien. Streng genommen zeigen Sie jedoch nur die Maximalwerte der Dämpfungs Kräfte in Zug und Druckrichtung bei unterschiedlichen Hüben bzw. Ein- und Ausfedergeschwindigkeiten auf. Deshalb ist es von Vorteil, parallel dazu auch die Dämpfungskraft-Hub-Diagramme zu betrachten, die Unstetigkeiten im Kraftverlauf des Dämpfers unmittelbar aufzuzeigen. Bereits an den Linienabständen der Dämpfungskraft-Hub-Diagramme lassen sich degres-

sive, lineare oder progressive Kennlinienverläufe ablesen (Bild 3-256).

Anders als oben beschrieben, werden Dämpfercharakteristiken auch bei konstantem Hub mit unterschiedlicher Drehzahl ermittelt, als sogenannte VDA-Kennungen. Übliche konstante Hübe sind dabei 25 und 50 mm. Die maximale Ein- und Ausfedergeschwindigkeit beträgt dabei 1,5 m/s.

Bei diesen Prüfverfahren handelt es sich um eine Zwangsteuerung, die nicht exakt die tatsächliche Be-

wegung in einer Achse wiedergibt, bei der die Dämpfergeschwindigkeit von der Aufbaufederrate, der anteiligen Achs- und Aufbaumasse, der Fahrgeschwindigkeit sowie den Bodenunebenheiten bestimmt wird.

Als Druckübertragungsmedium in einem hydraulischen Dämpfer verwendet man Mineralöl mit speziellen, für Stoßdämpfer geeigneten Eigenschaften und Additiven. Aufgrund der ständigen Drosselwirkung des Dämpfers muss das Öl eine sehr gute Scherstabilität aufweisen, wie sie nur Mineralöle besitzen. Daneben sind gute Schmiereigenschaften für die inneren Bauteile notwendig. Außerdem ist eine geringe Kavitationsneigung über den gesamten Temperaturbereich im Fahrzeugbetrieb wichtig, damit das Geräuschniveau und die Neigung zur Schaumbildung, insbesondere bei hohen Dämpfergeschwindigkeiten, gering bleiben. Andere Druckübertragungsmedien wie z. B. Silikonöl wurden untersucht. Sie haben sich jedoch nicht bewährt. So genannte Bioöle wurden bis zur Marktreife entwickelt, kamen jedoch wegen mangelnder Nachfrage bis heute nicht zum Einsatz.

3.6.2 Teleskopdämpfer-Bauarten

3.6.2.1 Zweirohrdämpfer

Beim Zweirohrstoßdämpfer formen der Arbeitszylinder und das Behälterrohr zwei Räume: den Arbeitsraum innerhalb des Arbeitszylinders, in dem sich der Kolben und die Kolbenstange bewegen, und den ringförmigen Ölvorratsraum zwischen Arbeitszylinder und Behälterrohr, der zum Ausgleichen der durch die Bewegungen der Kolbenstange verursachten Ölvolumentänderungen im Arbeitsraum dient (**Bild 3-257**).

Der Ölvorratsraum ist zu einem Teil mit Mineralöl und zum anderen mit Luft gefüllt, die unter einem Druck von 6 bis 8 bar (0,6 bis 0,8 MPa) steht. Bei Ein- und Ausfahren der Kolbenstange erhöht bzw. vermindert sich der Gasdruck im Ölvorratsraum entsprechend dem ausgetauschten Ölvolume.

Zur Dämpfung werden zwei Dämpfungsventile eingesetzt: das Kolben- und das Bodenventil. Sie bestehen aus einem System von Federscheiben, Schraubenfedern und Ventilkörpern mit Drosselbohrungen. Federt das Fahrzeug aus (Zugstufe, **Bild 3-257**, rechts oben), so übernimmt das Kolbenventil allein die Dämpfung. Das Ventil setzt dem aus dem Raum oberhalb des Kolbens nach unten strömenden Öl Widerstand entgegen. Die Aufwärtsbewegung des Kolbens wird abgebremst. Über das offene Rückschlagventil im Bodenventil kann das im Arbeitsraum benötigte Öl ungehindert aus dem Vorratsraum zufließen. Federt das Fahrzeug ein (Druckstufe, **Bild 3-257**, rechts unten), so wird die Dämpfung vom Bodenventil und zu einem Teil auch von den Durchflusswiderständen des Kolbens in Druckrichtung bestimmt. Das durch die einfahrende Kolbenstange verdrängte Öl strömt in den Vorratsraum. Das Bodenventil setzt dieser Strömung Widerstand entgegen und bremst somit die Bewegung ab. Das Kolbenventil ist mit einem geringen Widerstand

ausgestattet, der je nach Dämpfungsbedarf eingestellt wird. Die Kolbenstange ist im oberen Teil des Dämpfers abgedichtet. Lecköl kann in geringer Menge über die Kolbenstangenführung in den Raum zwischen Dichtung und Führung austreten und die Kolbenstange und Dichtkante schmieren. Dieses Lecköl wird über Bohrungen in der Kolbenstangenführung in den Öl vorratsraum zurückgeführt.

Die Kolbenstangendichtung besteht aus zwei Dichtelementen. Die untere eigentliche Dichtungskante wird mit einer Wurmfeder auf die Kolbenstange gepresst. Um eine gute Schmierung zu ermöglichen, ist sie mit zwei kleinen Dichtkanten ausgestattet, die etwa 0,5 mm auseinander liegen. Dieses Konstruktionsmerkmal erhöht auch die Lebensdauer der Dichtung. Für die obere Abdichtung sorgt die sogenannte Staublippe.

Sie schirmt Fremdpunktel und Staub vom Dämpfer und von der Dichtung ab. Beide Dichtungselemente sind elastisch ausgeführt, sodass Querverschiebungen aufgrund von Toleranzen oder einer Durchbiegung des gesamten Bauteils aufgefangen werden können. Neben der Staublippe hat auch das Schutzrohr die Aufgabe, Schmutzpartikel aus dem Inneren des Dämpfers fernzuhalten.

Pkw-Dämpfer haben Zylinderdurchmesser von ca. 22 mm bis maximal 36 mm. In Nkw werden im Prinzip die gleichen Dämpfer verwendet. Der Durchmesserbereich erweitert sich jedoch nach oben bis auf 70 mm. Nkw-Dämpfer sind im Allgemeinen robuster ausgeführt, da sie höhere Kräfte aufnehmen müssen und auch mit höheren Betriebsdrücken betrieben werden. Die Dichtung wird überwiegend aus Viton gefertigt.

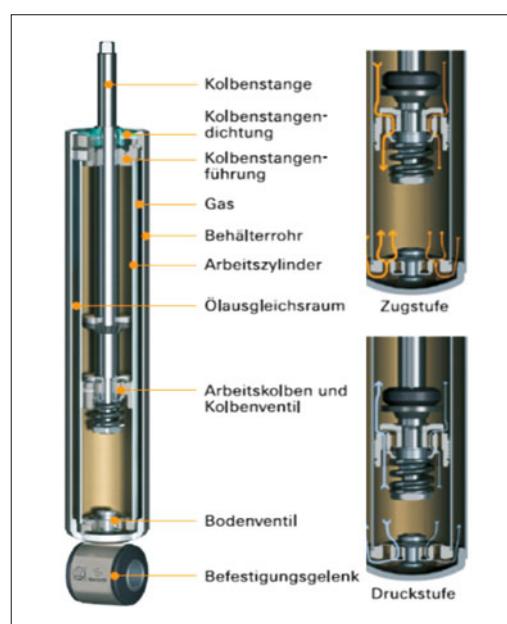


Bild 3-257: Aufbau und Funktion eines Zweirohrdämpfers

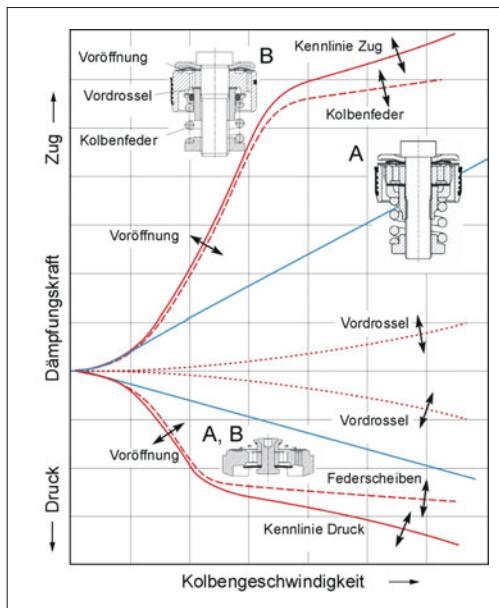


Bild 3-258: Kennlinien von Zweirohrstoßdämpfern

tigt. Perbunan kann nur bei Temperaturen bis zu etwa 100 °C eingesetzt werden. Viton ist dagegen in der Lage, deutlich höhere Temperaturen zu ertragen.

Sowohl im Pkw- als auch im Nkw-Bereich werden unterschiedliche Anforderungen an den Dämpfungskraftverlauf gestellt. Die bereits erwähnte Kraft-Geschwindigkeits-Charakteristik kann linear sein, heutzutage werden aber verschiedentlich degressive Charakteristika gewünscht. Bild 3-258 zeigt einige Dämpfungskraftkennungen für Pkw-Dämpfer. Ihnen zugeordnet sind zwei unterschiedliche Ventilbauarten. Die Bauart A arbeitet mit eingespannten Federscheiben, die eine annähernd lineare Charakteristik (blau) aufweisen. Die Bauart B besitzt eine einem Druckbegrenzungsventil angelehnte Charakteristik (rot). Weegen der heute sehr leichten Bauweise der Achse wird in vielen Fällen eine degressive Kennung bevorzugt.

3.6.2.2 Einrohrdämpfer

Beim Einrohrstoßdämpfer befinden sich der Arbeitsraum und der Ölsvorratsraum in einem einzigen Zylinderrohr (Bild 3-259). Öl und Gas werden durch einen beweglichen Trennkolben mit O-Ring-Abdichtung separiert. Die Dämpfungsventile für die Zug- und Druckstufe sind am Kolben angeordnet. Beim Ausfedern des Fahrzeugs (Zugstufe, Bild 3-259, rechts oben) setzt das Kolbenventil, das an der unteren Seite des Kolbens angeordnet ist, dem nach unten strömenden Öl Widerstand entgegen.

Das Gaspolster entspannt sich um den Betrag des austauuchenden Kolbenstangenvolumens. Beim Einfedern des Fahrzeugs (Druckstufe, Bild 3-259, rechts unten)

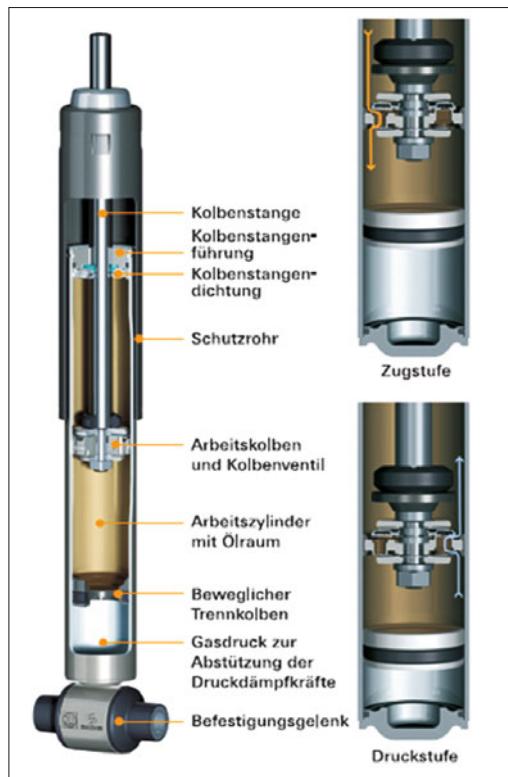


Bild 3-259: Aufbau Einrohrdämpfer

wird das Öl aus dem unteren Raum durch den Kolben, gegen das Gaspolster und gegen das an der Oberseite des Kolbens angeordnete Ventil gedrückt.

Das Gaspolster verdichtet sich dabei um den Betrag des eintauchenden Kolbenstangenvolumens. Das Druckniveau beträgt im Regelfall 25 bis 30 bar (2,5 bis 3 MPa) und muss die Dämpfkräfte beim Einfedern abstützen. Aufgrund des hohen Druckniveaus wird eine andere Dichtungsart eingesetzt als im Zweirohrdämpfer. Eine durch den Innendruck vorgespannte Gummischeibe spannt eine Viton-Dichtung vor.

Durch diese Vorspannung sowie eine fein bearbeitete und verchromte Oberfläche der Kolbenstange gelingt es, diesen Dämpfer auch unter extremen Betriebsbedingungen bei Arbeitsdrücken bis über 110 bar (11 MPa) abzudichten.

3.6.2.3 Vergleich beider Dämpferarten

Die Eigenschaften des Einrohr- und Zweirohrdämpfers lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- ◆ Durch den höheren Gasdruck des Einrohrdämpfers hat die Ventilfunktion eine etwas geringere Kavitationsneigung. Die Dämpfung spricht dadurch bei kurzen Hüben besser an.
- ◆ Die Kennliniengestaltung beim Zweirohrdämpfer ist flexibler durch getrennte Ventile in Zug- und

- Druckrichtung. Die Druckdämpfung des Einrohrdämpfers ist eingeschränkt durch den Gasdruck, der die Druckdämpfkräfte abstützen muss.
- ◆ Die Reibung ist beim Einrohrdämpfer durch die druckbelastete Dichtung etwas höher.
 - ◆ Durch die Anordnung des Ausgleichsraums baut der Einrohrdämpfer schlanker aber auch länger.
 - ◆ Die Einbaulage des Dämpfers ist beim Einrohrprinzip beliebig, beim Zweirohrdämpfer ohne Sondermaßnahmen senkrecht bis maximal 45° geneigt.
 - ◆ Das Gewicht des Einrohrdämpfers ist aufgrund seiner Teileanzahl geringfügig niedriger.

Der Zweirohrdämpfer hat sich heute als Standarddämpfer weltweit durchgesetzt. Der Einrohrdämpfer wurde bisher überwiegend in Europa angewendet. Für radführende Aufgaben ist er weniger geeignet. Versuche, dieses Bauprinzip auch als Federbein einzusetzen, sind im Großserieneinsatz gescheitert.

3.6.2.4 Sonderbauarten

Neben den bisher beschriebenen Anwendungen für Schwingungsdämpfer in Fahrwerken gibt es auch andere Anwendungen in Kraftfahrzeugen. Eingesetzt werden verschiedene Bauarten von Einrohrstoßdämpfern mit Zylinderdurchmessern bis 24 mm, in Sonderfällen – insbesondere bei Lenkungsdämpfern – bis 60 mm. Der Plungerdämpfer (**Bild 3-260**, A) ist die denkbar einfachste Bauart eines Einrohrdämpfers – ohne Trennung von Gas- und Ölraum und ohne Gasdruck. Teilbild B zeigt einen Einrohrdämpfer mit Bodenventil. Dieses Ventil erweitert den Abwendungsbereich und Einstellungsbereich des Einrohrdämpfers.

Bei Ausführung C handelt es sich um einen Einrohrdämpfer mit Bodenventil und Ausgleichsraum. Die Trennung von Öl und Gas erfolgt durch eine Membran. Diese Lösung wird überwiegend für Lenkungsdämpfer verwendet. Im Fahrwerk werden diese Dämpfer wie folgt angewendet:

- A:** Auflaufbremse: Kraftspitzen in Bremsseilen und bei Radstillstand vermeiden,
- B:** Motornickdämpfer: Dämpfung von Antriebschwingungen,
- C:** Lenkungsdämpfer: Schwingungen am Lenkgestänge vermeiden.

3.6.3 Stoßdämpferberechnung

Grundsätzlich ist es möglich über komplexe Fahrwerkberechnungsprogramme die Baugröße eines Dämpfers zu ermitteln. Da die endgültige Festlegung eines Dämpfers immer noch empirisch in Fahrversuchen an Serienprototypen erfolgt, ist es sinnvoll, die Baugröße des Dämpfers (Kolbendurchmesser) mit Hilfe eines einfachen Berechnungsprogramms durchzuführen. Sie wird hauptsächlich bestimmt durch die benötigte Dämpferleistung. Liegen keine Anhaltswerte vor, z. B. von Vorgängermodellen, ist eine Berechnung des Dämpfkraftbedarfes notwendig. Für eine überschlägige Festlegung des Dämpferdurchmessers genügt es, die max. Dämpfkräfte bei $v = 0,52 \text{ m/s}$ auszurechnen. Mit diesem Ergebnis kann über entsprechende Datenblätter der Stoßdämpferhersteller der Durchmesser bestimmt werden.

Zur Erfassung der für die Berechnungen notwendigen Daten werden Fragebögen angeboten, z. B. ZF Sachs [63].

Formelzeichen für die Dämpfkraftberechnung

- F Dämpfkraft in N
- F_m mittlere Dämpfkraft in N
- F_a Dämpfkraft-Zugstufe in N
- F_e Dämpfkraft-Druckstufe in N
- v_D Kolbengeschwindigkeit im Dämpfer in m/s, für die Rechnung $v_D = 0,52 \text{ m/s}$, (Hub = 100 mm, Prüfdrehzahl = 100 min^{-1})
- k Dämpfungs faktor in $\text{N} \cdot \text{s/m}$ oder kg/s
- D Dämpfungsmaß für den Aufbau, bei reibungsarmer Federung $D \approx 0,25$, bei großem Federreibungsanteil $D = 0,1$ bis $0,2$
- c Federkonstante auf das Rad bezogen in N/m
- m anteilige Aufbaumasse pro Rad in kg, für die Rechnung von 80 % der zulässigen Radlast ausgehen!
- i Übersetzung: Radweg zu Dämpferhub, Neigung des Dämpfers eingeschlossen
- q Verhältnis von Zugkraft zu Druckkraft für Pkw: $q = 3$ bis 5; für Nkw: $q = 10$ bis 15.

Dämpfkräfteberechnung

Der Durchmesser eines Dämpfers richtet sich, wie bereits erwähnt, nach den maximal wirkenden Dämpfkräften. Diese hängen ab vom Gewicht der zu dämpfen-

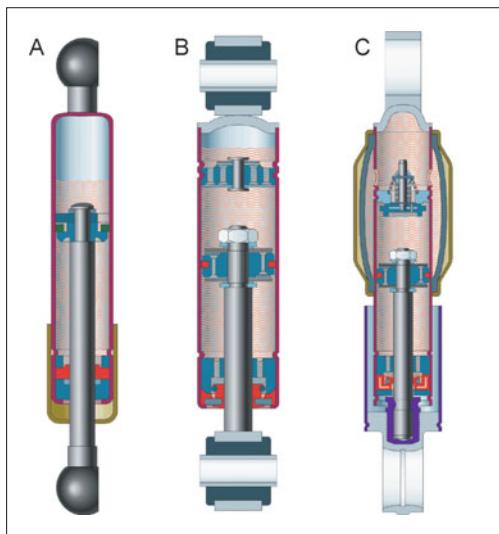


Bild 3-260: Sonderbauformen Einrohrdämpfer: A) Plunger, B) mit Bodenventil, C) mit Zusatzvolumen (Stabilus)

fenden Bauteile, von der Federkennung, Übersetzung und Neigung des Stoßdämpfers aus der Senkrechten. Bei der überschlägigen Berechnung des Dämpfkraftbedarfes geht man von einem vereinfachten Ersatzsystem und einer geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung aus.

$$F = k \cdot v \quad [\text{N}] \quad D = \frac{k}{2 \cdot \sqrt{c \cdot m}} \quad (3.97)$$

Unter Berücksichtigung der Übersetzung i , in der die Schrägstellung des Dämpfers enthalten ist, ergibt sich die Dämpfkraft F_m bei gleicher Verteilung der Zug- und Druckwirkung.

$$F_m = \frac{v_D \cdot 2 \cdot D \cdot \sqrt{c \cdot m}}{i^2} \quad (3.98)$$

Im Allgemeinen wird der Dämpfer jedoch unterschiedlich eingestellt.

$$\text{Druckstufe: } F_e = F_m \cdot \frac{2}{1+q} \quad [\text{N}] \quad (3.99)$$

$$\text{Zugstufe: } F_a = F_m \cdot \frac{2 \cdot q}{1+q} \quad [\text{N}] \quad (3.100)$$

Berechnungsbeispiel

Vorgaben:

Limousine-Hinterachse mit zul. Achslast: $m' = 800 \text{ kg}$
anteilige Aufbaumasse pro Rad (80 % der zul. Radlast): $m = 800/2 \times 0,8 = 320 \text{ kg}$

Federkonstante (auf das Rad bezogen): $c = 20000 \text{ N/m}$

Dämpfungsmaß Aufbau (Federreibungsanteil):

$$D = 0,25$$

Übersetzung (Radweg zu Dämpferhub): $i = 1,33$

Verhältnis Zugkraft zu Druckkraft: $q = 4$

Berechnung (bei $v = 0,52 \text{ m/s}$):

$$F_m \approx \frac{0,52 \cdot 2 \cdot 0,25 \cdot \sqrt{20000 \cdot 320}}{0,75^2}$$

$$F_m \approx 1160 \quad [\text{N}]$$

$$F_e = 1160 \cdot \frac{2}{1+4} \approx 465 \quad [\text{N}]$$

$$F_a = 1160 \cdot \frac{2 \cdot 4}{1+4} \approx 1860 \quad [\text{N}]$$

Die Zugdämpfung liegt mit 1860 N bei $v = 0,52 \text{ m/s}$ unter dem zulässigen Wert von 3000 N bei 0,52 m/s für die Dämpfergröße S27. Der Dämpfer S27 ist damit für diese Anwendung ausreichend bemessen.

Mit dieser vereinfachten Rechnung lässt sich die Dämpfereinstellung nicht optimal bestimmen.

Dazu bedarf es umfangreicher Abstimmversuche am Fahrzeug. Das Rechnungsergebnis lässt sich aber gut zur Ermittlung der Dämpfergröße verwenden.

3.6.4 Zusatzfunktionen im Dämpfer

Dämpfer in Kraftfahrzeugen haben eine Reihe von Funktionen zu erfüllen. Kraftfahrzeughsteller verlangen daher in der Regel für jeden einzelnen Anwendungsfall eine mehr oder weniger maßgeschneiderte Lösung. Um die Variantenvielfalt in Grenzen zu halten, versuchen die Dämpferhersteller diese Wünsche auf der Grundlage eines Baukastensystems zu realisieren, d. h. Dämpfer werden nicht mit jedem beliebigen Durchmesser entwickelt und hergestellt, sondern es gibt eine begrenzte Anzahl von Durchmessern für Kolbenstangen, Arbeitszylinder, Behälterrohre und Schutzrohre. Diese Auswahl legt zugleich die Bandbreite der Dämpfung fest. Innerhalb dieses Durchmesserbereichs liegen die Dichtungsführungseinheit der Kolbenstange, das Kolben- und das Bodenventil, der Zuganschlag sowie die äußeren Gelenke ebenfalls als Standardbauelemente vor.

Auch Zusatzfunktionen wie Zug- und Druckanschläge, hubabhängige Dämpfung, amplitudenselektive Dämpfung u.a. müssen aus diesen Gründen in einem Baukastensystem dargestellt werden. Nicht zuletzt sind fertigungstechnische Standards zu beachten.

3.6.4.1 Zug- und Druckanschläge

Durch Zug- und Druckanschläge wird der Hub eines Dämpfers eingeschränkt. Der Dämpfer begrenzt damit in vielen Fällen auch die Bewegung der Achse und hat oft erhebliche Lasten aufzunehmen, die bei seiner Auslegung konstruktiv berücksichtigt werden müssen. Zug und Druckanschläge werden einerseits benötigt, um bei ungewöhnlich starken Anregungen (Durchfahren eines Schlaglochs, Überfahren einer Bordsteinkante) ein weiches Anschlagen des Dämpfers zu ermöglichen. Dies schont einerseits die Komponenten des Fahrzeugs und reduziert andererseits die bei diesen Fahrvorgängen entstehenden Geräusche. Das Fahrwerk sollte über ausreichenden Hub verfügen und bezüglich der Federrate und des Dämpfungsmaßes so ausgeführt sein, dass die Anschläge nur in Ausnahmefällen zum Einsatz kommen.

In den meisten Fällen bestehen die Anschlüsse aus einer harten, meist progressiven Feder, die mit oder ohne Werkstoffdämpfung ausgeführt werden kann. In einigen wenigen Fällen greift man insbesondere bei Zuganschlägen auf eine hydraulische Dämpfung zurück [64].

Der elastische Zuganschlag (**Bild 3-261**) links ist an der Kolbenstange angebracht und wird meist über eine entsprechende Nutbefestigung an der Kolbenstange abgestützt. Bei entsprechender Zuganschlagwirkung drückt der Anschlag direkt auf die Kolbenstangenführung und belastet den gesamten Dämpfer auf Zug.

Der Anschlagring wird elastisch verformt, die dabei aufgebrachte Energie gespeichert. Beim hydraulischen Endanschlag in **Bild 3-261** rechts, wird die Energie in Wärme umgewandelt und somit dem System entzogen. Störende Schwingungen werden gedämpft und die an-

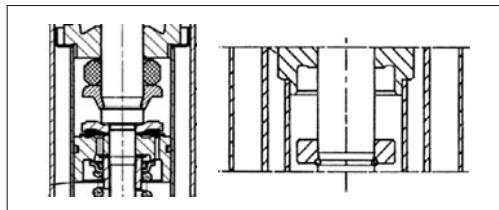


Bild 3-261: Einfache und kurzbauende Zuganschläge, elastisch und hydraulisch

grenzenden Bauteile werden geringer belastet (keine Kraftspitzen). Hierbei fährt ein auf der Kolbenstange befestigter Steuerring bei Erreichen der Endlage in einen ringförmigen Arbeitsraum. Das dadurch eingekammerte Ölvolume wird über entsprechende Drosselquerschnitte aus dem Arbeitsraum verdrängt. Dadurch wird die Ausfederbewegung definiert im Anschlagbereich gedämpft.

Bild 3-262 zeigt beispielhaft einige elastische Zuganschläge in verschiedenen Ausführungen. Weiche Anschläge aus Polyurethan haben meistens sehr große Abmessungen. Kurze Anschläge bestehen vorwiegend aus relativ zähen und verschleißfesten Kunststoffen und erhalten die gewünschte Kennung durch entsprechende Formgebung. Alle verwendeten Werkstoffe zeigen eine wenn auch nur geringe Hysterese, die dämpfend wirkt.

Eine Weiterentwicklung eines hydraulischen Zuganschlages zeigt **Bild 3-263** links. Diese Anordnung ermöglicht einen längeren Arbeitsweg, womit eine deutlich größere Energieaufnahme möglich ist. Um einen weichen Einsatz des hydraulischen Endanschlages zu erreichen, wird der Drosselquerschnitt wegabhängig kontinuierlich verringert. Die Wirkung des hydraulischen Endanschlages ist geschwindigkeitsabhängig im Gegensatz zu federnden Anschlägen. Wird der Zuganschlag zur Wankabstützung eingesetzt, so sind größere Federwege und höhere Federaten erforderlich. Daher werden in der Regel Schraubenfedern eingesetzt. Diese stützen sich ebenfalls über eine Scheibe an der Kolbenstange ab (**Bild 3-263**, rechts).

Beim Ausfedern der Achse wird durch die Anschlagfeder eine wegabhängige Kraft erzeugt, die der Tragfeder entgegen wirkt (Gegenfeder). Sie ermöglichen

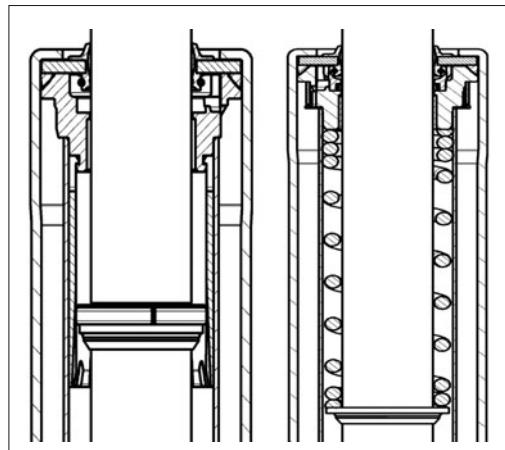


Bild 3-263: Hydraulische und elastische Zuganschläge mit größerem Wirkhub

niedrige Stabilisator- und Federraten und damit den Komfort im Fahrzeug zu steigern. Die Schraubenfedern werden aus hochfesten Federstählen gefertigt und sind manchmal als Rechteckfedern ausgeführt, um sie dem Bauraum bzw. der Beanspruchung optimal anzupassen.

Alle federelastischen Anschläge haben einen Nachteil; sie haben nur ein begrenztes Dämpfungsvermögen. D.h., die eingeleitete Energie wird beim Entlasten des Anschlages wieder abgegeben, was im Fahrzeug zu unerwünschten Nickbewegungen des Aufbaus führen kann.

Um jedoch die Vorteile beider Systeme zu verbinden, wurde der hydraulisch-mechanische Anschlag entwickelt. Hierbei wird eine Schraubenfeder mit einem hydraulischen Endanschlag kombiniert (**Bild 3-264**).

Druckanschläge erfüllen in der Regel zwei Funktionen: Zum einen begrenzen sie die Einfederung des Rades bei extremen Anregungen (Endanschlag). Zum anderen realisieren sie im Zusammenwirken mit der Aufbaufeder eine progressive Gesamtfederkennlinie (Zusatzfeder). Darüber hinaus kann durch Einsatz der Druckanschläge die Wankabstützung verstärkt und die Nick-Bewegung des Fahrzeugs reduziert werden.

Der elastische Druckanschlag ist direkt unterhalb der Kolbenstangenbefestigung (Dämpfergelenk) auf die Kolbenstange aufgesteckt. Als Material kommen Gummi oder Kunststoffe zur Anwendung.

Bild 3-265 zeigt einen Druckanschlag und die zugehörige Federkennlinie. Bei Federträgern wird der Druckanschlag auch als Zusatzfeder verwendet, die parallel zur meist linearen Schraubenfeder arbeitet.

Als Werkstoffe kommen Elastomere wie NBR oder mikrozeliges Polyurethan zum Einsatz. Der Vorteil von Polyurethan gegenüber NBR liegt in der geringeren Querdehnung aufgrund der hohen Volumenkompressibilität des Materials. Dies ermöglicht deutlich kleinere Blockmaße im Vergleich zu NBR.



Bild 3-262: Elastische Zuganschläge

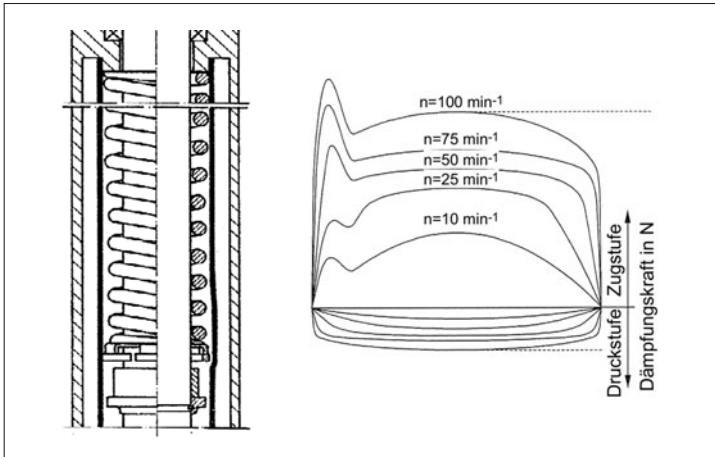


Bild 3-264:
Hydraulisch-mechanischer
Anschlag

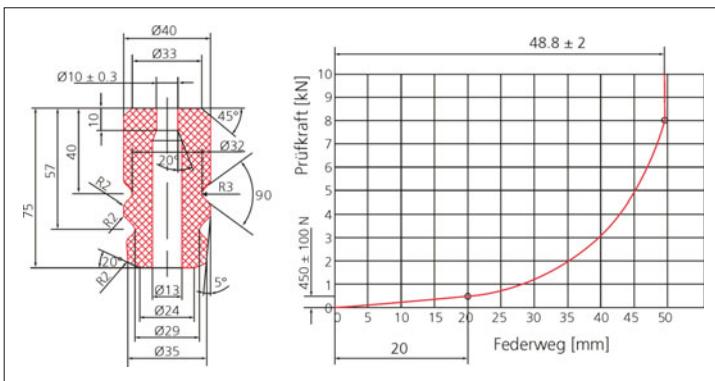


Bild 3-265:
Elastischer Druckanschlag

Für einen guten Fahrkomfort ist ein sanfter Einsatz der Zusatzfeder ohne große Kraftsprünge entscheidend. Das Einlaufverhalten und die Federkennlinie kann beeinflusst werden durch eine geeignete Formgebung und entsprechende Materialauswahl. Aufgrund des geringen Dämpfungsvermögens von NBR oder Polyurethan-Elastomeren wird die beim Einfedern eingeleitete Energie bei Entlastung größtenteils wieder abgegeben. Dabei wird der Fahrzeugaufbau durch den Druckanschlag beschleunigt zurückbewegt. Dieser Effekt führt zu unerwünschten Beschleunigungen des Aufbaus (Fahrkomfort) und verursacht hohe Radlastschwankungen, die das Fahrverhalten des Fahrzeuges negativ beeinflussen können. Ziel weiterer Entwicklung ist es daher, ein Material mit einem verbesserten Dämpfungsvermögen zu entwickeln.

Alternativ ist die Kombination mit einem hydraulischen Druckanschlag möglich:

- ♦ *federnde Anschläge → Anschlagskraft wegabhängig*
- ♦ *hydraulische Anschlüsse → Anschlagskraft geschwindigkeitsabhängig*

Die über den Druckanschlag aufgenommenen Kräfte werden über das obere Dämpferlager in den Aufbau

weitergeleitet. Bei voller Einfederung in den Druckanschlag können extreme Kraftspitzen auftreten. Um Deformationen der Struktur zu vermeiden muss die Karosserie im Radhausbereich entsprechend verstiftet werden. Der Einsatz eines hydraulisch wirkenden Anschlages reduziert diese Kraftspitzen deutlich.

Eine kostengünstige Lösung einen hydraulischen Druckanschlag in den Stoßdämpfer zu integrieren ist in **Bild 3-266** links dargestellt. Hierbei wird der Ölstrom zum Bodenventil bei Erreichen eines definierten Einfederweges gesperrt. Ein zusätzliches in das Bodenventil integriertes Druckbegrenzungsventil ermöglicht eine definierte Anschlagdämpfung.

Eine Weiterentwicklung des wegabhängigen Druckanschlages stellt der geschwindigkeitsabhängige hydraulische Anschlag entsprechend **Bild 3-266** rechts dar. Bei Einfedergeschwindigkeiten, wie sie im normalen Fahrbetrieb auftreten, wirken nur die konventionellen Ventile → hoher Fahrkomfort. Bei Überschreiten einer definierten Einfedergeschwindigkeit sorgen zusätzliche Funktionseinheiten an Kolben- und Bodenventil für einen sprunghaften Anstieg der Dämpfungskraft → reduzierte Krafteinleitung in die Karosserie.

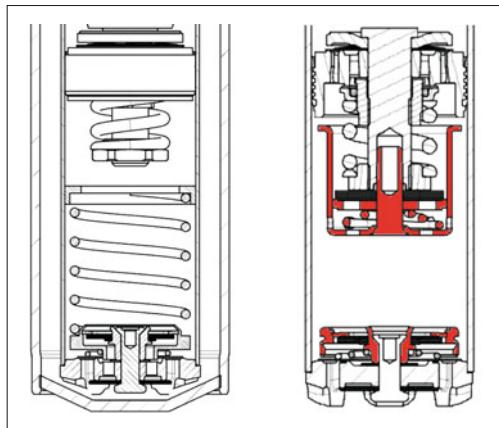


Bild 3-266: Druckanschläge

Damit bietet dieses Funktionsprinzip einen wirksamen Überlastschutz bei extremen Fahrbahnanregungen (Schwellen, Schlaglöcher, Missbrauch).

3.6.4.2 Hubabhängige Dämpfung

Die hubabhängige Dämpfung wird mit Hilfe einer Steuernut realisiert. Es handelt sich um einen Bypass in der Hydraulik (Bild 3-267), der auf mechanischem Wege in den Zylinder des Stoßdämpfers eingeförmert wird. Diese Lösung ist einfach, funktionssicher sowie wirkungsvoll und weist ein günstiges Preis-Leistungsverhältnis auf. Abhängig von Lage und Hub des Dämpfers überfährt der Kolben die Steuernut. Das über die Nut strömende Öl reduziert den hydraulischen Widerstand und dadurch die Dämpfung. Um Kraftsprünge zu vermeiden, darf der Übergang von niedriger zu höherer Dämpfung nicht abrupt sein. Eine weiche hydraulische Übergangsfunktion lässt sich erzielen, indem die Übergangszenen zwischen vollem Nutquerschnitt und glattem Rohrteil als stetige Querschnittsveränderung ausgeführt sind.

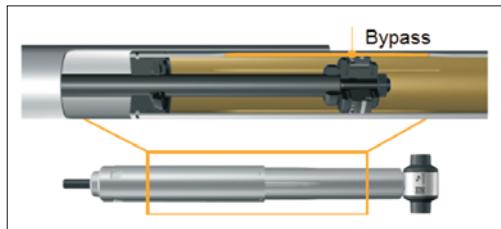


Bild 3-267: Hubabhängiger Dämpfer durch Nuten im Zylinderrohr

In Bild 3-268 sind Dämpfungskraft-Hub-Kennlinien für verschiedene Hubabschnitte dargestellt.

Im Übergangsbereich sind die Dämpfungskraft-Hub-Kennlinien nicht mehr symmetrisch, zeigen jedoch einen stetigen Verlauf, sodass der Übergang in der Praxis nicht spürbar ist. Eine stufenlose Veränderung der Dämpfung ist durch die Staffelung von zwei bis drei Nuten in Längsrichtung möglich. Die hier beschriebene konstruktive Lösung zeichnet sich durch folgende Merkmale aus:

- ◆ Sie lässt sich problemlos in bereits vorhandene, normale Dämpferbauarten integrieren.
- ◆ Ein Austausch gegen bereits vorhandene Dämpfer ist problemlos und ohne Einschränkungen möglich.
- ◆ Komplexe Steuerungselemente entfallen.
- ◆ Eine Verstellung an bewegten Teilen entfällt.

Die hubabhängige Dämpfung kann verschiedene Anforderungen erfüllen. Bild 3-269 zeigt einige Beispiele:

Beide befindet sich die Steuernut im oberen Arbeitsbereich des Kolbens (Ausführung A), so kann bei stahlgefederter Fahrwerken eine lastabhängige Dämpfung erzeugt werden. Der Dämpfer arbeitet mit zwei Kennlinien. Vom Leerzustand bis zum Teillastbereich bewegt sich der Kolben bei entspannter Stahlfeder innerhalb der Steuernut, bei voller Zuladung, d. h. bei zusammengedrückter Feder, im Bereich ohne Steuernut. Angewen-

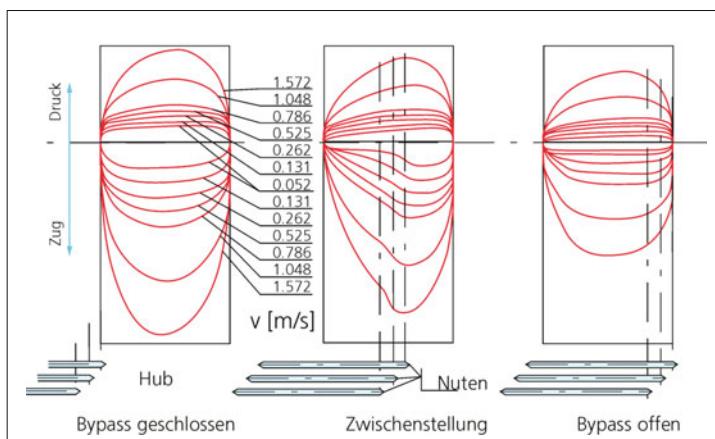


Bild 3-268:
Beeinflussung der Kennlinien

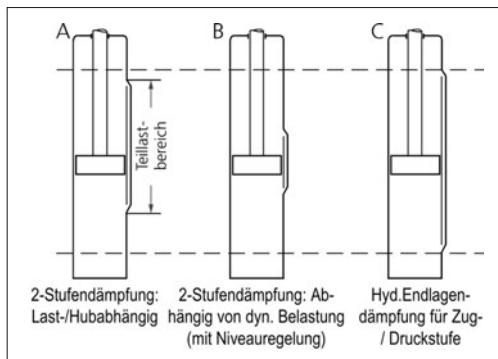


Bild 3-269: Bypassgestaltung

det wird dieses Bauprinzip bei Zweirohrstoßdämpfern für parabelgefedeerte leichte Nutzfahrzeuge und an der Hinterachse verschiedener Pkw-Kombis.

Bei niveaugeregelten Fahrzeugen kann man eine bei optimalem Aufbauniveau weiche Dämpfung durch eine in der Mitte des Dämpfers angeordnete kurze Nut erreichen (Ausführung B). Dieses Bauprinzip kommt heute bei fast allen luftgefedernten Bussen und Fahrerhausfederungen zum Einsatz.

Bei relativ langen Nuten kann dieses Konstruktionsprinzip als Zug und Druckanschlag verwendet werden (Ausführung C). Im Bereich der Nut wird die normale Dämpfung eingestellt. Außerhalb der Nut liegt dann eine erhöhte Dämpfung vor. Eine hubabhängige Dämpfung kann auch aufgrund von kinematischen Einflüssen von Vorteil sein. Sie ist besonders wirksam bei Einrohrstoßdämpfern, da die Dämpfung in beiden Richtungen allein vom Kolbenventil beeinflusst wird. Bei Zweirohrstoßdämpfern wird sie dagegen in Druckrichtung im Wesentlichen vom Bodenventil beeinflusst. Eine hubabhängige Dämpfung mit Steuernut ist deshalb nur eingeschränkt in Druckrichtung möglich.

3.6.4.3 Amplitudenselektive Dämpfung

Die Dämpfung muss auf sehr unterschiedlichen Strassenebenenheiten angepasst werden. Höherfrequente Anteile der Schwingungen treten meistens bei Radhüben bis ca. 5 mm auf. Dies macht sich die amplitudenselektive Dämpfung (ASD) zunutze. Das Ventilsystem bedämpft die ersten Millimeter einer Bewegung geringer, um dann bei Überschreitung eines Grenzmaßes auf das für den Aufbau benötigte Dämpfungsmaß anzusteigen [65].

Zur Veranschaulichung zeigt Bild 3-270 das Arbeitsdiagramm eines amplitudenselektiven Dämpfers bei einer sinusförmigen Anregung. In Hubmitte wird jeweils die gleiche Dämpfergeschwindigkeit, hier 0,131 m/s, erreicht. Bei Hüben unter 5 mm ist die Dämpfung erheblich reduziert, erkennbar am Vergleich mit den Kennlinien eines herkömmlichen Dämpfers ohne ASD (dünne Linien). Dies wurde bereits in der Mercedes A-Klasse realisiert [66].

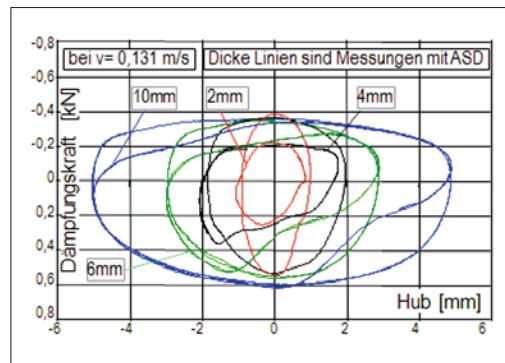


Bild 3-270: Arbeitsdiagramm mit und ohne ASD

Nicht in allen Fällen genügt jedoch diese konstruktive Lösung, weil sie die im Stoßdämpferbau übliche mehrteilige Ventilfunktion mit Ihren vielfältigen Gestaltungsmöglichkeiten unberücksichtigt lässt.

Bild 3-271 zeigt das Blockschaltdiagramm des Systems und Bild 3-272 einen Einrohrdämpferabschnitt mit einem Ventilaufbau nach diesem Funktionsprinzip.

Generell ist diese Technik auch für Zweirohrdämpfer einsetzbar, allerdings mit gewissen Abstrichen bei der Druckdämpfung. Das Basisventil ist wie bisher fest mit der Kolbenstange verbunden und bedämpft somit kontinuierlich die Bewegung (wie bei einem konventionellen Einrohrdämpfer).

Das ASD-Ventil ist zwischen zwei Federn aufgehängt, die ihm je nach Achsübersetzungsverhältnis und Abstimmmphilosophie einen Freiweg einräumen.

Nach Aufbrauch dieses Tothubes trägt das bewegliche Ventil mit den Funktionen Voröffnung, Vordrossel und Druckbegrenzungsventil zur Gesamtkennung des Dämpfers bei und erhöht somit das Dämpfmaß für Aufbau und ggf. Achse auf das notwendige Niveau.

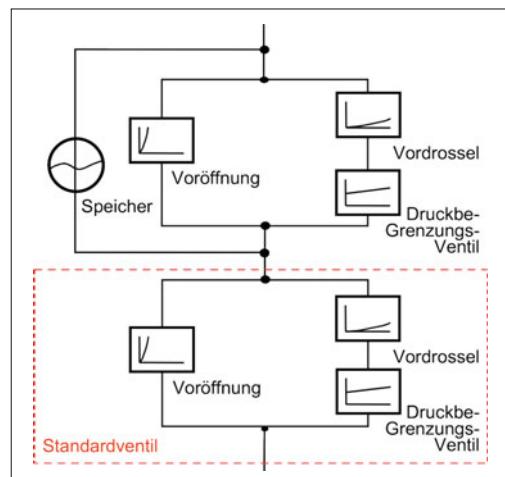


Bild 3-271: Funktionsprinzip einer amplitudenselektiven Dämpfung (ASD)

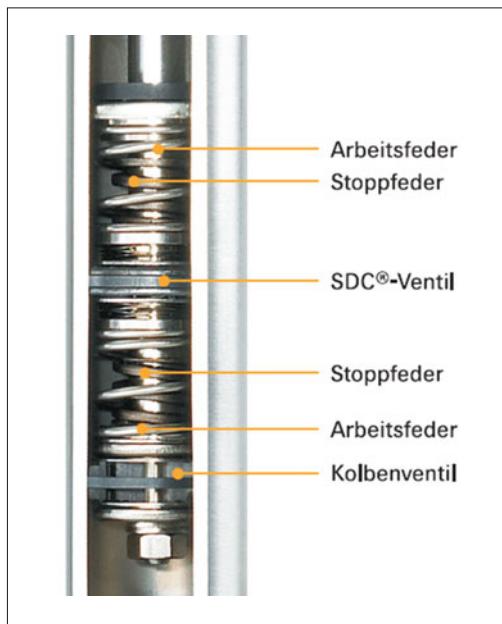


Bild 3-272: Konstruktive Ausführung eines ASD-Ventils (SDC: Sensitive Damping Control)

Bild 3-273 zeigt im Pkw gemessene Aufbaubeschleunigungen, die eindeutig darstellen, dass das ASD-Ventil (rote Kennlinie) in Bezug auf den Komfort hier eindeutig Vorteile bietet, ohne bei der Radlastschwankung Unterschiede zum konventionellen System zu zeigen. Ob die ASD-Funktion immer diese Vorteile für den Fahrzeugnutzer bietet, hängt von der Zielsetzung der Fahrzeugabstimmung sowie von den konstruktiven Gegebenheiten der Achse und den Eigenschaften ihrer Bauteile ab.

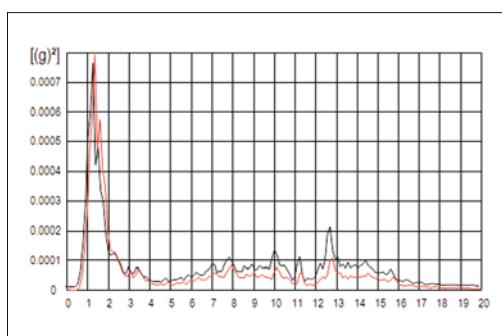


Bild 3-273: Aufbaubeschleunigung bei ASD-Ventil

3.6.5 Dämpferlager

Dämpfergelenke dienen zur Befestigung des Dämpfers oben am Hilfsrahmen oder Aufbau bzw. unten am

Achskörper oder Lenker. Sie haben folgende Aufgaben und Eigenschaften:

- ◆ Ausgleich der Herstellungstoleranz der Achse,
- ◆ kardanische Winkelnachgiebigkeit bei möglichst geringem Gegenmoment, um kinematische Bewegungen aufzufangen,
- ◆ elastokinematische Eigenschaften im Rahmen der kompletten Achskinematik,
- ◆ Geräuschisolierung bei Schwingungen > 30 Hz.

Grundsätzlich unterscheidet man Ring- und Stiftgelenke (**Bild 3-274**). Beim Ringgelenk werden alle drei Bestandteile durch hohe statische Vorspannung miteinander verbunden. Für besonders hohe Beanspruchungen, die z. B. an Federträgern oder HD-Dämpfern (HD, *Heavy Duty*) auftreten können, wird der Gelenkgummi mit der Gelenkbuchse durch Vulkanisation verbunden. Die beiden Gelenkkarten können unterschiedliche Schwingwinkelauslenkungen ertragen. Als maximale Winkelaußenschläge gelten für das Ringgelenk $\alpha/2 = 15^\circ$ und $\beta/2 = 4^\circ$ und für das Stiftgelenk $\delta/2 = 6^\circ$.

Um eine möglichst geringe Dämpferreibung und einen geringen Verschleiß zu gewährleisten, sind die Dämpfer bei normalem Niveau des Fahrzeugaufbaus möglichst unverspannt einzubauen.

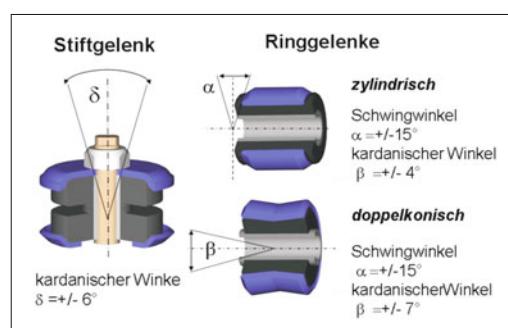


Bild 3-274: Gelenke für Stoßdämpfer

Bei Federbeinstützlagern (**Bild 3-275**) sehen die Anforderungen wie folgt aus [67]:

- ◆ unterschiedliche Steifigkeiten in X, Y, Z,
 - einfacheres Tunen bei Fahrzeugabstimmung,
 - Komfortgewinn bei gleich bleibendem Handlingsverhalten,
- ◆ kardanisch weich,
 - ermöglichen der Kolbenstangenauslenkung für alle Federungszustände und Lenkwinkel,
 - nur Schubbeanspruchung bei Kardanik,
- ◆ gute Geräuschisolierung,
 - getrennte Einleitung von Schraubenfeder und Kolbenstangenkräften,
 - Vermeidung von Dröhnen und Poltergeräuschen,
- ◆ variable, axiale Anschlagcharakteristik,

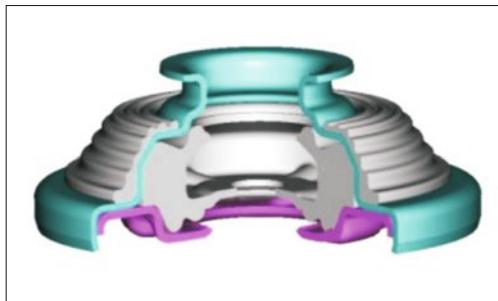


Bild 3-275: Gelenke für Federbeinstützlager

- ♦ ausreichender Korrosionsschutz der Blechteile (Lackierung; Gummierung),
- ♦ hohe mechanische Beanspruchbarkeit:
 - Aufnehmen der Dämpfkräfte (innerer Pfad),
 - Aufnehmen der Federkräfte (äußerer Pfad),
 - Aufnehmen der Pufferkräfte,
- ♦ Verwendung für unterschiedliche Fahrzeugvarianten durch Variation des Vulkanisationsteils mit der Kolbenstangenbefestigung (Baukasten).

3.6.6 Semiaktive Dämpfung

Gründe für eine Anwendung der variablen Dämpfung sind der Wunsch nach einer Anpassung der Dämpfung an verschiedene Achslasten (konstantes Dämpfungsmaß), aber auch die Einstellung auf unterschiedliche Fahrzustände und Strecken, d. h. die Aufhebung des Kompromisses zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit durch laufende Anpassung der Dämpfung.

Die Abgrenzung der als semiaktiv bezeichneten automatischen Dämpfungskraftregelung gegenüber vollständig aktiv wirkenden Systemen (ARS *Active Roll Stabilisation*, Aktive Wankstabilisierung und ABC *Active Body Control*, Aktive Federung) kann wie folgt beschrieben werden: mit einer verstellbaren Dämpfung lassen sich zwar alle Aufbaubewegungen und die Radlastschwankungen begrenzend oder verzögert beeinflussen, aber nicht eliminieren. Das gestatten erst aktive Systeme, d. h. Systeme mit Energiezufuhr.

3.6.6.1 Lastabhängige Dämpfung

Lastabhängige Dämpfer (z. B. PDC *Pneumatic Damping Control*) sind konstruktiv ähnlich wie ein elektrisch verstellbarer Dämpfer aufgebaut. Ihre Dämpfungscharakteristik ist stufenlos verstellbar. Der Dämpfer eignet sich für Achsen, die mit Luftfederungssystemen arbeiten, da unmittelbar der Innendruck der Luftfederbeläge zur Ansteuerung des pneumatisch verstellbaren Ventils genutzt werden kann (**Bild 3-276**). In Abhängigkeit von der Beladung (Luftdruck) wird die Dämpfung kontinuierlich proportional angepasst. Es gibt zwar einige wenige Anwendungen im Pkw (z. B.: Audi Allroad), eine breitere Anwendung hat dieses Dämpfungsprinzip aber eher bei Nutzfahrzeu-

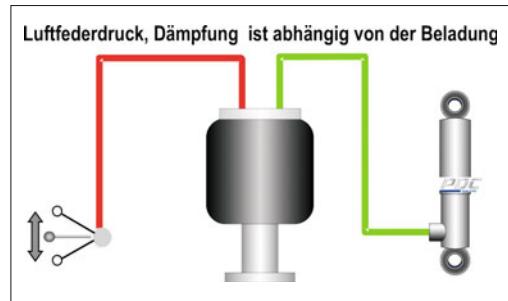


Bild 3-276: Pneumatic Damping Control (PDC)

gen gefunden, weil dort der Gewichtsunterschied des Fahrzeugs beladen / leer deutlich höher ist und damit eine größere positive Wirkung in Richtung einer Erhöhung von Komfort und Sicherheit zu erreichen ist.

3.6.6.2 Elektrisch verstellbare Dämpfung

Seit Anfang der 80er Jahre werden elektronisch geregelte Dämpfungssysteme entwickelt und gefertigt, von einfachen, handgeschalteten elektromotorischen Verstellungen über schnelle, elektromagnetische Systeme mit diskreten Dämpfungsstufen, die heute noch gebaut werden, bis zu den aktuellen stufenlosen Systemen der dritten Generation mit proportional wirkenden Dämpfventilen (CDC *Continuous Damping Control*), die mittlerweile in die Serie eingeführt sind und die Fortschritte einer schnellen Weiterentwicklung der Fahrzeugsensorik und -elektronik nutzen [60], [68]. Folgende Anforderungen werden an die Dämpfung gestellt: Für eine gute Stabilisierung des Aufbaus benötigt man bereits bei niedrigen Ein- und Ausfederungsgeschwindigkeiten eine relativ hohe Dämpfung. Für eine geringe Radlastschwankung ist eine Dämpfung etwa in gleicher Höhe erforderlich, jedoch bei höherer Ein- und Ausfederungsgeschwindigkeit. In den letzten Jahren ist der Anteil der ungefederten Massen des Fahrwerks aufgrund neuer Achskonstruktionen stark gesunken. Dadurch ist der Dämpfungsbedarf für die ungefederten Massen heute deutlich niedriger als früher. Für eine gute Isolierung des Aufbaus bei kurzhubigen, hochfrequenten Anregungen, bei denen eine Dämpfung des Aufbaus bzw. der Radmassen kaum notwendig ist, sind nur sehr geringe Dämpfungs Kräfte erforderlich. Ein stufenlos regelbarer Dämpfer sollte für alle folgende drei Kriterien:

- ♦ gute Aufbaudämpfung,
- ♦ niedrige Radlastschwankung,
- ♦ gute Isolierung bei kleinen Anregungen,

optimal anzupassen sein. Mit dem regelbaren Dämpfer müssen sich deshalb weitgehend degressive Kennlinien in unterschiedlicher Höhe realisieren lassen. Die Anforderungen an einen proportional wirkenden Dämpfer sind jedoch noch aus einer anderen Perspektive zu betrachten (**Bild 3-277**). Eine hohe Dämpfungsbandbreite erfordert aufgrund der notwendigen großen

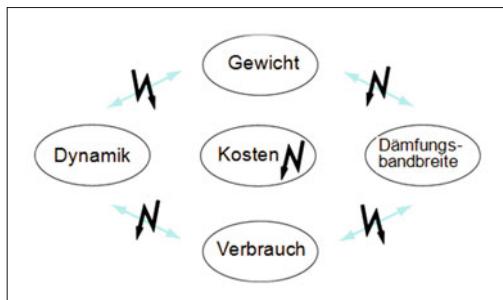


Bild 3-277: Anforderungen an einen CDC-Dämpfer, (CDC *Continous Damping Control*)

Querschnitte bei niedriger Dämpfung relativ große Bauteile mit entsprechend hohem Gewicht.

Sinngemäß gilt das auch für den Stromverbrauch, der von der Größe des Ventils abhängig ist. Ein geringerer Stromverbrauch könnte durch eine hohe Amperewindeungszahl ausgeglichen werden, diese würde jedoch wiederum zu einer geringen Dynamik des Ventils führen, die nicht akzeptiert werden kann. Andererseits beeinflusst das Gewicht des Ventils seine Dynamik in negativer Weise. Der Entwickler muss deshalb versuchen, vor dem Hintergrund dieser sich eigentlich widersprechenden Forderungen den bestmöglichen Kompromiss zu erzielen.

Innerhalb einer Fahrzeugbaureihe werden heute sowohl konventionelle als auch regelbare Dämpfer angeboten. Bei heutigen und auch bei zukünftigen Fahrwerken haben sich die Fahrzeugentwickler ganz auf den Teleskopstoßdämpfer eingestellt. Daher muss man sich in näherer Zukunft auch auf die Integration des proportional wirkenden Dämpfvents in diesen Dämpfertyp einstellen. Aufgrund der unterschiedlichen Anforderungen an den Bauraum bei Teleskopdämpferbauarten wie dem McPherson-Federbein, dem Federträger in stahl-, luft- und hydropneumatisch gefederter Ausführung sowie bei konventionellen Zweirohrdämpfern sind zwei Bauweisen entwickelt worden.

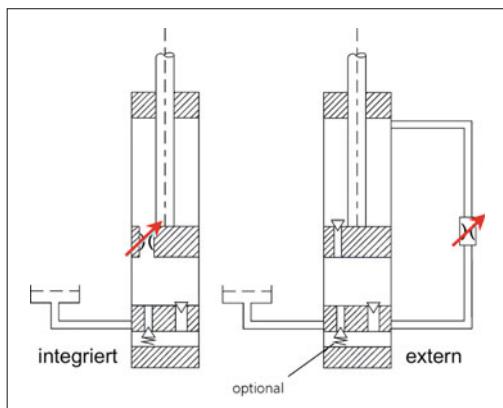


Bild 3-278: Prinzipdarstellung CDC-Dämpfer

Bild 3-278 links zeigt einen Dämpfer mit integriertem Proportionalventil, das als integraler Bestandteil des Verdrängerkolbens anzusehen ist. Im Prinzip arbeitet dieser Dämpfer wie ein normaler Zweirohrstoßdämpfer. **Bild 3-278** rechts zeigt den Aufbau eines Dämpfers mit extern angeordnetem Proportionalventil im Bypass der Verdrängereinheit.

Die Funktionen des Dämpfers sind der besseren Übersichtlichkeit halber vereinfacht wiedergegeben. Das Kolben- und das Bodenventil sind im Allgemeinen jeweils mit einem Rückschlagventil versehen, sodass sowohl in Zug- als auch in Druckrichtung ein Ölstrom durch das Dämpfventil – hier vereinfacht als verstellbare Drossel dargestellt – fließt. Optional kann in Druckrichtung ein zusätzliches Druckbegrenzungsventil im Boden eingesetzt werden.

In **Bild 3-279** ist die praktische Ausführung eines Dämpfers mit externem Proportionalventil dargestellt. Der Bypass wird durch ein Ölführungsrohr realisiert, das schwimmend auf dem Zylinderrohr gelagert ist. Die Dämpfungsfunktionen werden im Wesentlichen nur vom außen liegenden Proportionalventil übernommen. Bis auf den Rohrsockel, das Ölführungsrohr und das zusätzliche Proportionalventil sind die übrigen Komponenten des Dämpfers ähnlich denen konventioneller Dämpfer. Dies verringert die Kosten eines

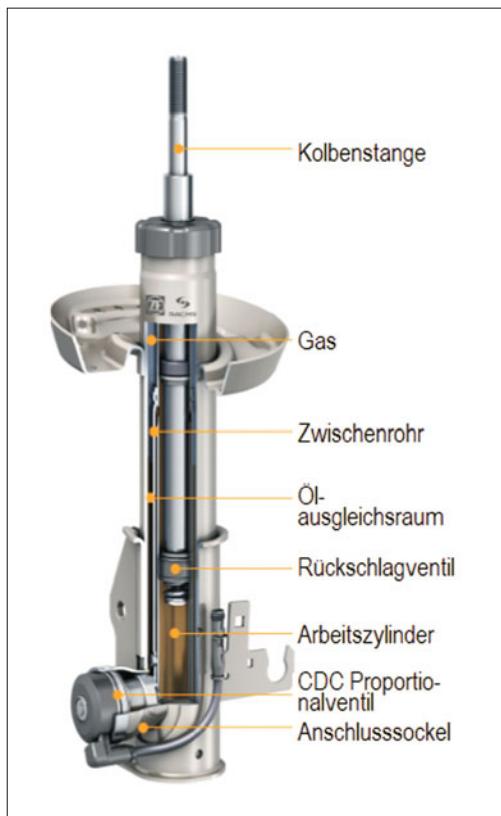


Bild 3-279: Aufbau eines CDC-Dämpfers

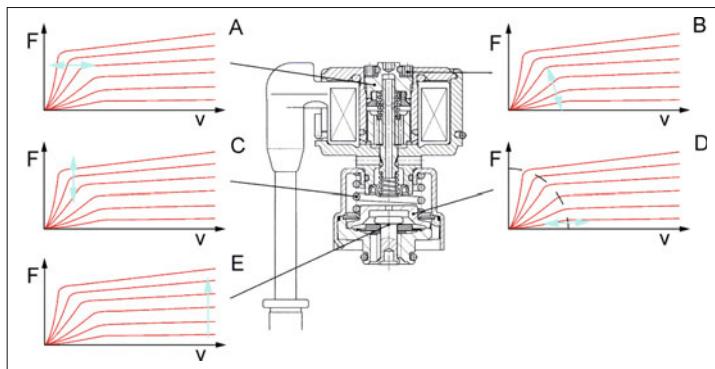


Bild 3-280:
Justierung und Abstimmung des
Proportionalventils

semiaktiven Dämpfers und vereinfacht die Integration des neuen Dämpfertyps in vorhandene Fertigungsstrukturen. Das Proportionalventil kann im unteren Bereich des Dämpfers in fast beliebiger Position am Außenumfang angebracht werden. Das erleichtert die Bauraumsuche in bereits vorhandenen Fahrwerkskonzepten.

Bild 3-280 zeigt, wie die Kennlinien eines Dämpfers mit Proportionaldämpfventil mittels Justierung bzw. Austausch von Dämpferbauteilen im Regelventil variiert werden können. Dargestellt sind Dämpfungskennlinien bei gleichem Ankerstrom bzw. die Bandbreite des Kennfeldes in Abhängigkeit von der Ausfedergeschwindigkeit des Dämpfers.

Eine mittlere Kennung kann durch Einstellungsvorgänge am Ventil begrenzt verändert werden, um Anpassungen an Kundenwünsche oder die Toleranzen des Dämpfers vornehmen zu können (Kennlinienfelder A und B). Die Spreizung des Kennfeldes in der Funktion der degressiven Verlaufsform ist durch Austauschen einer Schraubenfeder in der Hauptstufe veränderbar (C).

Die Spreizung des Voröffnungskennfeldes ist durch Austausch eines Ventiltellers mit unterschiedlichen Bohrungen einfach zu erreichen (D). Im fünften Kennlinienfeld (E) ist außerdem die Beeinflussung der weichen Kennlinie durch ein zusätzliches Ventil dargestellt. Der Vorteil dieses Aufbaus liegt darin, dass man mit einem einzigen Standardventil alle möglichen Kundenanforderungen abdecken kann.

Bei ungünstigen Abmessungen der Kolbenstange (Federbein) ist es möglich, die Dämpfung in Zug- und Druckrichtung unterschiedlich zu verteilen. Möglich wird dies durch den Einbau eines zusätzlichen Dämpferventils im Boden des Dämpfers. Damit können sowohl in Zug- und Druckrichtung symmetrische als auch unsymmetrische Kennlinienfelder erreicht werden. Ähnliche Einflüsse erzielt man durch Veränderung des Kolbenstangendurchmessers bei gegebenem Zylinderdurchmesser.

Bild 3-281 zeigt ein integriertes CDC-Proportionaldämpferventil. Diese Ausführung kommt auf Kundenwunsch dann zum Tragen, wenn aufgrund außen angeordneter Federn oder eines kritischen Freigangs ein externes Ventil nicht angewendet werden kann.

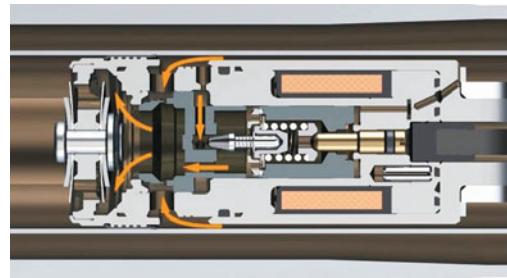


Bild 3-281: Integriertes CDC-Proportionalventil [68]

Beide Konzepte, das integrierte und das externe Ventil, haben im Allgemeinen ein sehr kurzes Antwortzeitverhalten, das im Bereich weniger Millisekunden liegt. Um die Ergebnisse von Schaltzeitmessungen besser miteinander vergleichen zu können, wurde der Startpunkt durch die Signaländerung und das Ende durch Erreichen von 90 Prozent der maximalen Dämpfungskraft definiert.

Bild 3-282 zeigt die Schaltzeiten bei beiden Schaltrichtungen und unterschiedlichen Ein- und Ausfedergeschwindigkeiten. Die Schaltung von einer weichen auf eine harte Kennung ist etwas langsamer als umgekehrt, entspricht jedoch den notwendigen Sicherheitsanforderungen an den Dämpfer. Abweichungen ergeben sich außerdem bei unterschiedlicher Ein- und Ausfedergeschwindigkeit des Dämpfers. Da der Dämpfer seinen Druck selbst erzeugen muss – es ist ja ein passives System – ist die Schaltzeit für den Druckaufbau des Dämpfers, d. h. die Schaltung von weicher nach harter Kennung, bei höheren Aus- und Einfedergeschwindigkeiten kürzer als bei niedrigen.

Der Einfluss der unterschiedlichen Elastizitäten des Dämpfers ist groß. Neben den Rohr- und Ölelastizitäten übt insbesondere die Lagerelastizität einen nicht unerheblichen Einfluss aus, sodass die Verzögerungen durch Ventilschaltzeiten oder induktive Vorgänge im Dämpfer deutlich in ihrer Bedeutung zurückgedrängt werden. Ein hochdynamischer Dämpfer müsste deshalb wenig Elastizität haben.

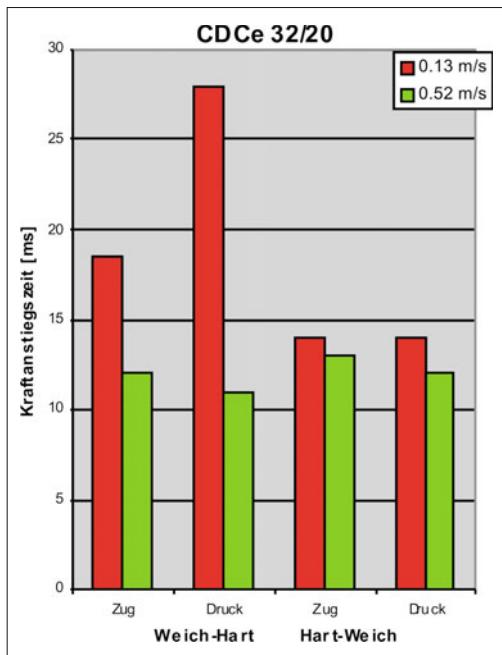


Bild 3-282: Schaltzeiten bei verschiedenen Ein- und Ausfedergeschwindigkeiten

Auf der anderen Seite ist zu berücksichtigen, dass aus Komfortgründen für die Beseitigung von hochfrequenten Geräuschen, die vom Rad erzeugt und über den Dämpfer übertragen werden, bestimmte Dämpfungseigenschaften an die Lager gestellt werden. Ferner ist bei der Anwendung dieser CDC-Dämpfer festzustellen, dass ein bestimmter Druckgradient bei der Schaltzeit nicht überschritten werden darf, da sonst Schaltgeräusche entstehen.

Die Dynamik eines CDC-Dämpfers wird sehr stark durch die im Dämpfer wirksamen Elastizitäten beeinflusst.

Neben den regelbaren Dämpfern mit nur einem Ventil gibt es auch solche mit mehreren. Ursprünglich wurden Sie in den 80er Jahren benutzt, um bei Verwendung von Schaltventilen mit fester Bestromung die Bandbreite der Dämpfung zu erhöhen [68].

Diese Technologie wurde im Wesentlichen aus Kostengründen durch Proportionaldämpfer ersetzt. Heute werden „Mehrventildämpfer“ nur noch als sog. Skyhook-Dämpfer eingesetzt. Man verspricht sich davon eine schnellere Reaktion bei der sog. Sky-Hook-Strategie, die in Abschnitt 8.3.3.1 erläutert wird. Skyhook-Dämpfer erzeugen die Dämpfung in Ein- und Ausfederrichtung jeweils in getrennten Ventilen [69]. Dabei kann die Anpassung an die Dämpfkraftgröße zeitlich etwas schneller erfolgen. Bei den sehr hohen Sensorkosten vor einigen Jahren waren Systeme mit Skyhook-Dämpfern auch kostenmäßig nicht wesentlich teurer.

Die **Bilder 3-283** und **3-284** zeigen Prinzipbilder von je zwei Ausführungen dieser Dämpfer. Mit V1 und V2 werden die Dämpfventile in Ein- und Ausfederrichtung bezeichnet. Rückschlagventile zur schnellen Umschaltung der Dämpfung sind unmittelbar an den Dämpfventilen oder im hydraulischen Energiefluss angeordnet. Das Ausgleichsvolumen wird schematisch als hydraulischer Speicher bzw. Tank dargestellt. Die Prinzipschaltbilder erheben keinen Anspruch auf Vollständigkeit sondern sollen lediglich Möglichkeiten der Ausführung solcher Dämpfer zeigen.

Eine konstruktive Darstellung wird hier nur für zwei Ausführungen von Mercedes-Benz entsprechend **Bild 3-285** gezeigt, wie sie seit Jahren in verschiedenen Ausführungen der S-Klasse zum Einsatz kommt [70].

Bisherige elektronische Fahrzeugsysteme unterstützen sich gegenseitig nur bedingt. Eine deutliche Weiterentwicklung der Systeme ist notwendig, die über den Austausch von einfachen Signalen, z. B. der Fahrgeschwindigkeit, hinausgehen. Eine Dämpferregelung könnte z. B. so ausgeführt sein, dass sie ein Brems- oder Lenkungssystem durch die Optimierung der Radauflandskraft in kritischen Fahrsituationen unterstützt

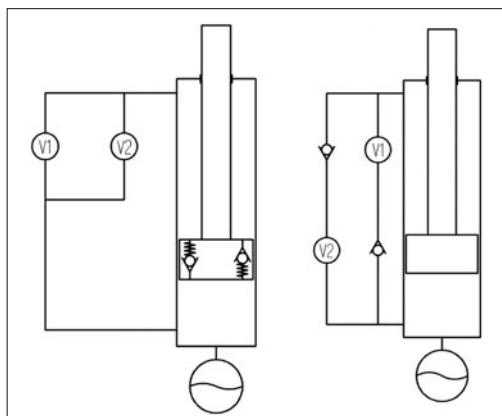


Bild 3-283: Prinzip Skyhook-Ventile „Einrohr“

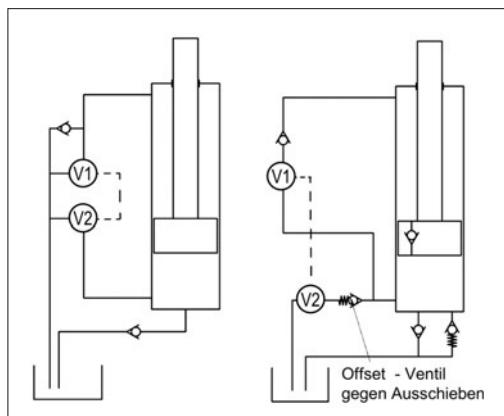


Bild 3-284: Prinzip Skyhook-Ventile „Zweirohr“

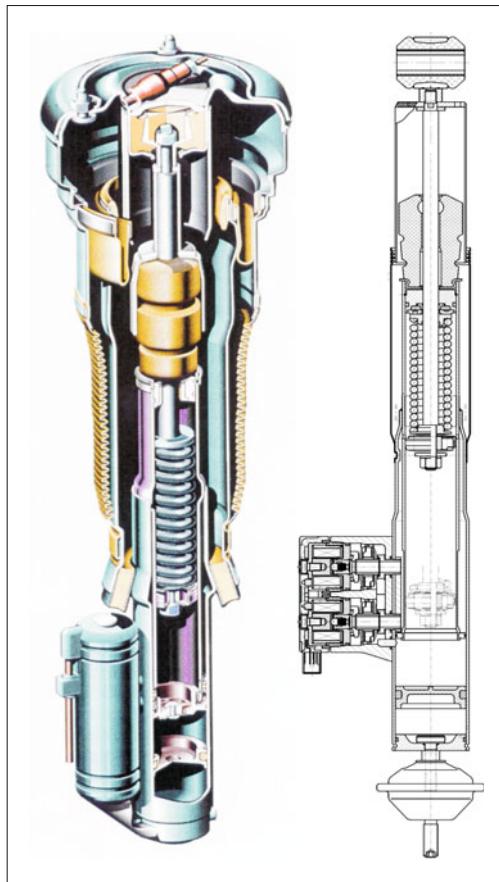


Bild 3-285: Skyhook- Einrohrdämpfer Mercedes W140 (rechts) [ZF Sachs] und W220 (links) [TKA-Bilstein]

und dabei die Komfortorientierung völlig außer Acht gelassen wird.

Deshalb ist eine Aufteilung der Regelungsaufgaben sinnvoll. Die zentrale Intelligenz einer Fahrwerksregelung wird auf einem zentralen Steuergerät zusammengefasst. Dabei könnte ein ESP-Steuergerät die übergeordnete Steuerung der Dämpfungsfunktion mit übernehmen. Am Dämpfer wird eine sogenannte „lokale Intelligenz“ aufgebaut. Diese besteht aus der Leistungselektronik, einer Sensorik sowie der Dämpferregelung (**Bild 3-286**). Dieser Dämpfer wird im weiteren Text ICD-Dämpfer genannt (*ICD Integrated Controlled Damper*). Die Integration der Elektronik und der Sensorik im Dämpfer hat eine Reihe von Vorteilen.

Die Ventilregelung wird so abgestimmt, dass eine exakte Zuordnung von Ist-Dämpfkraft zu Soll-Ventilstrom erreicht wird. Dies geschieht auf den Serienabnahmeprüfständen des Dämpfers, bei denen Dämpfkräfte ohnehin in verschiedenen Kontrollpunkten gemessen werden.

Die erreichten Istwerte der Dämpfkraft können im Ventilregler (Elektronik) gespeichert werden. Bei

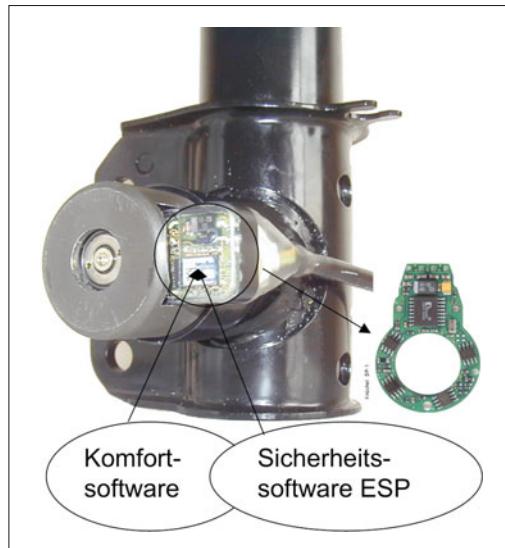


Bild 3-286: Integrierte Dämpferregelung (ICD)

einer zentralen Elektronik ist eine Abstimmung nur zwischen der Nenndämpfkraft und dem Sollstrom möglich. Durch diese Maßnahme können die Toleranzen dieser Systeme minimiert werden. Das zentrale Steuergerät für die Dämpfer kann entfallen, da alle Regelaufgaben in die dämpferintegrierte Elektronik verlagert werden.

Die Integration von Sensoren, z. B. eines Beschleunigungssensors, bedeutet Kostenvorteile durch die Tatsache, dass der Sensor nicht mehr „verpackt“ werden muss, d. h. kein eigenes Gehäuse, keinen eigenen Stecker sowie gesonderte Kabel in Anspruch nimmt. Auch der Vorteil einer nicht notwendigen Montage in der Achse darf nicht unterschätzt werden.

Die Regelung von Federung und Dämpfung wird so gestaltet, dass in kritischen Fahrsituationen (Bremsen, Spurwechsel etc.) das Dämpfersystem von der Sicherheits-, ESP- oder VSC-Software (*VSC Vehicle Stability Control*) beeinflusst wird in Richtung einer Steigerung der Radaufstandschaft und einer gezielten Optimierung des Eigenlenkverhaltens und so die Fahrsicherheit erhöht. In allen anderen unkritischen Fahrsituationen wird ICD von der sogenannte „Komfortsoftware“ angesteuert, die dafür sorgt, dass im Fahrzeug stets ein größtmögliches Maß an Komfort geboten wird.

3.6.7 Alternative Dämpfungsprinzipien

Hydraulische Teleskopstoßdämpfer haben sich seit den 30er Jahren etabliert. Naturgemäß gibt es immer wieder Ansätze nach Alternativen zu suchen. Selbst schon in früheren Jahren in Serie produzierte Dämpfer wie Reibungsdämpfer, hydraulische Flügel- und Hebedämpfer werden aus Bauraumgründen wieder

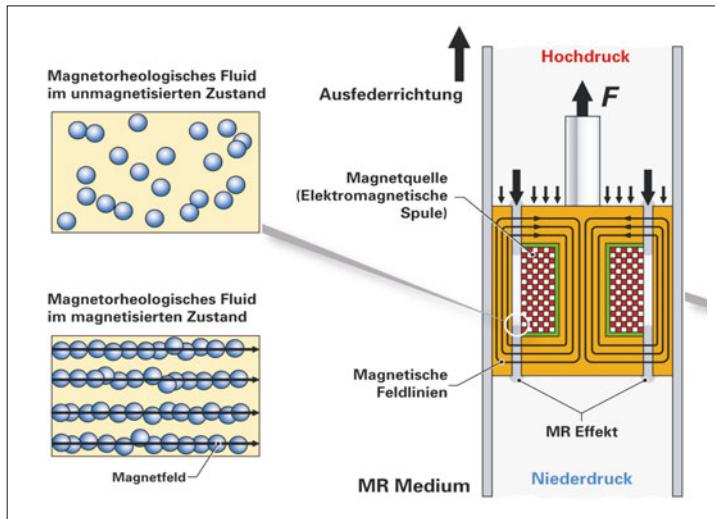


Bild 3-287:
Prinzip der magnetorheologischen Dämpfung [71]

erwogen. Als neue Bauprinzipien werden Dämpfer mit elektroreologischen Flüssigkeiten (ERF) und magneto-reologischen Flüssigkeiten (MRF) betrachtet. Elektrodynamische Dämpfer wurden entwickelt, aus Kosten-, Bauraum- und Gewichtsgründen aber verworfen.

3.6.7.1 Dämpfer mit rheologischen Flüssigkeiten

Beim Einsatz von ERF (elektrorheologische Flüssigkeiten) wird durch elektrische Spannung ein Feld erzeugt, das durch Ausrichtung von elektrisch geladenen Teilen die Grenzschubspannung der Flüssigkeit und infolgedessen die Dämpfkraft erhöht. Die Viskosität bleibt unverändert. Bei MRF (magnetorheologische Flüssigkeiten) wird die gleiche Wirkung durch ein magnetisches Feld erzeugt (Bild 3-287). Seit 2002 werden MRF-Dämpfer in Serie eingestzt. Bild 3-288 zeigt die MRF-Dämpfer des AUDI TT (2006).

3.6.7.2 Verbunddämpfung

Seit etwa 40 Jahren versucht man sog. hydraulische Verbundsysteme in Serie zu bringen. Hydraulische Verbundsysteme sind passive, also ohne zusätzliche Energie arbeitende, Fahrwerkssysteme. Sie bestehen aus mehreren hydraulischen „Aktoren“, meist in der Form von Arbeitszylindern, die über ein Leitungsnets verbunden sind. Durch eine unerwünschte Verlagerung des Fahrzeugaufbaus, z. B. beim schnellen Durchfahren einer Kurve, wird mindestens einer dieser „Aktoren“ bewegt. Die von ihm verdrängte Hydraulikflüssigkeit kann dann die anderen Zylinder antreiben, die den Aufbaubewegungen entgegenwirken.

Das bekannteste und auch in Serie gebaute System besteht aus Einrohrdämpfern, die pro Achse einen gemeinsamen Ausgleichsraum und ein sogenanntes REAS-Ventil (REAS Relative Absorber System), das die Funktion einer Drossel hat, besitzen (Bild 3-289). Bei gleichphasigem Einfedern, also zum Beispiel bei



Bild 3-288: MRF-Dämpfer TT [71]

Nickbewegungen des Fahrzeugs wirkt das System wie konventionelle, getrennte Dämpfer. Das Volumen beider eintauchenden Kolbenstangen verdrängt gleichermaßen Öl, was die als zwei gekoppelte oder einen gemeinsamen Kolben ausführbare Trennwand zum Gasraum verschiebt. Unterschiedliche Bewegungen der Dämpferkolben einer Achse verursachen hingegen eine Strömung durch das REAS-Ventil. Nur beim Wanken des Fahrzeugaufbaus (Gegenphase) erhöht sich also die normale Dämpfkraft um den Betrag, der durch das REAS-Ventil verursacht wird. Nachteilig bei diesen Systemen ist die Abhängigkeit der Dämpfung von der Temperatur durch die großen Leitungslängen.

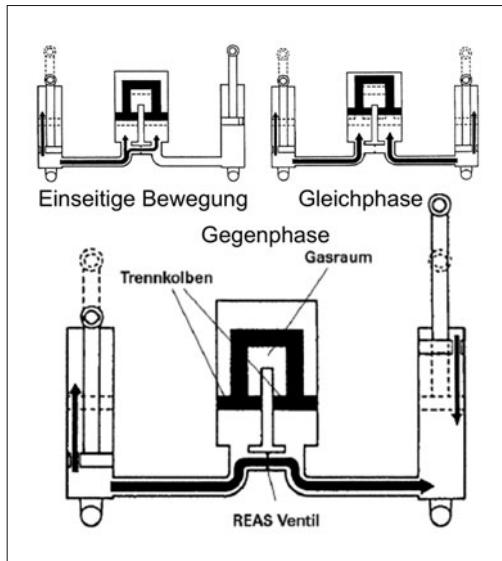


Bild 3-289: X-REAS-Dämpfer (Wankdämpfung)
[Quelle: Yamaha]

3.6.7.3 Elektrischer Dämpfer

Vollständigkeitshalber wird hier auch die Möglichkeit elektrischer Dämpfung in einem Elektromagnetfeld erwähnt. Basierend auf Wirbelstromverlusten, wenn eine Induktionsspule in einem Magnetfeld bewegt wird, entstehen Energieverluste, die als Dämpfung benutzt werden können. Die Machbarkeit dieser Lösung wurde im Labor mit maßstabsgerechten Prototypen nachgewiesen [72]. Sehr hohe Kosten und ein erheblicher Bauraumbedarf machen jedoch eine Serienanwendung auch in der Zukunft unwahrscheinlich.

3.6.8 Kombinierte Feder-/Dämpfereinheiten

Nachdem die Dämpf- und Federfunktion sehr oft in einer Baueinheit zusammengefasst ist, soll in diesem Abschnitt über solche Bauelemente berichtet werden. Die physikalischen Prinzipien und die Auslegung der separaten Eigenschaften wurden bereits für die Federung in dem Abschnitt 3.5.2.4, sowie für die Dämpfung in den Abschnitten 3.6.2 und 3.6.3 beschrieben. Neben der baulichen Einheit gibt es aber auch noch einen zweiten Grund, die Federung und Dämpfung gemeinsam zu betrachten: beide Funktionen zusammen bestimmen das Schwingungsverhalten des Fahrzeuges, sprich des Aufbaus und der Räder.

Ein weiterer Einflussfaktor ist die Zuladung. Bild 3-290 stellt die unterschiedlichen Systemverhalten bei Verdoppelung der Aufbaumasse durch Zuladung dar.

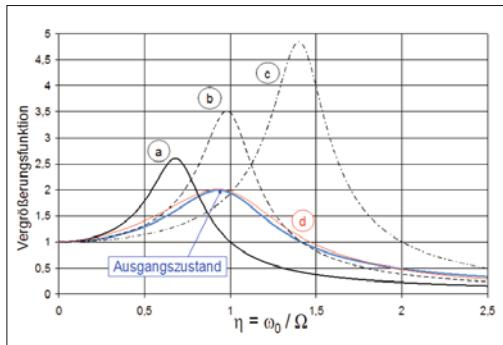


Bild 3-290: Einfluss Feder-/Dämpfer-System auf das Schwingungsverhalten bei Verdoppelung der Aufbaumasse: a) Federbein mit hydraulischem, fest eingestelltem Dämpfer, b) volltragende Luftfeder mit hydraulischem, fest eingestelltem Dämpfer, c) volltragende Hydropneumatik mit hydraulischer Dämpfung, d) Luftfeder-Dämpfer-Einheit (LFD)

3.6.8.1 Federträger und Federbein

Federträger (Bild 3-291) sind Dämpfer, die zusätzlich zu ihrer Hauptfunktion, der Schwingungsdämpfung, Federkräfte übertragen. Sie können sowohl in Zweirohr- als auch in Einrohrbauweise ausgeführt sein. Die Aufbaufeder stützt sich in einem auf dem Behälter befestigten Federteller ab. Vorteil des Federträgers ist seine kompakte Bauweise. Das untere Gelenk des Dämpfers muss jedoch zur Aufnahme der Federkräfte verstärkt werden. Dies gilt wegen der aus der Federkraft und der Radkinematik resultierenden Momente ggf. auch für die Kolbenstange.

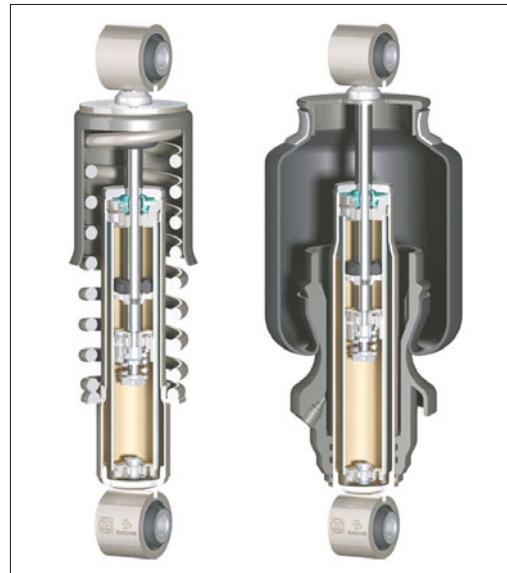


Bild 3-291: Nkw-Fahrerhaus-Federträger

Die Momentenbeanspruchung wirkt reibungserhöhend und damit komfortmindernd. Dies sollte möglichst durch eine entsprechende Anordnung und Gestaltung der Feder vermieden werden (s. Abschnitt 3.5.3.4). Der Einfluss der Reibung kann durch eine reibungsarme, kunststoffbeschichtete Buchse am unteren Befestigungsgelenk und/oder entsprechende reibungsreduzierende Maßnahmen im Federträger, wie sie auch beim Federbein umgesetzt werden, weitgehend verringert werden (s. Bild 3-291).

Im Nkw-Anwendungsbereich finden Varianten des Federträgers mit Stahlfederung oder Luftfederung zahlreich Verwendung in der Fahrerhauslagerung.

Das Zweirohrfederbein **Bild 3-292** ist vom Grundaufbau in wesentlichen Teilen identisch mit dem Zweirohrstoßdämpfer. Es hat jedoch folgende zusätzliche Aufgaben zu erfüllen:

- ◆ Radführung im Zusammenwirken mit den Querlenkern,
- ◆ Aufnahme der Federkräfte der Schraubenfeder über einen Federteller (McPherson-Lösung),
- ◆ Abstützen der Bremsmomente,
- ◆ Aufnahme oder Übertragung der Lenkbewegungen des Rades (bei Federbeinen mit Lenkhebel, die relativ selten und hier nicht gezeigt sind),
- ◆ Aufnahme von Stabilisatorhaltern,
- ◆ Aufnahme von Kabelhaltern für Bremsleitungen, ABS-Sensoren etc. (am Bügel).

Am Unterteil des Behälterrohrs stellen der Achsschenkel oder Befestigungslaschen die Verbindung zur Fahrzeugachse her. Die Lenkbewegungen werden

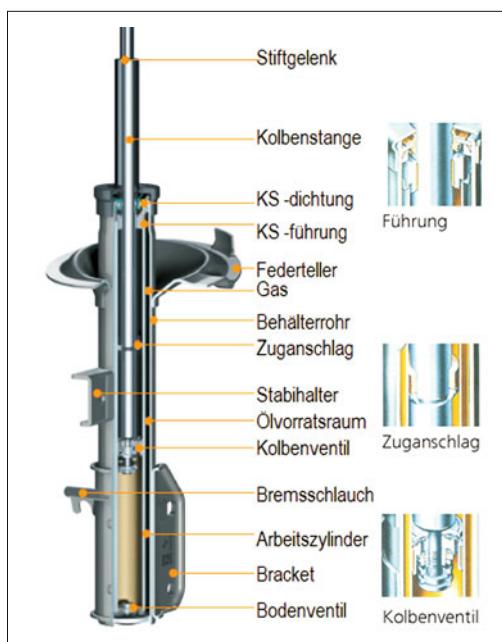


Bild 3-292: Zweirohrfederbein

in den Radträgern eingeleitet. Dabei dreht sich das Behälterrohr zentrisch um die Kolbenstange.

Auf dem Federteller stützt sich die Schraubenfeder ab, die ihrerseits die entsprechenden Tragkräfte über einen Federteller in den Fahrzeugaufbau einleitet. Die Kolbenstange ist über das Stiftgelenk in einem elastischen Gummilager am Fahrzeugaufbau befestigt, um Erregerfrequenzen über 50 Hz zu filtern, die vom Federbein nicht mehr gedämpft werden können.

Das Dämpfungsprinzip ist das gleiche wie beim Zweirohrdämpfer. Zu berücksichtigen sind allerdings die anderen hydraulischen Verdrängungsquerschnitte aufgrund der größeren Kolbenstange.

Das Federbein muss alle Beanspruchungen (Biegung, Zug-, Druckkräfte) aufnehmen, die sich aus der Radkinematik, der Federbeanspruchung oder auch aus der zusätzlichen Last eines Stabilisators am Stabilisatorhalter ergeben. Dazu sind alle durch den Fahrbetrieb verursachten Beanspruchungen, vor allen Dingen Biegebeanspruchungen durch Brems-, Beschleunigungs- und Seitenkräfte, zu berücksichtigen (**Bild 3-293**). Kolbenstangendurchmesser und -führung sowie der Kolben selbst sind für diese hohen Belastungen besonders dimensioniert. Die Kolbenstange besteht aus hochwertigem C35- oder C45-Stahl, der gehärtet und angelassen ist. Ihre Oberfläche ist gegen Schutz vor Korrosion und Reibung verchromt.

Kolben und Kolbenstangenführung sind mit Teflon bzw. Teflon-Compound-Material beschichtet oder mit Gleitbuchsen ausgestattet, die eine reibungsarme Beschichtung aufweisen z. B. DU-Lager. Dadurch ist es möglich, die durch Seitenkräfte verursachte Reibung verhältnismäßig klein zu halten. Bei der Auslegung der Achskinematik ist darauf zu achten, dass die Seitenkräfte für alle auftretenden Beanspruchungen möglichst klein sind. Dies erreicht man durch folgende Maßnahmen:

- ◆ Versetzen des Federtellers gegen die Mittelachse der Kolbenstange (Desachsierung des Federtellers),
- ◆ Versetzen der Wirklinie der Federkraft gegen die Mittelachse der Kolbenstange (Desachsierung der Schraubenfeder),

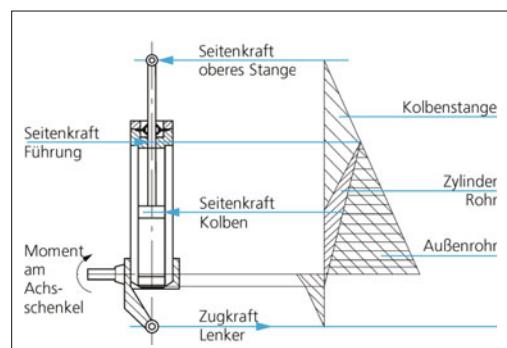


Bild 3-293: Kräfte und Momentenverteilung am Federbein

- ◆ S-förmiger Verlauf der Federwirklinie,
- ◆ Veränderung des Winkels zwischen der Wirklinie der Federkraft und der Mittelachse der Kolbenstange.

In der Praxis muss man heute mindestens zwei der vier Einflussgrößen variieren, um eine geringe Reibungskraft und damit einen guten Fahrkomfort zu erreichen.

3.6.8.2 Hydropneumatische Federung

Das erste in Serie hergestellte Fahrzeug mit hydropneumatischer Federung an Vorder- und Hinterachse war der Citroen ID, der Anfang der 50er Jahre auf den Markt kam. Eine stark vereinfachte Systemdarstellung ist im unteren Bereich des Bildes 8-37 zu finden. Bei den Nachfolgern dieses Fahrzeugtyps ist diese Art der Federung bis heute beibehalten bzw. weiterentwickelt worden (s. Bild 8-32). Auch andere Fahrzeughersteller haben diese Art der Federung – oft nur an der Hinterachse – in Serie eingeführt. Diese Lösungen wurden bis vor einigen Jahren in Fahrzeuge der gehobenen Klasse eingebaut, aber heute durch den Nivomaten oder die Luftfeder abgelöst.

Bild 3-294 zeigt ein Schnittbild des Hinterachs federzylinders für die Mercedes E-Klasse W123.

Es handelt sich um einen Hydraulikzylinder in dem ähnlich wie beim Einrohrdämpfer im Kolben Dämpferventile für die Zug- und Druckrichtung eingebaut sind. Bei dieser Lösung ist die Gasfeder in Form eines Membranspeichers (**Bild 3-295**) über eine Schlauchleitung oder Verohrung mit dem Federzyllinder verbunden.

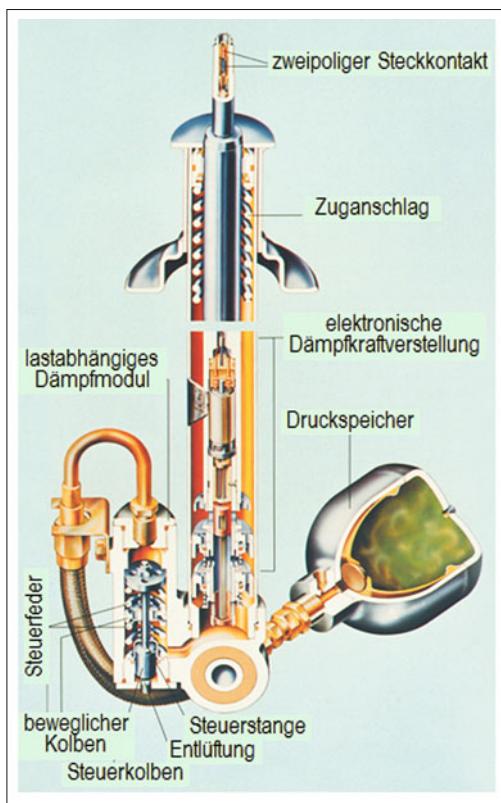


Bild 3-296: Federzyliner mit angebautem Membranspeicher

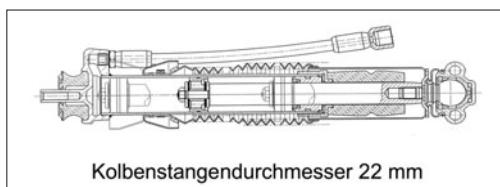


Bild 3-294: Federzyliner Mercedes E-Klasse



Bild 3-295: Membranspeicher

3.6.8.3 Selbstpumpendes, hydropneumatisches Feder- und Dämpferelement

Der Selbstpumper vereinigt folgende Elemente in einer Baueinheit:

- ◆ Gasfeder und Zusatzfeder parallel zur Tragfeder für die Leerlast des Fahrzeugs,
- ◆ lastabhängiger Dämpfer,
- ◆ Pumpe, Vorratsspeicher, Regler.

Der Selbstpumper wird anstelle eines konventionellen Dämpfers, Federdämpfers oder Federbeins meist an der Hinterachse des Fahrzeugs eingebaut und stellt automatisch das optimale Aufbauniveau her. Er beansprucht nur einen geringfügig größeren Bauraum als ein Dämpfer. Eine Besonderheit dieses Niveauregelsystems besteht darin, dass die notwendige Energie zur Einstellung der Karosserielage aus den Relativbe-

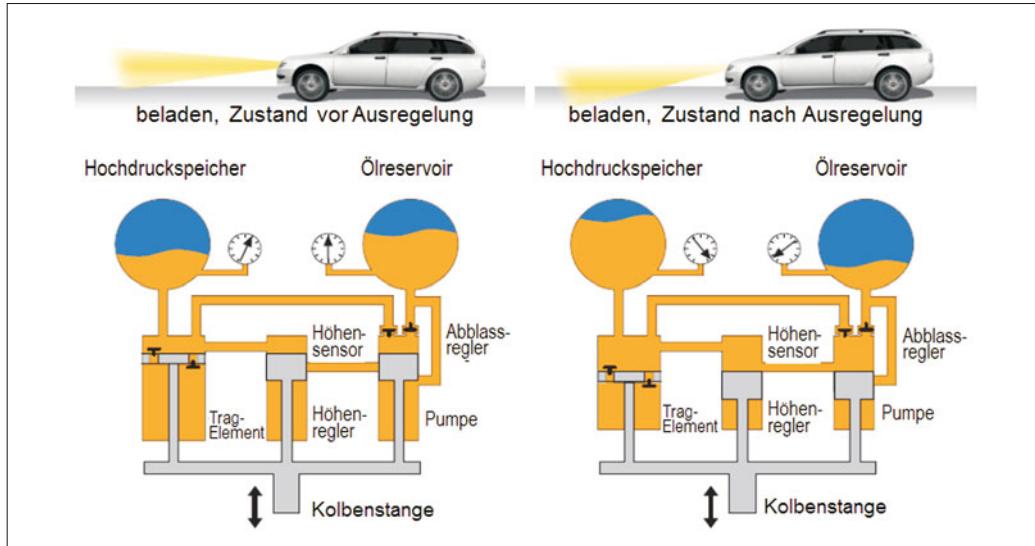


Bild 3-297: Funktionsweise eines Selbstpumpers

wegungen zwischen Rad und Aufbau gewonnen wird, die während des Fahrbetriebs durch Straßenunebenheiten entstehen. Der Selbstpumper benötigt deshalb keine externe Energieversorgung.

Bild 3-297 zeigt schematisch die Funktionsweise eines Selbstpumpers. Der linke Teil zeigt den Zustand, nachdem das stehende Fahrzeug beladen wurde und der Aufbau sich nach hinten geneigt hat. Sobald das Fahrzeug fährt, führen Relativbewegungen zwischen Achse und Aufbau dazu, dass Öl aus dem Niederdruckreservoir gegen das Gaspolster im Hochdruckspeicher (teiltragende Feder) gepumpt wird. Bei der Ausfahrbewegung der Kolbenstange wird das Öl durch das Einlassventil in die Pumpe gesaugt und bei der Einfahrbewegung durch das Auslassventil gegen den Hochdruckspeicher gedrückt.

Der rechte Teil der Abbildung zeigt den Zustand, nachdem der Selbstpumper das optimale Karosserieniveau hergestellt hat. Der angestiegene Druck im Hochdruckspeicher, der zugleich auf das Tragelement wirkt, hat die auf die Kolbenstange wirkende Ausfahrkraft erhöht und den Fahrzeugaufbau angehoben. In diesem Zustand gibt der Höhenregler einen Bypass frei, der verhindert, dass der Druck weiter erhöht wird. Öl wird über die Ablaufbohrung in das Niederdruckreservoir zurückgefördert [73].

Bild 3-298 zeigt den konstruktiven Aufbau eines Selbstpumpers. Die Niveauregelung mit Nivomat findet während des Fahrbetriebs statt, da die Pumpe durch die Relativbewegungen zwischen Aufbau und Rad, die durch die Straßenunebenheiten hervorgerufen werden, betätigt wird. Das Fahrzeunaiveau sinkt aber nicht sofort ab, sobald das Fahrzeug steht, sondern der Nivomat ist in der Lage – aufgrund seiner inneren Dichtigkeit – das einmal erreichte Druckniveau über einen längeren Zeitraum zu erhalten.

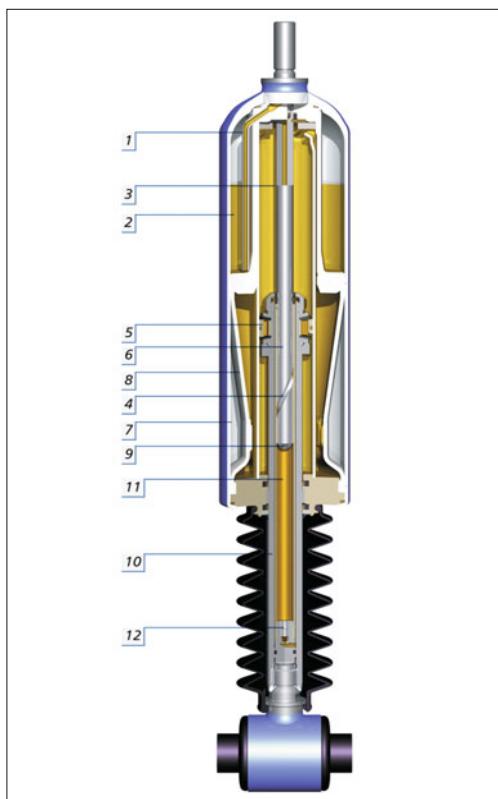


Bild 3-298: Nivomat: 1) Ölansaugleitung, 2) Ölreservoir, 3) Pumpenstange, 4), 6) Steueröffnung, 5) Dämpfungskolben, 7) Hochdruckspeicher, 8) Trennmembran, 9) Einlassventil, 10) Steuerhülse, 11) Pumpenraum, 12) Auslassventil

Die Nivomatpumpe (10) wird durch die Bewegungen der Kolbenstange betrieben. Beim Ausfahren der Kolbenstange (Zugbewegung) wird der Pumpraum (11) vergrößert. Öl wird aus dem Ölreservoir (2) durch das Saugrohr (1), die hohle Pumpenstange (3) und das offene Einlassventil (9) in den Pumpraum gesaugt. Beim Einfahren der Kolbenstange (Druckbewegung) wird der Pumpraum verkleinert, das Einlassventil schließt und das Auslassventil (12) öffnet. Öl wird zwischen Steuerhülsenaußenseite und Kolbenstangeninnenseite in den Arbeitsraum gedrückt.

Aus dem Arbeitsraum wird gleichzeitig Öl durch die offene Seite des Zylinderrohrs in den Hochdruckspeicher verdrängt. Das Hochdruckgaspolster (7) wird beim Pumpen zunehmend gespannt. Der Druck im Ölreservoir nimmt kontinuierlich ab und der Druck in Hochdruckspeicher und Arbeitsraum nimmt kontinuierlich zu. Der Druckanstieg im Arbeitsraum bewirkt eine Zunahme der Kolbenstangenausfahrkraft. Das Fahrzeugeheck wird angehoben. Bei Annäherung an das vorgesehene Fahrzeughiveau wird eine Wendelnut (4) freigegeben, die sich auf der Pumpenstange befindet und die bis dahin von der Steuerhülse verdeckt wurde. Diese Wendelnut stellt den Höhensensor dar. Die geöffnete Nut bildet einen Bypass zwischen Pumpraum und Hochdruckspeicher.

Dies führt dazu, dass kein Öl aus dem Niederdruckreservoir angesaugt wird, sondern nur noch Öl zwischen Pumpraum und Arbeitsraum verschoben wird.

Wird das Fahrzeug im Stand entladen, fährt die Kolbenstange zunächst weiter aus, da das Gleichgewicht zwischen Nivomat-Ausfahrkraft und Nivomat-Belastung gestört wird. Durch dieses größere Ausfahren der Kolbenstange wird an der Pumpenstange eine Ablassbohrung (6) freigegeben, die in Niveaulage durch die Steuerhülse verdeckt wird. Die Ablassbohrung ermöglicht einen Öldurchfluss aus dem Hochdruckspeicher in das Niederdruckreservoir, der zu einer entsprechenden

Druckminderung führt. Das Fahrzeugeck sinkt wieder auf die Niveaulage ab. Bei Fahrten auf Schlechtwegstrecken wird die Pumpe im Nivomat stärker angeregt als normal. Der Nivomat regelt in diesem Fall auf ein höheres Niveau (15 bis 20 mm). Dies führt dazu, dass das Fahrzeug – in Abhängigkeit des Übersetzungsverhältnisses Nivomat zu Rad – mehr Bodenfreiheit gewinnt.

Die Dämpfung des Nivomaten wird von Einrohrventilen ähnlichen konstruktiven Bauteilen erzeugt.

Der Nivomat wird im Allgemeinen als teiltragendes Element an der Fahrzeug-Hinterachse eingesetzt. In diesem Fall wird der überwiegende Teil des Fahrzeugelegewichts (hinten) von einer parallel zum Nivomat eingebauten mechanischen Feder (Spiral- oder Blattfeder) getragen. Der Nivomat hat die Aufgabe, den überwiegenden Teil der Zuladung zu tragen. Im Fall der volltragenden Lösung trägt und federst der Nivomat das gesamte Fahrzeuggewicht inklusive Zuladung an der Hinterachse. Dieser Anwendungsfall ist aber eher selten.

Bei einer teiltragenden Nivomat-Lösung sind 3 Federanteile von Bedeutung (**Bild 3-299**). Diese Anteile sind die mechanische Tragfeder, die Gasfeder (aufgrund des eingeschlossenen Gasvolumens im Hochdruckspeicher des Nivomaten) und die Hilfsfeder (Druckanschlagpuffer). Die mechanische Feder muss im Vergleich zu einer konventionellen Dämpferanwendung in Traglast und Federrate abgesenkt werden, da der Nivomat bereits einen Teil der Federkraft übernimmt. Die Hilfsfeder wird bei zunehmender Einfederung wirksam und begrenzt den Einfederweg.

Die Gesamt-Federkennlinie des Nivomaten ergibt sich durch die Überlagerung der drei Federanteile. Die lineare Kennlinie der mechanischen Feder geht bei Fahrzeugelegewicht durch den **Punkt A*** und bei maximaler Zuladung und statischer Einfederung durch den **Punkt B***. Die Leerstandshöhe beim Nivomat-Einsatz

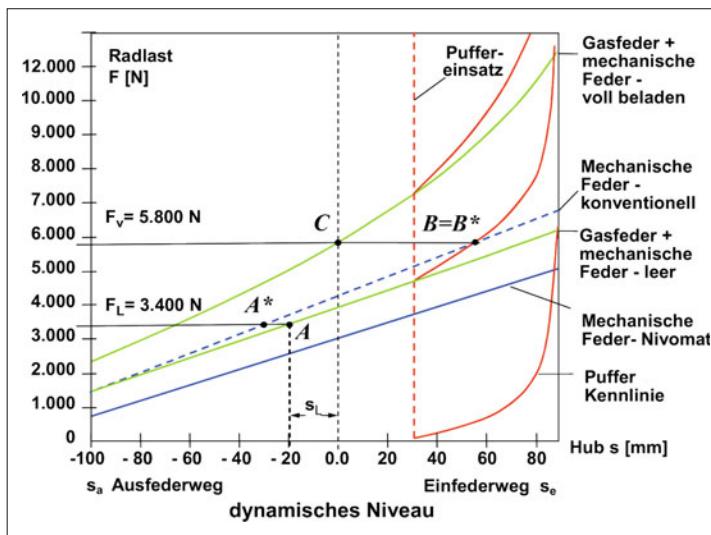


Bild 3-299:
Federkennlinien am Rad

(**Punkt A**) kann im Vergleich mit der konventionellen Federung gleich oder niedriger angesetzt werden. Die statische Einfederung bei maximaler Zuladung (**Punkt B**) sollte aber unbedingt mit der konventionellen Einfederung bei Vollast (**Punkt B'**) übereinstimmen, damit das Fahrzeug in diesem Fall dieselbe Bodenfreiheit aufweist. Mit dem Fahrzeugherrsteller wird bei der Fahrabstimmung eine dynamische Niveaulage festgelegt. Während des Fahrbetriebs wird dann das Fahrzeug auf das vordefinierte „dynamische“ Niveau (**Punkt C**) angehoben. Je nach Fahrbahnunebenheit wird hierfür eine Fahrstrecke zwischen 500 und 1500 Metern benötigt.

Das Kennliniendiagramm zeigt deutlich den Anstieg der Federraten bei wachsender Zuladung, was durch die zunehmende Anspannung des Gaspolsters im Nivomat erreicht wird. Ziel ist – aus Komfort- und Sicherheitsgründen – über den gesamten Zuladungsbe reich eine möglichst konstante Eigenschwingungszahl des Fahrzeugaufbaus zu erzielen.

Bei konventionell gefederten Achsen ändert sich die Eigenschwingungszahl zwischen Leergewicht und voller Zuladung im Allgemeinen sehr deutlich, während sie bei einer teiltragenden Nivomat-Lösung nahezu konstant ist. Nivomat-Anwendungen sind daher gewöhnlich weniger hart im Leerzustand (Komfortverbesserung) und weniger weich im voll beladenen Zustand (**Bild 3-300**).

Der Nivomat ist als Dämpfer-, Federdämpfer- oder Federbein-Ausführung realisierbar (**Bild 3-301**). Der Einbau des Nivomaten mit Kolbenstange nach unten oder Kolbenstange nach oben ist generell möglich. Die Fahrzeusanbindungen sind im Allgemeinen kundenspezifisch und können als Stift- oder Augengelenk ausgebildet werden.

3.6.8.4 Luftfederung und hydraulischer Dämpfer

Bild 3-302 zeigt die Anordnung einer Luftfederung in einem Pkw. Das Regelsystem benötigt einen Sensor, der das momentane Aufbauniveau erkennt, eine Regelelektronik sowie einen gekapselten Kompressor mit Druckluftspeichern und Regelventilen zur Steuerung der Luft in den vier Luftfedern.

Bild 3-303 zeigt ein Luftfeder-Dämpferbein für Pkw-Fahrwerke. Diese Baueinheit ist immer dann sinnvoll, wenn Fahrwerke so ausgelegt sind, dass die Dämpfung und Federung auf der gleichen Wirklinie liegen sollen. Ferner entfallen zusätzliche Bauelemente, die zur Befestigung zweier getrennter Komponenten nötig wären. Das Behälterrohr des Dämpfers kann zugleich als Abrollrohr oder als Stütze für das Abrollrohr der Luftfeder verwendet werden, während der obere Teil der Luftfeder am Ring- oder Stiftgelenk der Kolbenstange befestigt werden kann. Eine zusätzliche Führung der Luftfeder entfällt.

Durch Taillierung des Abrollkolbens können die Eigenfrequenz und die Federrate der Luftfeder so gesteuert werden, dass sie bei optimalem Niveau des Aufbaus niedrig und im Bereich der Anschläge hoch ist.

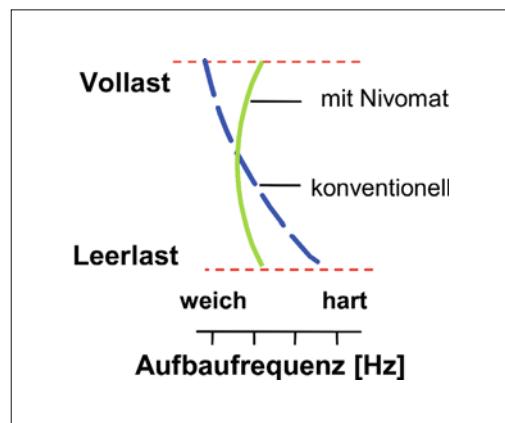


Bild 3-300: Einfluss Nivomat auf die Aufbaueigenfrequenz

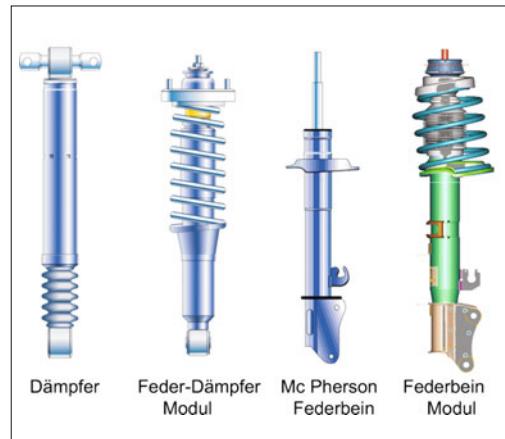


Bild 3-301: Anwendungsbeispiele für Nivomaten

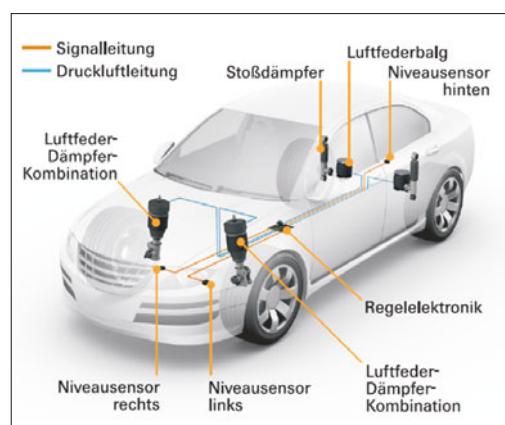


Bild 3-302: Luftfederung Pkw

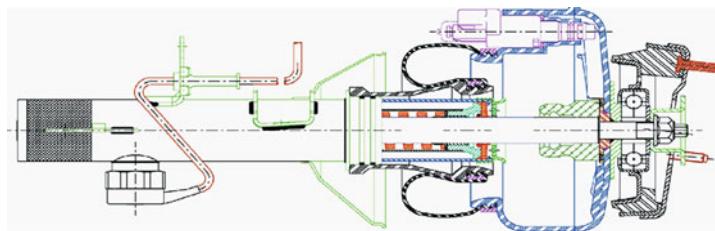


Bild 3-303:
Luftfeder-Dämpferbein

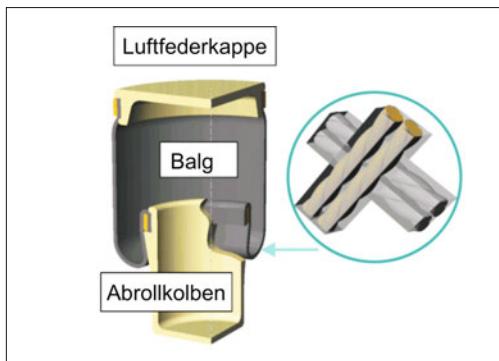


Bild 3-304: Schematischer Aufbau einer Luftfeder

Bild 3-304 zeigt schematisch einen Luftfederbalg, der mit je einem Spannring (gelb) oben an einer Luftfederkappe und unten an einem Abrollkolben befestigt ist. Der Balg besteht aus einer hochwertigen Gummimischung, die mit einem Gewebe durch Vulkanisation verstärkt ist. Die Dicke des Balges und des Gewebedadens richtet sich nach der geforderten Festigkeit und Beanspruchung. Für schwere Einsatzfälle verwendet man sog. Kreuzlagenbälge, deren Fadenstruktur im 90° Winkel angeordnet ist. Für Bälge, die eine möglichst geringe innere Reibung und damit einen hohen Komfort aufweisen sollen, verwendet man eine einlängigige Fadenstruktur mit senkrechten Fäden oder eine Kreuzlagenstruktur mit spitzen Winkeln. Diese Bälge haben eine geringere Festigkeit und müssen durch ein Außen angebrachtes Rohr geführt werden.

Bild 3-305 zeigt ein solches reibungssarmes Luftfederbein (mit integriertem Stoßdämpfer).

Ein Faltenbalg schützt den außen geführten Balg vor Verschmutzung. Eine Luftfeder wird heute ausschließlich als Einzelement oder in Kombination mit einem Dämpfer (Federträger) angewendet. Es gibt immer wieder Ansätze, auch McPherson-Achsen mit Luftfederung auszustatten.

Bild 3-306 zeigt einige Möglichkeiten, wie der bauartbedingte Querkraftausgleich vorgenommen werden kann. Links im Bild wird eine schräg gestellte Luftfeder gezeigt, die eine gleichmäßige Fadenbelastung zum mindesten in Niveaulage hat. In der Mitte wird die Querkraftabstützung der Luftfeder über eine Anlauffläche für den Balg erreicht. In der ganz rechts gezeigten Lösung wird zur Querkraftkompenstation ein asymmetrischer Balg verwendet.



Bild 3-305: Luftfederbein [Quelle: ZF Sachs]

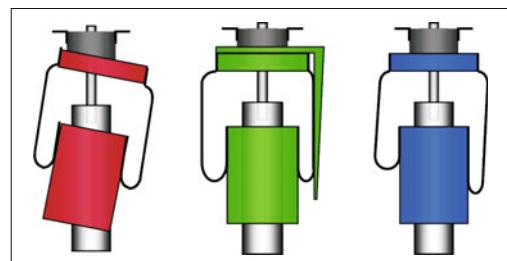


Bild 3-306: Möglichkeiten des Querkraftausgleichs für die Luftfeder

Ein Serieneinsatz für McPherson-Aufhängung kommt aus Kostengründen derzeit nicht in Einsatz, da diese Achsen vornehmlich im preissensiblen Segment der Klein- und Kompaktfahrzeuge verwendet werden. Limousinen, SUVs sowie Kombinationskraftwagen in der gehobenen und Luxusklasse haben Achsen, bei denen die Luftfeder als Einzelement eingebaut oder mit einem Dämpfer kombiniert wird (Federträger). Dort wird die Niveauregelung aufgrund ihrer Vorteile einer Niveaustellung bei Geländefahrt oder hoher Zuladung sowie Ihres hohen Komforts aufgrund der niedrigen Aufbaufederrate besonders geschätzt und als Serienausführung oder Option gefordert. Fast immer wird zur weiteren Erhöhung der Sicherheit und des Komforts auch eine regelbare Dämpfung mit hydraulischen Teleskopstoßdämpfern in einer Systemausführung kombiniert, insbesondere auch um ein Durchschlagen der Federung zu vermeiden und bei kritischen Fahrmanövern eine sichere Spurhaltung zu gewährleisten.

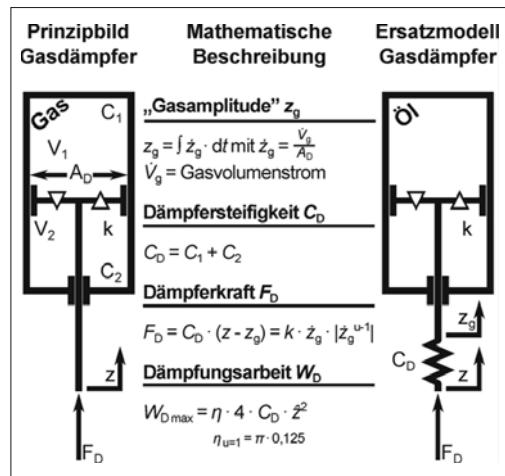


Bild 3-307: Mathematische Beschreibung eines pneumatischen Dämpfers [74], [75]

3.6.9 Gas-Feder-Dämpfereinheiten (GFD)

3.6.9.1 Physikalische Grundlagen

Ein pneumatischer Dämpfer hat wie ein hydraulischer Dämpfer eine geschwindigkeitsabhängige Drosselcharakteristik. Weil Gas jedoch kompressibel ist, strömt während einer Amplitude z nur ein Teil des Gases durch die Drossel und wirkt dämpfend, während der andere Teil verdichtet wird und federnd wirkt. Zur mathematischen Beschreibung definiert man eine Gasamplitude z_g , die sich aus dem übergestromten Gasvolumen ergibt. Die Gasamplitude ist jedoch messtechnisch nicht unmittelbar erfassbar. Sie wird mit steigender Frequenz f relativ zum Kolbenweg z immer kleiner. Außerdem ist die Bewegungsrichtung von z_g in der Nähe der Totpunkte nicht identisch mit der von z . Auch die gemessene Kraft ist immer eine Summe aus Federkraft und Dämpferkraft (Bild 3-307). Aus diesen Gründen hat das übliche Kraft-Geschwindigkeits-Diagramm für den pneumatischen Dämpfer keine Aussagekraft, zur Serienüberwachung ist es jedoch völlig ausreichend.

Die Gleichung für die Dämpferkraft F_D ist eine inhomogene implizite Differentialgleichung höherer Ordnung. Sie ist die Basis für die Simulation. Für kleine Amplituden ($C_D = \text{konst.}$) und laminarer Drossel ($u = 1$) ist die Gleichung jedoch lösbar und kann zur Auslegung verwendet werden, weil im Radfrequenzbereich kleine Amplituden vorherrschen. Die in Bild 3-308 dargestellten, mit laminarer Drossel simulierten Kraft-Weg-Diagramme veranschaulichen den Zusammenhang zwischen z und z_g . In der linken oberen Bildhälfte ist die Kraft F_D über der relativ kleinen Amplitude $\hat{Z} = 0,1 \cdot h_{th}$ aufgetragen. Es ist zu erkennen, wie mit härter werdender Drossel k die Steifigkeit C_D wirksamer wird. In der rechten oberen Bildhälfte ist F_D über z_g aufgetragen. Hier ist

zu erkennen, wie \hat{z}_g mit härter werdender Drossel k immer kleiner wird, weil nur noch wenig Gas durch die Drossel strömt. In der unteren Bildhälfte sind die entsprechenden Diagramme für relativ große Amplituden $\hat{z} = 0,6 \cdot h_{th}$ dargestellt. Hier wird die Komplexität des Gasdämpfers sichtbar.

Außerdem erkennt man in dem Diagramm links oben eine Phasenverschiebung φ der maximalen Dämpferkraft in Abhängigkeit von der Drossel bzw. der Frequenz. Auch über diese Phasenverschiebung lässt sich die Dämpfung der Gas-Feder-Dämpfereinheit (GFD) wie in der Werkstoffkunde üblich beschreiben. Zum Beispiel ist bei $W_{D\max}$ mit laminarer Drossel und kleiner Amplitude $\varphi = 45^\circ$. In Bild 3-316 wird die Phasenverschiebung durch den Zusammenhang der Basisgrößen C_D und W_D veranschaulicht.

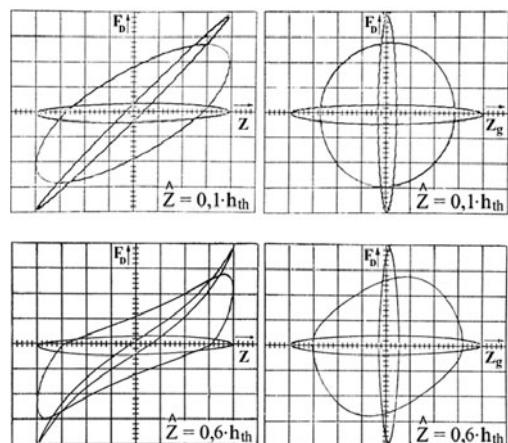


Bild 3-308: Dämpferkraft, dargestellt über der Amplitude z und der Gasamplitude z_g [74]

Die Gleichung $W_{Dmax} = \eta \cdot 4 C_D \cdot \hat{z}^2$ (Bild 3-307) führt zu folgenden erstaunlichen Ergebnissen:

1. Es gibt eine maximale Dämpfungsarbeit W_{Dmax} .

Dies führt zu einem besseren Temperaturverhalten, weil bei einer Anregung oberhalb der Radeigenfrequenz immer weniger Dämpfungsarbeit generiert wird. In einem „Premium-Pkw“ hatte die GFD auch in der Wüste auf extremen Pisten keine Temperaturprobleme.

2. Die maximale Dämpfungsarbeit ist unabhängig von der Drosselkonstanten k und der Frequenz f .

Die Drosselkonstante bestimmt lediglich die Frequenz, bei der die maximale Dämpfungsarbeit auftritt. Damit ist eine frequenzselektive Dämpfung möglich, die bei gewünschter Raddämpfung eine höhere Aufbaudämpfung zulässt (Bild 3-309).

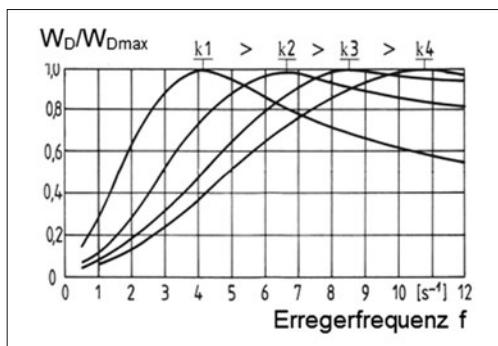


Bild 3-309: Experimenteller Nachweis von W_{Dmax} [75]

3. Die zur gewünschten Raddämpfung erforderliche Dämpfungsarbeit wird im Wesentlichen durch die Steifigkeit C_D bestimmt.

Erfahrungsgemäß sollte C_D in der gleichen Größenordnung wie die Reifensteifigkeit C_R liegen. Weil C_D mit dem Druck – verursacht durch die Zuladung – wächst, wächst auch die Dämpfungsarbeit, sodass bei lastangepasstem Reifenluftdruck, der die Reifesteifigkeit erhöht, die Raddämpfung dennoch konstant bleibt (Bilder 3-310 und 3-311).

4. Mit $F_D = C_D \cdot (z - z_g)$ ergibt sich eine hubabhängige, hochfrequente Maximalkraftbegrenzung.

Das erhöht den Komfort und trägt nachweislich zur Schonung von Reifen und Achse bei, was auch für Radnabenmotoren interessant ist.

5. Der Ausnutzungsgrad η wird durch den Geschwindigkeitsexponenten u der Drossel bestimmt.

Für $u = 0$ ist $\eta = 0,25$; für $u = 1$ ist $\eta = 0,125 \cdot \pi$ (Bild 3-312). Für diese Werte und kleine Amplituden ($C = \text{konst.}$) ist die Gleichung der Dämpferkraft lösbar (s. Bild 3-307).

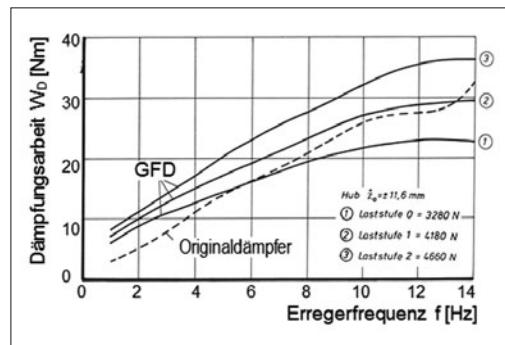


Bild 3-310: Lastabhängiges Dämpfungsverhalten einer GFD im Vergleich mit einem hydraulischen Dämpfer mit Schraubenfeder [76]

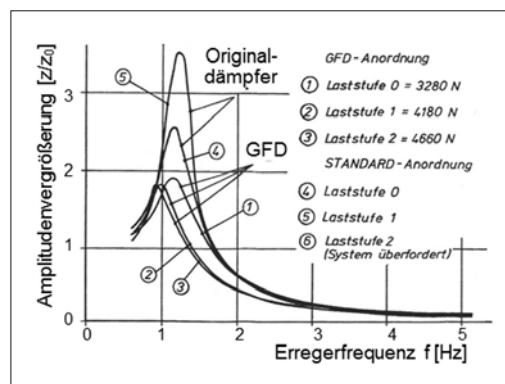


Bild 3-311: Übertragungsverhalten der GFD aus Bild 3-310 [76]

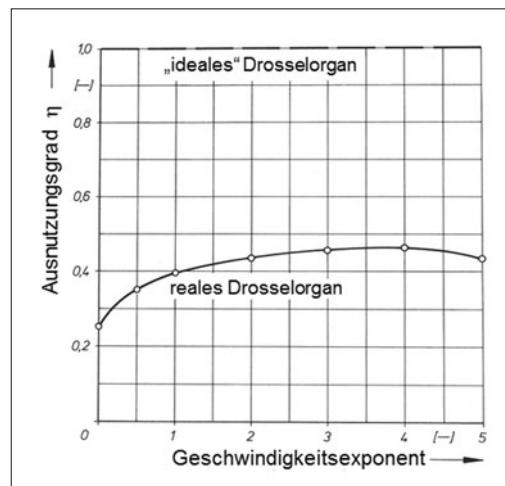


Bild 3-312: Ausnutzungsgrad η als Funktion des Geschwindigkeitsexponenten u [74]

Für alle anderen u ist der Wert von η der Simulation entnommen. Die „ideale“ Drossel ist während des Hubes geschlossen und sorgt nur in den Totpunkten für einen Druckausgleich. Das ergibt die maximal mögliche Dämpfungsarbeit mit $\eta = 1$. Die Federbewegung würde jedoch mit der Steifigkeit C_D ansteigen bzw. abfallen. In den Totpunkten ergäbe sich ein senkrechter Abfall bzw. Anstieg. Das würde zu einem sehr unharmonischen Schwingungsverlauf führen. Zur Dämpfung eines Einzelereignisses ist sie jedoch ideal.

Der Geschwindigkeitsexponent u hat außerdem einen Einfluss auf den frequenzabhängigen Verlauf der Dämpfungsarbeit. Mit kleiner werdendem Exponenten wird der Verlauf flacher, sodass mehr Aufbaudämpfung bei gleicher Raddämpfung möglich ist (s. Bilder 3-309 und 3-313).

Der Geschwindigkeitsexponent u hat auch, wie bei dem hydraulischen Dämpfer einen starken Einfluss auf die Amplitudenabhängigkeit der Dämpfung. Bild 3-314 zeigt, dass mit einer laminaren Drossel ($u = 1$) eine amplitudenunabhängige Dämpfung möglich ist (s. Bild 3-325). Mit $u < 1$ ergibt sich eine Dämpfung, die bei großen Amplituden kleiner wird, weil die reale

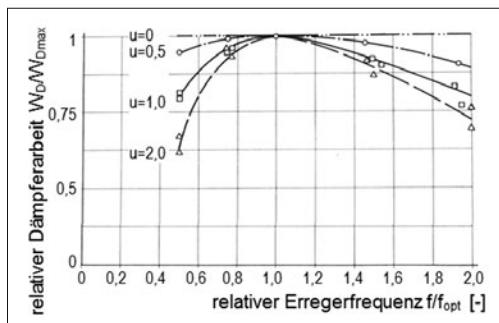


Bild 3-313: Frequenzabhängiger Dämpfungsarbeitsverlauf für verschiedene Geschwindigkeitsexponenten u [74]

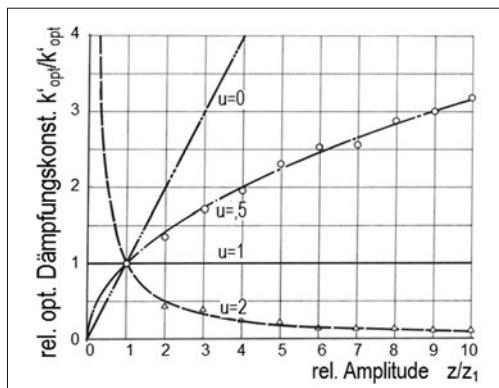


Bild 3-314: Amplitudenabhängigkeit der Drosselkonstanten k_{opt} für verschiedene Geschwindigkeitsexponenten u ($C_D = \text{konstant}$) [74]

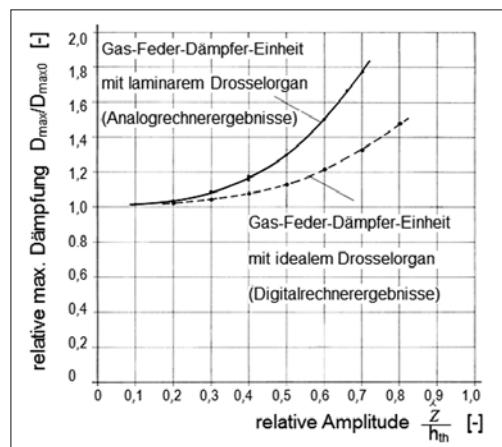


Bild 3-315: Abhängigkeit der Dämpfung eines pneumatischen Dämpfers von der relativen Amplitude \hat{z}/h_{th} [74]

Drosselkonstante k nicht wie k_{opt} mit der Amplitude wächst, was erforderlich wäre, um bei jeder Amplitude W_{Dmax} zu erreichen.

Bei relativ großen Amplituden wächst C_D jedoch entsprechend der allgemeinen Gasgleichung, sodass auch W_{Dmax} wächst (Bild 3-315). Für die generelle Auslegung eines pneumatischen Dämpfers, dessen maximale Dämpfungsarbeit das Rad mit ihren relativ kleinen Resonanzamplituden dämpfen soll, ist die Gleichung $W_{\text{Dmax}} = 0,5 \cdot \pi \cdot C_D \cdot \hat{z}^2$ mit $u = 1$ und $C_D = \text{konstant}$ jedoch ausreichend.

Die maximale Dämpfungsarbeit sollte nicht unnötig groß gewählt werden, weil mit größer werdender Steifigkeit C_D die maximale Dämpferkraft $F_D = C_D - \hat{z}$ wächst, was die Isolierung verschlechtert.

Das Diagramm Bild 3-316 zeigt, dass bei offener Drossel ($k = 0$) sowohl die Dämpfungsarbeit $W_D = 0$, als auch die Steifigkeit $C' = 0$ ist. Bei geschlossener Drossel ($k = \infty$) ist $W_D = 0$ aber $C' = C_D$. Der pneumatische Dämpfer wird zur isolierenden Feder. Für die laminare Drossel ($u = 1$) lässt sich die Kurve berechnen. Bei W_{Dmax} ist $C' = 0,5 \cdot C_D$. Die dargestellte (ausgezogene) Kurve ist empirisch aus den Kraft-Weg-Diagrammen der Simulation ermittelt worden.

Die gestrichelte Kurve stellt die relative Dämpfung D für ein typisches Fahrzeug mit $C_{\text{Aufbau}} = 0,1 \cdot C_D$, $C_{\text{Reifen}} = C_D$ und $C_{\text{Rad}} = C_{\text{Reifen}} + C_{\text{Aufbau}} + C'$ dar. Dabei ist C' die Steifigkeit, die bei maximaler Lehrscher Dämpfung D auftritt, die die Radresonanzfrequenz vergrößert und in die Berechnung der Raddämpfung eingeht. Deshalb sollte W_{Dmax} oberhalb der Radeigenfrequenz liegen. Im Abschnitt Auslegung ergibt sich mit dem Auslegungspunkt z_{\min} ein einfacher mathematischer Zusammenhang, der dies automatisch berücksichtigt (s. Bild 3-322).

Das Kraft-Weg-Diagramm Bild 3-317 veranschaulicht die wesentlichen Eigenschaften eines pneumatischen Dämpfers. Mit steigendem Druck steigt die Steifig-

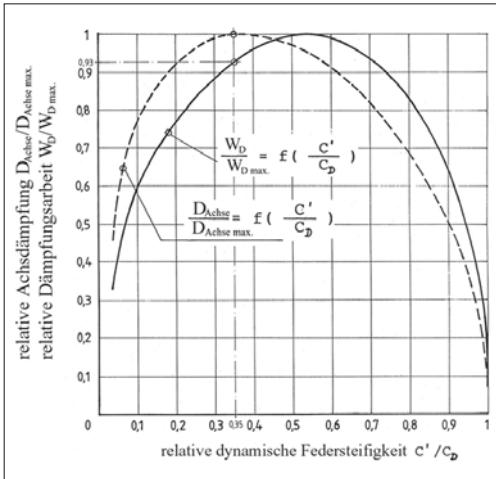


Bild 3-316: Zusammenhang zwischen Dämpfung und Steifigkeit eines pneumatischen Dämpfers [74]

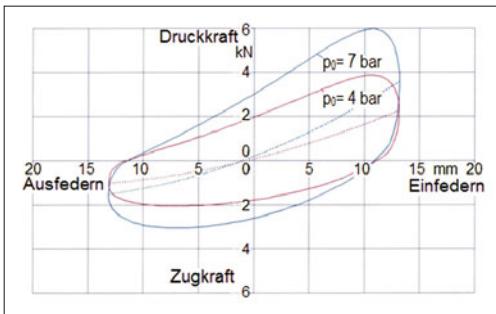


Bild 3-317: Kraft-Weg-Diagramm einer GFD [77a]

keit und die Dämpfungsarbeit ohne Verstellung der Drossel, sodass die Eigenfrequenz und die Dämpfung unabhängig von der Zuladung konstant bleiben, wenn die Niveauregulierung durch Zupumpen bzw. Ablassen von Luft erfolgt (vgl. auch Bild 3-311). Streng genommen gilt die Aussage nur für den Bereich des „Auslegungspunktes“ (s. Bild 3-322).

Bild 3-318 zeigt mit den beiden oberen Diagrammen das Übertragungsverhalten eines simulierten Ein-Massen-Schwingers mit Stahlfeder, kombiniert mit einem hydraulischen bzw. pneumatischen Dämpfer. Beide Dämpfer sind für $D = 0,3$ ausgelegt. Das untere Diagramm zeigt die Versuchsergebnisse eines hydraulischen Dämpfers mit und ohne Topmount.

Das Diagramm der relativen Aufbaubeschleunigung lässt den sehr großen Unterschied oberhalb der Resonanzfrequenz erkennen. Um den hydraulischen Dämpfer komfortabler zu machen, wird er deshalb in der Regel elastisch montiert, wobei die Elastizität hauptsächlich durch das „Topmount“ (C_T) bestimmt wird. Damit wird er zu einer Feder-Dämpfer-Reihenschaltung wie ein pneumatischer Dämpfer und kann

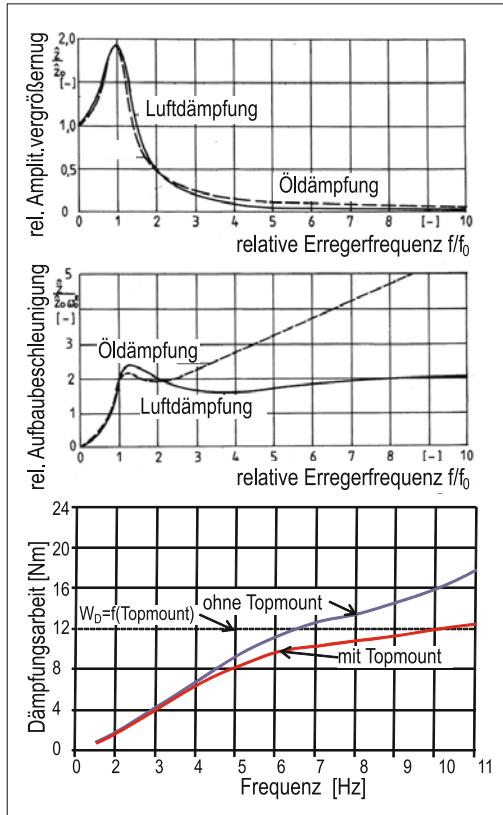


Bild 3-318: Darstellung der Wirkung des Topmounts in Simulation und Versuch [75]

auch nach dessen Regeln ausgelegt werden. Zur Veranschaulichung zeigt das untere Diagramm den Verlauf der Dämpfungsarbeit eines hydraulischen Dämpfers mit und ohne Topmount über der Frequenz.

Mit Topmount ergibt sich eine max. Dämpfungsarbeit von:

$$W_{D\max} = 0,5 \cdot \pi \cdot C_T \cdot \hat{z}^2$$

wie bei einem pneumatischen Dämpfer.

Bei der Raddämpfung mit Luft stellt sich natürlich die Frage nach der Beherrschbarkeit kleiner Amplituden. **Bild 3-319** zeigt die Vergleichbarkeit des Kraft-Weg-Verlaufs eines pneumatischen (links) und eines hydraulischen (rechts) Dämpfers bei 1 Hz (oben) und 12 Hz (unten) bei einer Amplitude von $\hat{z} \sim 1,5$ mm. Dabei ist der hydraulische Dämpfer unsymmetrisch und der pneumatische Dämpfer – dank seiner hubabhängigen Maximalkraftbegrenzung – im Wesentlichen symmetrisch abgestimmt.

Zusammengefasst zeigen die physikalischen Grundlagen die Komplexität pneumatischer Dämpfung. Das ist zum Verständnis der Ergebnisse von Simulation und Fahrabstimmung hilfreich. Sie zeigen aber auch, dass die Gleichung $W_{D\max} = 0,5 \cdot \pi \cdot C_D \cdot \hat{z}^2$, die für die Raddämpfung entscheidend ist, in ihrer linearen Form

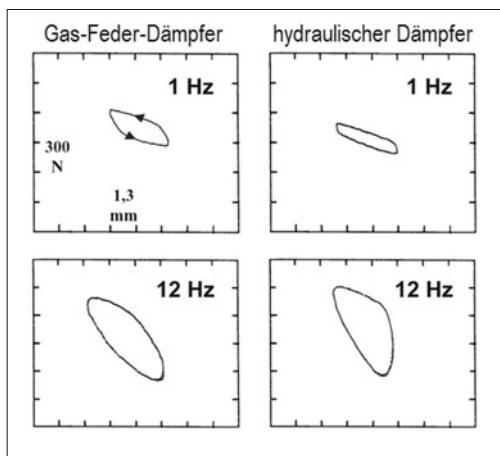


Bild 3-319: Vergleich der Kraft-Weg-Diagramme mit $\hat{z} \sim 1,5$ mm zwischen der GFD und einem hydraulischen Dämpfer [77a]

(laminar und kleine Amplituden) für die Grundauslegung geeignet ist.

Weil das Dämpfungsvermögen, genauso wie der Dämpfungsbedarf mit \hat{z}^2 wächst, und die Frequenz f und die Drosselkonstante k keinen Einfluss auf das maximale Dämpfungsvermögen haben, legt man mit den geometrischen Abmessungen eines pneumatischen

Dämpfers die Steifigkeit C_D und damit das gewünschte Dämpfungsvermögen fest.

Um die Kundenakzeptanz zu ermitteln, wurde schon in einem frühen Entwicklungsstadium ein Motorrad am Hinterrad mit einer GFD mit verstellbarer Drossel (s. Bild 3-332) ausgerüstet [77b]. Auch ein Honda Prelude mit verstellbarer Drossel (s. Bild 3-329) diente derselben Fragestellung [77c]. Die Reaktionen waren sehr Erfolg versprechend und führten zu weiteren Entwicklungsarbeiten.

3.6.9.2 Auslegung der Gas-Feder-Dämpfereinheit

Zur Simulation einer GFD sind die Bestimmungsgleichungen in **Bild 3-320** veranschaulicht. Das Ausführungsbeispiel ist in [76] beschrieben. Für die Dämpferkraft $F_D = C_D(z - z_g)$ entsprechend Bild 3-307 wird hier $F_D = A(p_1 - p_2)$ eingesetzt. Die Drücke können sowohl mit der genaueren allgemeinen Gasgleichung, die aber wegen der Simulation des Temperaturverlaufs sehr aufwendig ist, als auch mit der Polytropengleichung ausgedrückt werden. Für Schwingungen größer als 1 Hz hat sich $n = 1,3$ bis $1,4$ als brauchbar erwiesen. Bild 3-329 zeigt den Vergleich zwischen berechneten und gemessenen Kraft-Weg-Diagrammen.

Aus der mathematischen Beschreibung eines pneumatischen Dämpfers (s. Bild 3-307) ergibt sich die Reihenschaltung des Dämpfers mit einer Feder C_D als Ersatzmodell. Schaltet man dieser Reihenschaltung

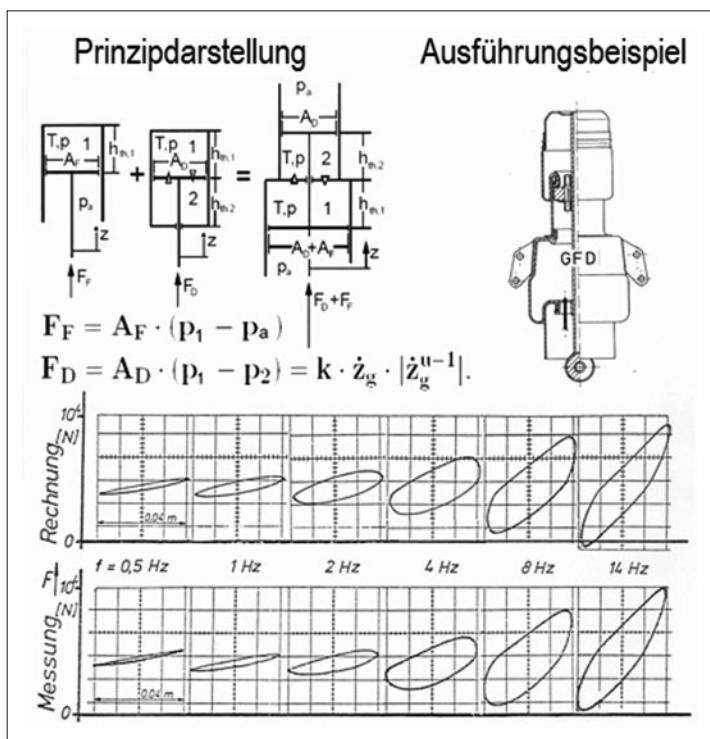


Bild 3-320: Veranschaulichung der Bestimmungsgleichungen einer GFD [74]

eine „Tragfeder“ C_0 parallel, so erhält man das Ersatzmodell für die GFD (s. **Bild 3-322**).

Auch dieses Modell kann unmittelbar als Basis für die Simulation (z. B. mit SimuLink) dienen. Unter der vereinfachenden Annahme kleiner Amplituden und laminarer Drossel ist das Ersatzmodell zur Auslegung der GFD besonders interessant.

Zur Auslegung lassen sich alle GFD-Bauarten, auch solche mit weiteren Einzelkomponenten, auf dieselbe einfache Art berechnen. Es müssen nur die auf den Reifenaufstandspunkt bezogenen Steifigkeiten C_0 (alle Drosseln offen) und C_∞ (alle Drosseln geschlossen) ermittelt werden, um die spezifischen Schwingungseigenschaften (s. Bild 3-330) zu berechnen. Dabei ist die Steifigkeit des Dämpfers $C_D = C_\infty - C_0$. Die GFD-Bauarten (**Bild 3-321**) unterscheiden sich nicht in schwingungsspezifischen Eigenschaften. Der Unterschied betrifft Reibung, Geräusch, Bauraum, Gewicht, Lebensdauer und Kosten.

Die 3-Raum-GFD aus **Bild 3-321** hat dieselbe Länge wie übliche Federbeine und kann daher in vorhandene Bauräume integriert werden. Der Durchmesser des Zylinders ist jedoch ca. doppelt so groß wie der des hydraulischen Dämpfers.

Der Balgdurchmesser ist in der Regel kleiner als der einer entsprechenden Schraubenfeder. Die Lebensdauer erwies sich als unkritisch, weil die Kolbenstange nicht nach außen abgedichtet werden muss. Das reduziert auch die Kosten für die Kolbenstangenoberfläche. Dieselbe Bauart kann auch mit Balg unten, wie bei dem Motorrad BMW HP2 [78], ausgeführt werden. Bei der GFD der HP2 ergab sich ein Gewichtsvorteil von ca. 50 % gegenüber einem hydraulischen Dämpfer mit Stahlschraubenfeder.

Die 2-Raum-GFD hat einen Pilzkolben. Sie braucht deshalb keine zweite Führung und kann unmittelbar mit dem Aufbau oder dem Hilfsrahmen verbunden werden, was sie besonders wirtschaftlich macht. Die Baulänge ist ca. 25 % kürzer, der Durchmesser ca. 40 % größer als bei der 3-Raum-GFD. Durch höheren Betriebsdruck lässt sich der Durchmesser reduzieren. Die Balglebensdauer wird dadurch weniger berührt, weil beim schnellen Einfedern der Druck im Balgraum abnimmt, sodass der Balg nicht durch Spitzendrücke belastet wird. Die 2-Balg-GFD lässt sich ohne eigene Führungselemente in die Radaufhängung integrieren. Es können auch zwei gleiche Bälge an verschiedenen Hebelarmen eingesetzt werden.

Alle GFD-Bauarten lassen sich so dimensionieren, dass die gewünschte Raddämpfung erreicht wird.

Die Luftfeder mit konstantem Zusatzvolumen lässt sich nach denselben Regeln dimensionieren. Die Steifigkeit C_∞ , und damit auch C_D , wird jedoch bei dem erforderlichen Aufbaufederweg nicht groß genug, um übliche Reifen zu dämpfen. Spezialreifen für weichen Boden, die eine statische Abplattung von 80 bis 100 mm haben, können jedoch ausreichend gedämpft werden. Eine sehr hohe Aufbaudämpfung lässt sich mit einem großen Zusatzvolumen immer realisieren. Das ergibt eine sehr gute, lastangepasste Isolierung für einen 1-Massen-Schwinger.

Bild 3-322 ist das zentrale Diagramm zum Verständnis und zur Auslegung einer GFD. Das Übertragungsverhalten wurde mit einem Freischwingprüfstand ermittelt, der eine Eigendämpfung von $D = 0,01$ bis $0,02$ hat. Auffällig ist, dass alle Drosselkurven durch einen Punkt gehen, der zugleich die kleinstmögliche Resonanzamplitude z_{\min} bei der Frequenz f_{\min} darstellt. Weil dieser Punkt unabhängig von der Drossel ist, eignet er sich besonders als „Auslegungspunkt“. Zur Berechnung sind lediglich die auf den Reifenaufstandspunkt bezogenen Steifigkeiten C_0 und C_∞ bzw. die entsprechenden Frequenzen f_0 und f_∞ der GFD erforderlich.

$$z_{\min} = z_0 \cdot \frac{f_\infty^2 + f_0^2}{f_\infty^2 - f_0^2} = z_0 \cdot \frac{C_\infty + C_0}{C_\infty - C_0} \quad (3.101)$$

$$f_{\min} = \sqrt{\frac{2f_\infty^2 \cdot f_0^2}{f_\infty^2 + f_0^2}} = f_0 \sqrt{\frac{2C_\infty}{C_\infty + C_0}} \quad (3.102)$$

In Kenntnis der Lage des Auslegungspunktes weiß man z. B., ob eine härtere Drossel zu einer Reduzierung oder einer Vergrößerung der Resonanzamplitude führt.

Da es sich bei z_{\min} um eine Geradengleichung handelt, bietet es sich an, f_∞ über f_0 für verschiedene \hat{z}_{\min} aufzutragen. Weil die Eigenfrequenz von Luftfedornen mit konstantem Gasvolumen, unabhängig von der Aufbaumasse, nahezu konstant ist, lassen sich diese Frequenzen für alle Fahrzeuge mit Luftfederung und Lufdämpfung in einem gemeinsamen *Auslegungsdiagramm* (**Bild 3-323**) darstellen.

In dieses Diagramm kann zusätzlich die bei \hat{z}_{\min} auftretende Frequenz f_{\min} eingetragen werden.

Um den Einfluss der Radaufhängung deutlich zu machen, ist in das Auslegungsdiagramm eine GFD

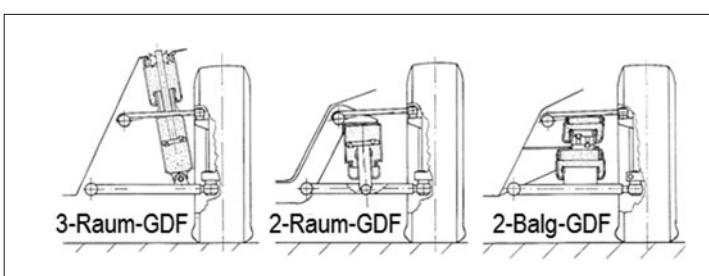


Bild 3-321:
Grundsätzliche Bauarten einer
GFD [77a]

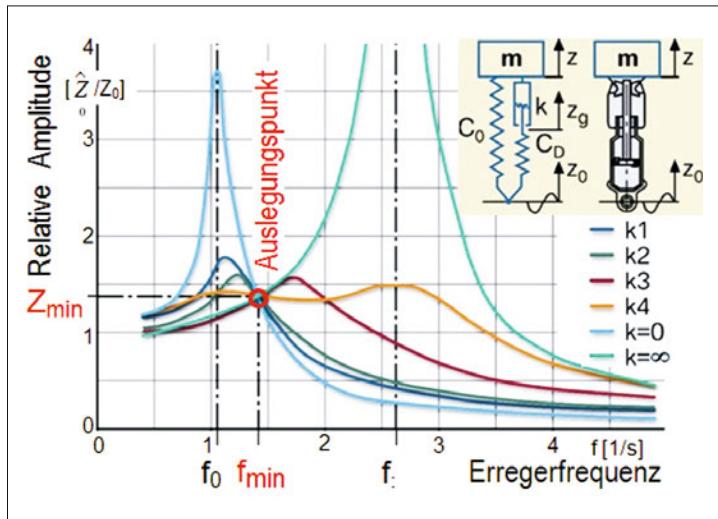


Bild 3-322:
Übertragungsverhalten einer GFD für verschiedene Drosselkonstanten k
 k_4 = turbulente Drossel
[75], [78]

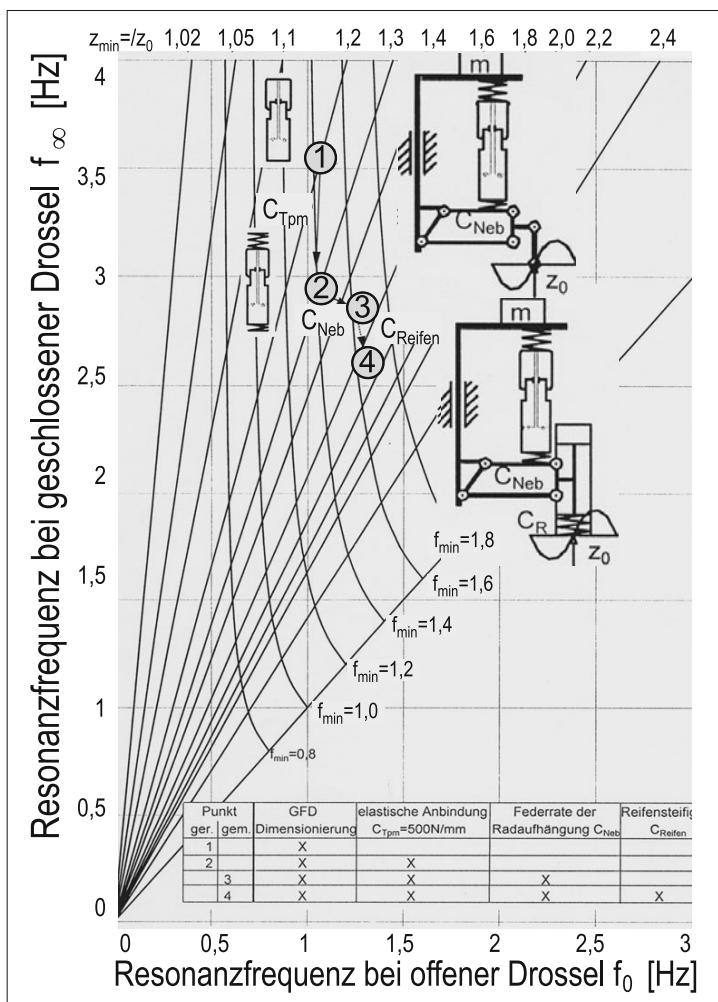


Bild 3-323:
Auslegungsdiagramm für die GFD [77a]

(Punkt 1) eingetragen, die bei kleinen Amplituden Resonanzfrequenzen von $f_0 = 1,1$ und $f_\infty = 3,6$ Hz hat. Durch das „Topmount“ reduziert sich f_∞ auf 2,9 Hz (Punkt 2), was z_{\min} vergrößert. Das übliche „Topmount“ ist aber eigentlich nicht erforderlich, weil eine GFD schon eine Feder-Dämpfer-Reihenschaltung darstellt. Falls eine akustische Isolierung erforderlich ist, sollte sie möglichst progressiv ausgelegt werden, um C_D nicht unnötig zu schwächen.

Bei einer 2-Raum-GFD, die ohne Topmount an der Vorderachse eines Fahrzeugs der Premiumklasse erprobt wurde, ergab sich kein Geräuschproblem. Die Hinterachse ist jedoch erfahrungsgemäß kritischer.

Bei der 2-Balg-GFD ist natürlich kein Topmount erforderlich.

Durch die Nebenfederrate der Radaufhängung erhöht sich f_0 auf 1,25 Hz (Punkt 3); auch das führt zu einer Vergrößerung von z_{\min} . Die Radmasse wird von der Reifensteifigkeit und der GFD eingespannt. Die Raddämpfung muss deshalb mit Reifen auf dem Freischwingprüfstand abgestimmt werden.

Die Aufbaudämpfung kann zunächst ohne den Reifen auf dem Viertel-Fahrzeug-Prüfstand abgestimmt werden. Zur Auslegung einer GFD ist zunächst Punkt 1 interessant. Sollte eine elastische Anbindung erforderlich sein, so ist Punkt 2 zweckmäßiger. Mit Punkt 1 bzw. 2 legt man die geringstmögliche Aufbaubewegung fest. Die Drossel sollte man so wählen, dass sich eine relative Resonanzamplitude von $\hat{z} = 2,0$ bis 1,3 bei einer Frequenz $f < f_{\min}$ ergibt. Das entspricht einer Dämpfung nach „Lehr“ von $D = 0,3$ bis 0,6. Weil die Raddämpfung damit nicht festgelegt ist, kann man eine so hohe Aufbaudämpfung wählen. Sie führt im Bereich der Aufbaueigenfrequenz zu kleinen Hub-, Nick- und Wank-Amplituden und -Beschleunigungen und damit zu einem guten Komfort. Eine noch stärkere Dämpfung führt erfahrungsgemäß zu einem tragen, zähen Fahrgefühl.

Das Fahrgefühl wird durch die Resonanzamplitude des Aufbaus gut beschrieben, weil der Mensch in diesem Frequenzbereich „wegsensibel“ ist und deshalb die Vergrößerungsfunktion unmittelbar in sein Gefühl übersetzen kann.

Zur Abstimmung der Raddämpfung trägt man, ähnlich wie in **Bild 3-322**, den Amplituderverlauf für die offene und die geschlossene Drossel über der Frequenz auf. Dabei ist $C_{0\text{Rad}} = C_0 + C_{\text{Reifen}}$ und $C_{\infty\text{Rad}} = C_0 + C_D + C_{\text{Reifen}}$. Der Schnittpunkt der beiden Kurven stellt die minimale Radresonanzamplitude dar. Dieser Punkt wird durch die Steifigkeit C_D bestimmt. Damit ist dieser *Auslegungspunkt* für die Dimensionierung der GFD entscheidend. Für die übliche Raddämpfung sollte C_D in der Größenordnung von C_{Reifen} liegen. Wird C_D unnötig groß gewählt, so verschlechtert sich nur die hochfrequente Isolierung. Die Frage nach der sinnvollen Raddämpfung kann bei der GFD diskutiert werden, weil sie die Aufbaudämpfung nicht wesentlich beeinflusst. Auch mit einer kleineren Steifigkeit C_D ließe sich die gewünschte Aufbaudämpfung erzielen. Bei der Abstimmung der GFD der BMW HP2 [78],

wurde durch die Reduktion der Zuggärtigung die Traktion gegenüber einem hydraulischen Dämpfer um 17 % erhöht.

Mit **Bild 3-324** wird der Abstimmvorgang der Raddämpfung für einen Pkw der Premiumklasse veranschaulicht. Zunächst wird die Vergrößerungsfunktion des Rades mit offener und geschlossener Drossel ermittelt. Der Schnittpunkt beider Kurven ergibt die minimale Resonanzamplitude und damit maximale Raddämpfung. Weil der Reifen zusätzlich eine geringe Eigendämpfung hat, ist die Raddämpfung etwas größer. Deshalb liegt die Resonanzamplitude etwas unter dem Schnittpunkt. Die Drossel 2 trifft das Minimum recht gut. Die Drossel 1 ist etwas zu schwach, die Drossel 3 ist etwas zu straff, aber beide Drosseln sind noch akzeptabel (**Bild 3-324**). Außerdem ist zu erkennen, wie sich die Resonanzfrequenz von 12 Hz auf 14 Hz verändert. Das ergibt einen größeren Abstand zur Resonanzfrequenz der Motorlagerung, was von Vorteil ist. Es kann jedoch auch in die Nähe der Resonanzfrequenz von Kleinteilen führen und dadurch Geräusche verursachen. Für Radnabenmotoren ist die Frequenzverschiebung von Vorteil, weil dann die Resonanzfrequenz durch die Motormasse nicht so stark abfällt. **Bild 3-325** zeigt, dass die GFD eine übliche, komfortable und zudem nahezu hubunabhängige Raddämpfung liefert. Dennoch konnte die Aufbaudämpfung (**Bild 3-326**) für gutes Handling ungewöhnlich straff ausgelegt werden.

Diese Kombination aus üblicher Raddämpfung und straffer Aufbaudämpfung erklärt **Bild 3-327**. Es zeigt, dass die Dämpfungsarbeit im Radfrequenzbereich flacher verläuft als im Aufbaufrequenzbereich. Deshalb hat eine Änderung der Drossel im Bereich der Aufbaueigenfrequenz einen größeren Effekt als im Bereich der Radeigenfrequenz.

Weil die GFD sich ohne Regelung an die Last anpasst und frequenzselektiv arbeitet, wurde zu Vergleichszwecken ein Pkw der Premiumklasse mit geregeltem Fahrwerk auf ungeregelter GFDs umgerüstet. Die vergleichende Fahrbeurteilung wurde von einem neutralen Fahrdynamiker auf einem anerkannten Versuchsgelände durchgeführt. **Bild 3-328** zeigt die Ergebnisse der ersten Vergleichsfahrt.

Natürlich ist auch bei der GFD eine Regelung interessant. Mit einer verstellbaren Drossel ist es möglich, die Resonanzamplitude sowohl vor als auch hinter den Auslegungspunkt zu legen. **Bild 3-329** zeigt eine solche Auslegung.

Die Resonanzamplitude lässt sich von 1,2 Hz auf 2,4 Hz verschieben. Das bedeutet, dass die Steifigkeit bei gleichzeitiger Erhöhung der Dämpfung viermal größer wird. Das führt zu einem virtuellen, gedämpften Stabilisator, der bei geeigneter Sensierung für den schnellen Spurwechsel eine hohe Wanksteifigkeit ermöglicht, ohne bei Geradeausfahrt Wankstößigkeit zu verursachen. **Bild 3-330** zeigt eine andere Regelstrategie, die zu mehr Komfort im Bereich zwischen Aufbau- und Radresonanzfrequenz führt, aber im Aufbauresonanzbereich schlechter ist.

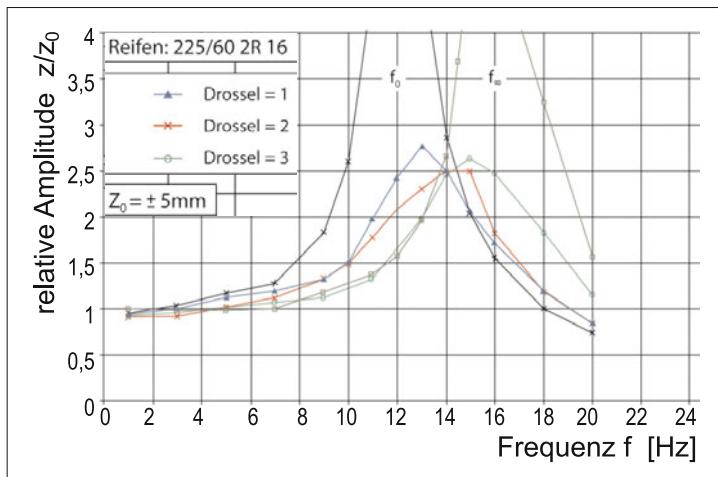


Bild 3-324:
Raddämpfung einer Pkw-GFD
mit verschiedenen Drosseln [77a]

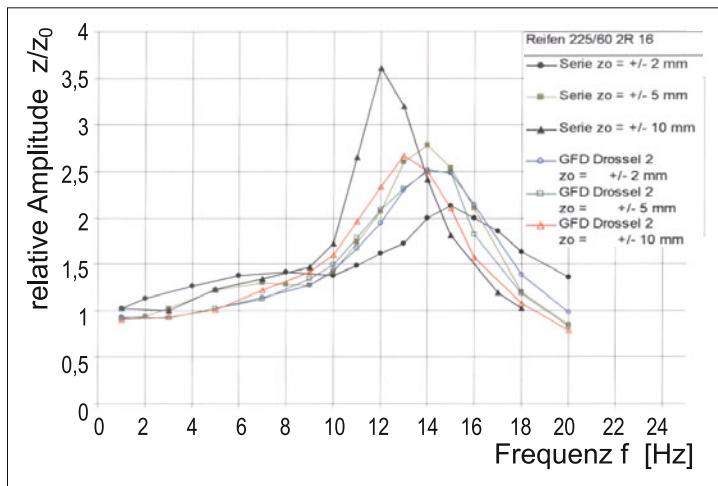


Bild 3-325:
Raddämpfung der GFD aus
Bild 3-324 im Vergleich mit der
hydraulischen Serienabstimmung [77a]

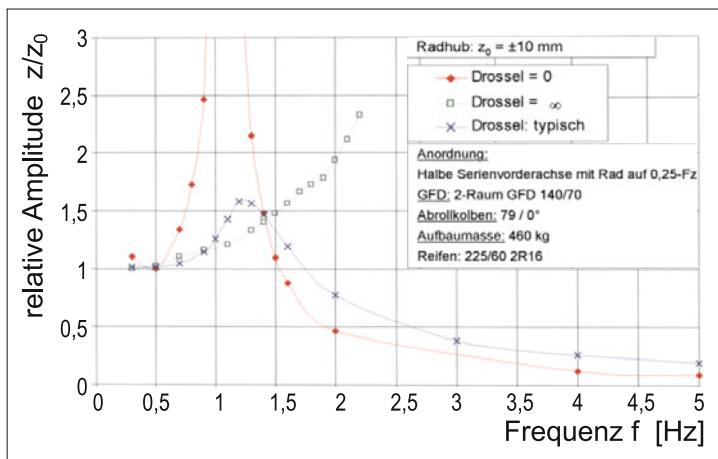


Bild 3-326:
Aufbaudämpfung der GFD aus
Bild 3-325 [77a]

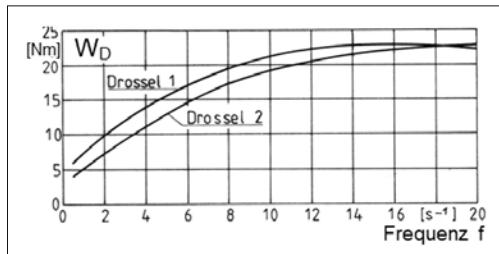


Bild 3-327: Frequenzabhängige Dämpfungsarbeit zweier Drosseln [75]

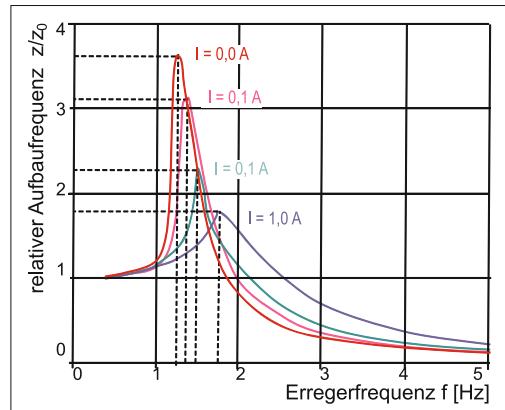


Bild 3-330: Übertragungsverhalten einer GFD mit verstellbarer Drossel zur Optimierung des Fahrkomforts

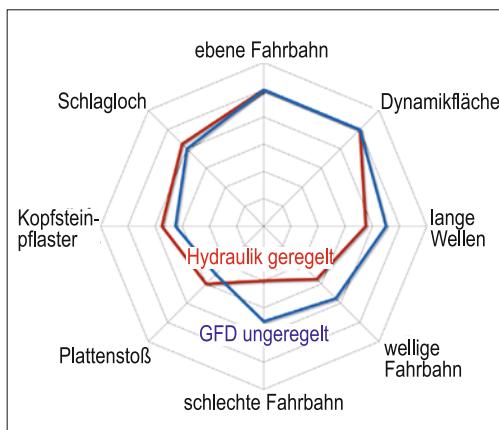


Bild 3-328: Fahrbeurteilung eines Premium-Pkw mit Luftfeder und geregeltem hydraulischem Dämpfer im Vergleich mit einer ungeregelten GFD [79]

Bild 3-331 zeigt, dass die GFD im Gegensatz zur Hydropneumatik in der weichen Drosselabstimmung eine straffe Aufbaudämpfung mit gutem Komfort verbindet. Mit der harten Drossel erhöht die GFD sowohl die Steifigkeit um den Faktor $\approx 1,8$ als auch die Dämpfung entsprechend. Beide Systeme wurden im selben Fahrzeug abgestimmt.

Bild 3-332 zeigt den Aufbau einer verstellbaren Drossel. Die Spule erzeugt ein Magnetfeld, das diagonal durch das Drosselscheibenpaket fließt und dadurch die Steifigkeit des Pakets erhöht. Weil keine Ventilmasse bewegt wird, arbeitet die Verstellung bei geringem Energiebedarf ($0,2\text{--}0,3$ A bei 12 V) hoch dynamisch. Mit dem Auslegungsdiagramm **Bild 3-323** wurde der Einfluss der Radaufhängung diskutiert.

Bild 3-333 zeigt den wesentlichen Ausschnitt des Auslegungsdiagramms, in das einige interessante Auslegerpunkte eingetragen sind.

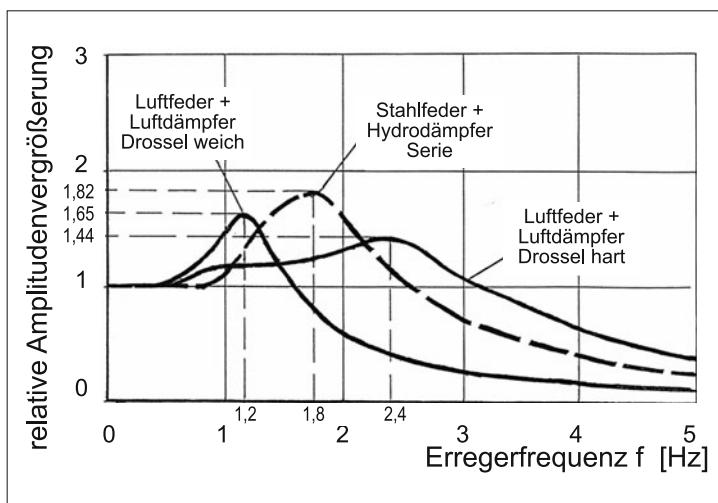


Bild 3-329: Übertragungsverhalten einer GFD mit verstellbarer Drossel zur Optimierung der Fahrdynamik [77c]

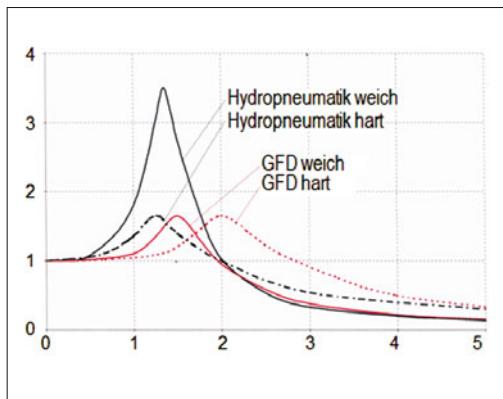


Bild 3-331: Vergleich einer geregelten GFD mit einer geregelten Hydropneumatik [77a]

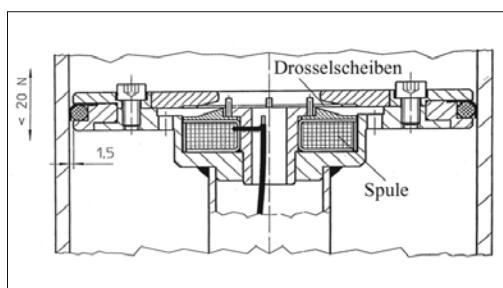


Bild 3-332: Kolben mit verstellbarer Drossel [79]

Die GFD Punkt 1 ist bewusst für hohe Raddämpfung ausgelegt. Durch Änderung der Abmessungen dieser GFD wurde die Auslegung anschließend zum Punkt 2 verschoben, ohne dass die Raddämpfung Mängel aufwies. Die Punkte 3 und 4 sind für die steifen Hochgeschwindigkeitsreifen nicht zu empfehlen. Als Erstauslegung ist ein Punkt zwischen $f_\infty = 3$ bis 3,5 Hz sinnvoll. Zur Komfortoptimierung sollte man dennoch in jedem Einzelfall versuchen f_∞ bzw. C_∞ möglichst klein zu halten. Das ist versuchsweise durch einen größeren Balg leicht möglich. Dieser bewirkt einen Anstieg von C_0 , weil das relative Volumen $h_{th} = V/A_w$ kleiner wird, und einen Abfall von C_∞ , weil der Druck abfällt. Damit wird $C_D = C_\infty - C_0$ kleiner. Ein konischer Abrollkolben, bei dem die wirksame Balgfläche A_w beim Einfedern größer wird, führt zu einer additiven Steifigkeit und vergrößert damit auch C_0 . Weil dadurch aber auch C_∞ um denselben Betrag steigt, bleibt C_D konstant. Ein konischer Abrollkolben eignet sich deshalb mehr zur Feinabstimmung der Eigenfrequenzen von Vorder- und Hinterachse und zur Unterstützung des Endanschlags.

3.6.9.3 Ausführungsbeispiele von Gas-Feder-Dämpfereinheiten

Die 3-Raum-GFD ist wegen ihrer Abmessungen am besten in heutige Fahrzeuge integrierbar. Deshalb liegen für sie auch die meisten durchweg positiven Erfahrungen vor. Zwei Beispiele zeigt **Bild 3-334**.

Links im Bild ist eine 3-Raum-GFD mit verstellbarer Drossel; rechts eine 3-Raum-GFD in McPherson-Bau-

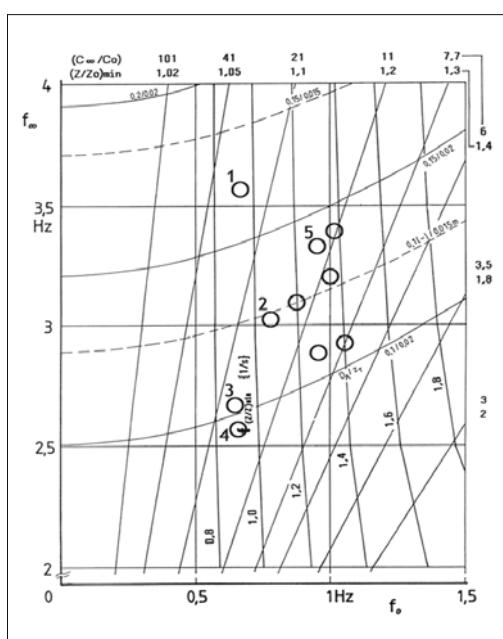


Bild 3-333: GFD-Auslegungsdiagramm [77]

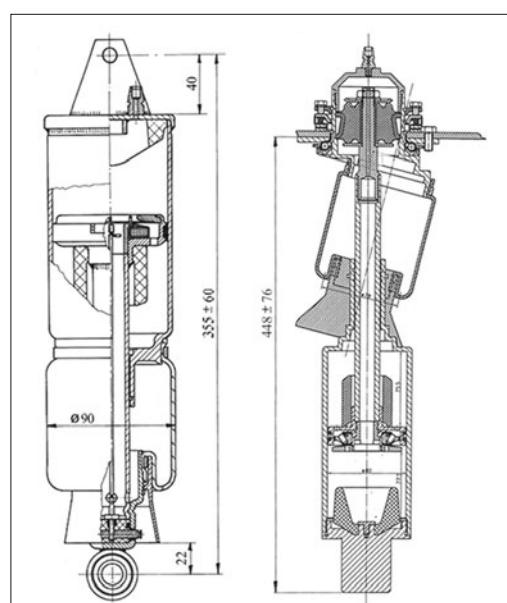


Bild 3-334: Zwei 3-Raum-GFDs für verschiedene Einsatzbereiche

art. Um den querkraftfreien Zustand in Konstruktionslage zu erreichen, ist die Luftfeder entsprechend einer Schraubenfeder geneigt eingebaut. Der relativ kleine Balgdurchmesser lässt jedoch keinen ausreichenden Neigungswinkel zu, sodass die Wirkungslinie nicht durch den Mittelpunkt des „Topmounts“ läuft. Deshalb wird die Luftfeder über ein Wälzlager direkt an der Karosserie abgestützt, während die Kolbenstange an der für die Achsgeometrie erforderlichen Stelle abgestützt wird. Die Reibung war geringer als beim Serienfederbein. Die Lebensdauer im Alltagsverkehr („begleitender Testbetrieb“) war vielversprechend. Nach ca. 100 000 km musste bei den ersten Versuchsmustern nur die Kolbenstangenführung ausgetauscht werden.

Bei beiden 3-Raum-GFDs sind die beiden sich gleichsinnig ändernden Volumina über eine hohle Kolbenstange miteinander verbunden, sodass nur eine Drossel erforderlich ist. Je nach der Größe des „Totvolumens“ des Balgraumes kann C_D dadurch geringfügig kleiner werden.

Die 2-Raum-GFD hat, wie zu Bild 3-321 schon kurz beschrieben, einige für den Fahrzeugbau interessante Eigenschaften. Die geringe Baulänge erleichtert den Unterflureinbau (bis Oberkante Stoßstange). Der Bauaufwand ist vergleichsweise gering (Bild 3-335).

Der Zylinder kann als Tiefziehteil hergestellt werden. Er benötigt für den Pilzkolben keine sehr hohe Oberflächenqualität. Der Pilzkolben kann in einer Großserie so ähnlich aussehen wie im Bild. Die Versuchsmuster sind natürlich diskrete Bauteile mit anderen

Abmessungen. Sie verhielten sich im Fahrbetrieb an einer Vorderachse akustisch unauffällig. Die Diagramme Bild 3-324, 325, 326 zeigen ihr Dämpfungsverhalten.

Die 2-Raum-GFD ist auch sehr gut für Schwingsitze geeignet.

Bild 3-336 zeigt eine besonders kurze Bauart mit Pleuelanlenkung. Wenn das Pleuelgelenk in der Ebene des Kolbenrings liegt, zentriert der Balg ohne äußeren Stützzyylinder.

Die 2-Balg-GFD lässt sich in vielen Varianten in die Achskonstruktionen integrieren. Die nachträgliche Integration in vorhandene Fahrzeuge ist jedoch schwierig. Bild 3-337 zeigt eine interessante Lösung, die in heutige Fahrzeugkonzepte passt.

Bei der Luftfeder mit konstantem Zusatzvolumen bestimmt das Volumen im Federraum die Steifigkeit C_∞ (geschlossene Drossel) und damit im Wesentlichen das Dämpfungsvermögen. Um ein möglichst großes C_∞ zu erzielen, sollte das „Totvolumen“ möglichst klein sein. Mit der Vergrößerung des konstanten Zusatzvolumens lässt sich C_0 beliebig verkleinern. Das führt zu einem extrem guten Übertragungsverhalten mit sehr geringer Resonanzamplitude und ist damit für Anwendungen im Bereich des 1-Massenschwingers sehr interessant.

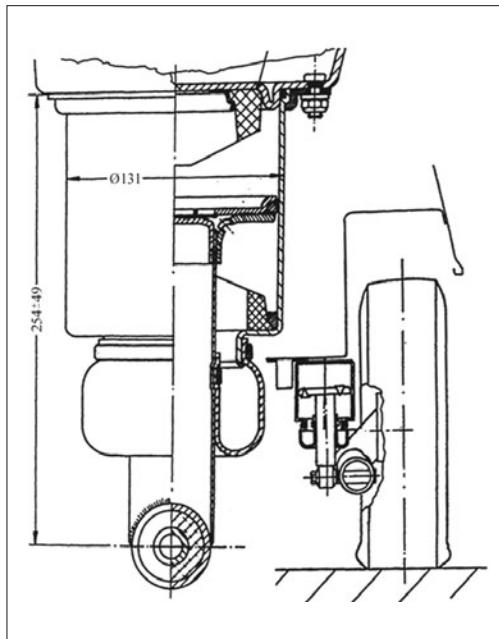


Bild 3-335: Kostengünstige 2-Raum-GFD, ausgelegt für $F_R = 4000 \text{ N}$ und $i = 0,5$

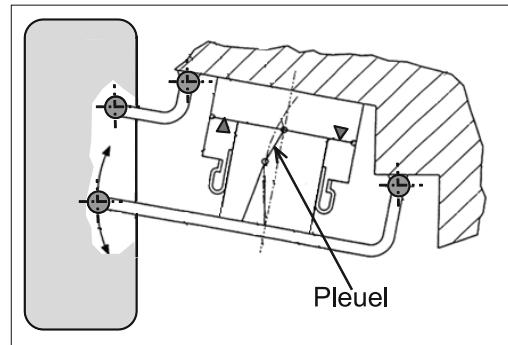


Bild 3-336: 2-Raum-GFD mit Pleuelanlenkung

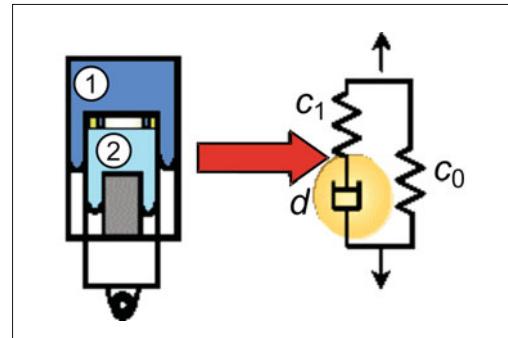


Bild 3-337: 2-Balg-Luftfeder-Dämpfereinheit [80]

3.6.9.4 Formelzeichen und Basisformeln der Gas-Feder-Dämpfer-Einheiten

Die Berechnung des *Auslegungspunktes* und die Prüfstandserprobung der Drosselabstimmung stützen das Verständnis und die Planung. Wegen der Komplexität des Fahrzeugs können sie die Feinabstimmung im Fahrversuch natürlich nicht ersetzen. Aber weil der Auslegungspunkt der GFD (s. Bild 3-222) unabhängig von der Masse ist, lassen sich die Ergebnisse des Fahrversuchs für ein Nachfolgeprojekt (oder andere Projekte desselben Herstellers) schon bei der Erprobung mit dem Freischwingprüfstand gut annähern. Wegen der möglichen starken Aufbaudämpfung der GFD, die auch die Nick- und Wankbewegungen stärker dämpft, ist der Einfluss der Massenverteilung auf das Schwingungsverhalten nicht mehr so gravierend, was die Aussagekraft der Prüfstandsergebnisse über das Fahrgefühl erhöht.

$$\mathbf{1. Gasfederkraft} \quad F = A_w \cdot (p - p_a) \quad (3-103)$$

A_w = wirksame Balgfläche

A_k = wirksame Kolbenfläche

A = wirksame Fläche

p = Absolutdruck

p_a = Umgebungsdruck

$F_R = F \cdot i$ = auf das Rad bezogene GFD-Kraft

i = Anlenkübersetzung

2. Gasfedersteifigkeit

$$C = p \cdot n \cdot A / h_{th} + C_A \quad (3-104)$$

$C_A = dA / dz(p - p_a)$ (durch konischen Abrollkolben willkürlich beeinflussbare Steifigkeit)

n = Polytropenexponent

$h_{th} = V/A$ = theoretische Höhe der Gassäule über A

V = Gasvolumen

$$C_0 = p \cdot n \cdot A_w / h_{th} + C_A \quad (3-105a)$$

(h_{th} berechnet sich aus dem Gesamtvolumen.)

$$C_\infty = p \cdot n \cdot (A_1 / h_{th1} + A_2 / h_{th2} + \dots) + C_A \quad (3-105b)$$

(Alle Volumina werden getrennt berechnet.)

Für 3-Raum-GFD mit Kolbenstangenverbindung gilt:

$A_1 = A_w + A_k$ und $A_2 = A_k - A_{\text{Kolbenstange}}$

Für 2-Raum-GFD gilt: $A_1 = A_k - A_w$ und $A_2 = A_k$

Aus den Volumina über A_1 und A_2 errechnen sich h_{th1} und h_{th2} .

$C \cdot i^2$ = auf das Rad bezogene GFD-Steifigkeit

$C_R \approx F_R / z_{\text{stat}}$ = Reifensteifigkeit mit z_{stat} = statische Reifenabplattung

3. Eigenfrequenz

$$f_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{p \cdot n \cdot A \cdot g \cdot i}{h_{th} \cdot A(p - p_a)}} \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{n \cdot g \cdot i}{h_{th}}} \quad (3-106a)$$

$$f_0 \approx f_e; f_e \text{ ohne } C_A$$

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_0 \cdot g \cdot i}{A_w(p - p_a)}} \quad (3-106b)$$

$$f_\infty = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_\infty \cdot g \cdot i}{A_w(p - p_a)}} \quad (3-106c)$$

g = Erdbeschleunigung.

3.7 Radführung

Die Radführung bezieht sich auf die Führung und Verbindung des Rades mit dem Aufbau. Die Radführung bei starren Achsen wird hier nicht behandelt, weil deren Einsatz für PKWs und SUVs ständig an Bedeutung verloren. Die Systematik, die Entwicklung und die Auslegung von Radaufhängungen werden in den Kapiteln 1, 4 und 6 ausführlich erläutert. In diesem Abschnitt werden die einzelnen Bestandteile der Radführung wie Lenker, Kugelgelenke und Gummilager, aber auch als Strukturteil der Achsträger, an dem die Lenker auf bauseitig angebunden werden, detailliert beschrieben.

3.7.1 Aufgaben, Struktur und Systematik

Die Bauteile für die Radführung stellen nur einen Teil der gesamten Radaufhängung dar. Zur Radaufhängung gehören außerdem Radträger, Radlager sowie Feder, Zusatzfeder und Dämpfer. Die Radführung überträgt in allen Fahrzuständen die Radaufstands-, Brems-, Antriebs- und Seitenkräften auf den Aufbau und stützt die Wank- und Nickmomente ab.

Die Radführung übernimmt die folgenden Aufgaben:

- ◆ Übertragung von Kräften und Bewegungen vom Radträger zum Aufbau ohne Versagen (dauerfest), ohne Verzögerung (steif, reibungsarm), ohne Trägheit (geringe ungefederte Massen),
- ◆ Aufrechterhaltung der Radposition relativ zum Aufbau und zur Straße bei allen Fahrzuständen ohne Beeinträchtigung der Fahrtrichtung,
- ◆ Lenkbare Lagerung der Vorderräder (Lenken, Lenkkinematik),
- ◆ Entlastung des Aufbaus von Stößen und Schwankungen des Rades durch angemessene Federung und Dämpfung,
- ◆ Entlastung des Lenkungsstranges von am Rad angreifenden Kräften (z. B. Antriebs-, Brems-, Seitenkräfte oder Kräften, die bei einer vorliegenden Unwucht entstehen),
- ◆ die Gewährleistung der gewünschten elastokinetischen Bewegung zur Sicherstellung des angestrebten Eigenlenkverhaltens.

Die Struktur der Radführung wird durch die kinematische Kette der Radaufhängung festgelegt: der Radträger bildet das Koppelglied und der Aufbau (bzw. Achsträger) das ortsfeste Glied der Kette. Die beiden werden durch Lenker und Gelenke miteinander verbunden und bilden zusammen die Radführung.

Die Lenker sind die starren Verbindungen der Gelenke. Sie übernehmen aber nicht nur eine radführende sondern häufig auch eine aufbautragende Aufgabe, indem Feder- und Stabilisator- bzw. Dämpferkräfte übertragen werden. Darüber hinaus gibt es Hilfslenker, die einen Lenker mit einem anderen Lenker oder mit dem Radträger verbinden. Daraus ergeben sich drei grundsätzlich unterschiedliche Radführungslenker:

- ♦ Führungslenker (Abschnitt 3.7.2.1),
- ♦ Traglenker (Abschnitt 3.7.2.2),
- ♦ Hilfslenker (Abschnitt 3.7.2.3).

Neben der Radführung unterstützen Lenker auch die Funktionen Lenkung und Wankfederung. Diese Lenker sind nicht am Aufbau, sondern am Lenkgetriebe bzw. am Stabilisator gelagert:

- ♦ Spurstangen/Spurlenker (Abschnitt 3.4.4),
- ♦ Stabilisatorlenker (Abschnitt 3.5.4.5).

Nach kinematischen Gesichtspunkten sind Lenker starre Körper und haben 2, 3 oder 4 Gelenkpunkte (**Bild 3-338**). Außerdem werden sie, wenn auch sehr selten, als flexible Lenker eingesetzt [81] z. B. radführende Blattfeder aus Compositwerkstoffen.

Da in einer kinematischen Kette die Lenker relativ zueinander beweglich sind, muss jeder Lenker mindestens zwei Gelenke besitzen (**Bild 3-339**), die ihn mit den benachbarten Lenkern verbinden [82].

Die Freiheitsgrade „f“ der fünf Gelenkartnen einer Radführung – das Kugelflächengelenk wird nur vollständigkeitshalber erwähnt –, sind im Folgenden mit der Legende (D: Dreh-, S: Schub-, d bzw. s: elastokinematische Freiheitsgrade [83]) aufgelistet:

- a) Kugelgelenk $f = 3$ (DDD),
- b) Drehgelenk $f = 1$ (D),
- c) Gummi(lager)gelenk $f = 1$ (D + ddsss),
- d) Drehschubgelenk $f = 2$ (DS) (meist als Dämpfer),
- e) Kugelflächengelenk $f = 5$ DDDSS (theoretisch).

Manchmal werden die Lenker einer Achse flexibel (elastisch) gestaltet, um die räumliche Beweglichkeit eines Rades nicht zu beeinträchtigen, z. B. die Schwertlenker, die Querverbindungen in den Verbundlenkerachsen oder der Querlenker der Weissachaufhängung (s. Bild 4-46).

Die Kinematik wird festgelegt durch die Mittelpunkte der Gelenke, die als „Hardpoints“ oder als Verbindungspunkte benannt sind. Diese Punkte bilden den Ursprung der Gelenkkordinaten, dessen Achsen die Richtung der Dreh- bzw. Schubfreiheiten eines jeweiligen Gelenkes zeigen. Der Verlauf der Gelenkverbindung, d. h. die Geometrie des Lenkers, beeinflusst nicht die kinematischen Eigenschaften.

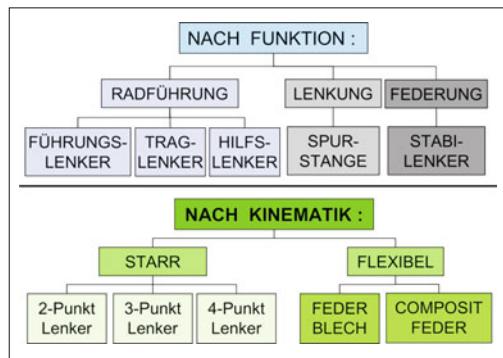


Bild 3-338: Systematik der Lenker

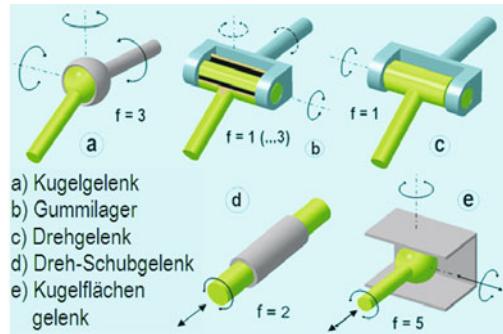


Bild 3-339: Systematik der Gelenke [83]

Die Lenker werden mit dem Aufbau bzw. Achsträger fast ausschließlich mit Gummilagern verbunden, um die Geräusche zu isolieren und Schwingungen zu dämpfen. Durch die Position und die Kennungen dieser Gummilager können gleichzeitig die gewünschten elastokinematischen Eigenschaften realisiert werden. Ein Lenker darf nur eine oder zwei Lagerstellen zum Fahrzeugaufbau besitzen, weil bei drei Lagerstellen, die nicht auf einer Gerade liegen, keine Relativbewegung mehr möglich ist.

Die Verbindung der Lenker mit dem gelenkten vorderen Radträger wird immer mit Kugelgelenken realisiert, weil nur diese Gelenkart den zweiten Freiheitsgrad des Rades (zum Lenken) zulässt. Man benötigt hier für die Radführung mindestens drei Lenker (unterer und oberer Lenker sowie die bewegliche Spurstange), alle mit Kugelgelenken. Bei einer Federbeinaufhängung sind es zwei Lenker und ein Dämpfer. Die Anzahl der Lenker kann durch die Auflösung der einzelnen Lenker bis auf 5 ansteigen.

Am vorderen Radträger sind die Lenker jeweils nur mit einem Gelenk angebunden, um Lenkbewegungen zuzulassen.

Die Verbindungen zum hinteren Radträger können mit Gummilagern, Drehgelenken oder Kugelgelenken bzw. Hülsengelenken realisiert werden. Da das Hinterrad nur einen Freiheitsgrad hat, ist der Einsatz der

Kugelgelenke nicht zwingend. Das Kugelgelenk ist dann zu empfehlen, wenn durch die Elastokinematik bedingte räumliche Bewegungen des Radträgers sonst zu inneren Verspannungen führen würden.

Maximal fünf Gelenke und fünf 2-Punkt-Lenker werden zur Führung eines Hinterrades benötigt (Raum- oder Fünflenkeraufhängung). Durch die Auswahl der Mehr-Punkt-Lenker, lässt sich die Anzahl der Lenker bis auf einen reduzieren (z. B. Verbundlenkerachsen, bei denen der Längslenker fest mit dem Radträger verbunden ist). Am hinteren Radträger sind auch Trapezlenker mit zwei Drehgelenken einsetzbar, sonst haben auch hier die Lenker nur eine einzige gelenkige Verbindung zum Radträger.

Detaillierte Erläuterungen und Beispiele hierzu sind im Abschnitt 4.3 unter Systematik der Radaufhängungen zu finden.

Die Anforderungen an die Radführung sind:

- ◆ als Sicherheitsteile die geforderte Dauerfestigkeit und Steifigkeit garantieren,
- ◆ bei Überlastung sich verbiegen aber nicht brechen (voraussehbares Ausfallverhalten),
- ◆ Crashverhalten des Autos unterstützen,
- ◆ während der Lebensdauer kein freies Spiel haben,
- ◆ im gesamten Bewegungsraum nicht mit anderen Bauteilen kollidieren,
- ◆ möglichst kleine und gleich bleibende Gelenkreibung aufzuweisen, die sich mit der Zeit nicht ändert,
- ◆ Körperschallübertragung dämpfen,
- ◆ keine Geräusche (durch *Stick-Slip*) verursachen,
- ◆ resistent gegenüber Umwelteinflüssen sein (Temperatur, Schmutz, Feuchtigkeit, Salzwasser, Steinschlag),
- ◆ gleiche Lebensdauer wie das Gesamtfahrzeug haben,
- ◆ wenig Platz beanspruchen, um andere Module und Laderäume nicht zu beeinträchtigen,
- ◆ möglichst robust sein, möglichst geringe Anzahl von Einzelteile aufzuweisen,
- ◆ Altautoverordnung (Recycling) erfüllen und
- ◆ möglichst wenig kosten und wenig wiegen.

3.7.2 Lenker Aufgaben, Struktur und Systematik

Die Lenker erfüllen die Aufgabe, die Gelenke miteinander zu verbinden und die Kräfte und Bewegungen von einem Gelenk zum anderen zu übertragen. Sie sind im Allgemeinen aus Stahl oder Aluminium hergestellt. Die Lenker bewegen sich im Fahrzustand bei unebenen Straßenoberflächen ständig und gehören ca. zur Hälfte zu den ungefederten Massen, deshalb ist ihr Gewicht für Fahrdynamik von größter Bedeutung. Ein Lenker hat mindestens zwei Kugelgelenke oder diesen gleichwertige Gummilager. Diese einfachste Ausführung wird 2-Punkt-Lenker (oder Stablenker)

genannt. Im Falle von zwei Kugelgelenken ist die Drehfreiheit des Lenkers um die Verbindungsachse der beiden Gelenke zu berücksichtigen und wenn möglich zu unterbinden. Diese beeinflusst zwar die Bewegung der kinematischen Kette nicht, beeinträchtigt aber den Winkelaußschlagbereich der Kugelgelenke und übt bei gekröpftem Lenker unangenehme Taumelbewegungen aus. Besitzt eine Seite ein Gummilager, dann entsteht dieses Problem nicht.

Ein idealer Lenker hat keine Verkröpfung und wird nur mit Zug- und Druckkräften beaufschlagt. Er kann schlank und sehr leicht gebaut werden. Nur wenn die Länge 200 mm übersteigt, ist er auch auf Knicksicherheit auszulegen. Ist eine gerade Verbindung wegen Bauraumeinschränkung nicht realisierbar, dann entstehen im Lenker Biegespannungen, die einen deutlich größeren Querschnitt und damit mehr Materialansatz erfordern. Bedingt durch den Versatz wird sich auch die Knickgefahr weiter vergrößern.

Die Anzahl der Gelenke ist also das erste Unterscheidungsmerkmal (**Bild 3-340**) einer Lenkersystematik. Neben den 2-Punkt-Lenkern, gibt es 3-Punkt (Dreieck)-Lenker mit einem Kugel- und zwei Drehgelenken und 4-Punkt (Trapez)-Lenker mit zwei Kugel- und zwei Drehgelenken. Darüber hinaus sind auch Lenker mit einem Kugelgelenk und einem Drehschubgelenk möglich, die als Teleskopdämpfer besonders in McPherson-Aufhängungen zum Einsatz kommen [83]. Die Ausführungsformen dieser Lenkerarten sind in **Bild 3-341** zusammengestellt.

Als zweites Klassifizierungsmerkmal gelten die Verbindungslien der Gelenke miteinander. Beim 2-Punkt-Lenker sind sie gerade oder gekröpft (I-, C- oder S-Form). Bei 3-Punkt-Lenkern spricht man von Y-, U-, A-, L- und bei 4-Punkt-Lenkern von X- oder H-Lenkern (**Bild 3-342**). Der Teleskopdämpfer hat nur das gerade Zylinderrohr und die Kolbenstange.

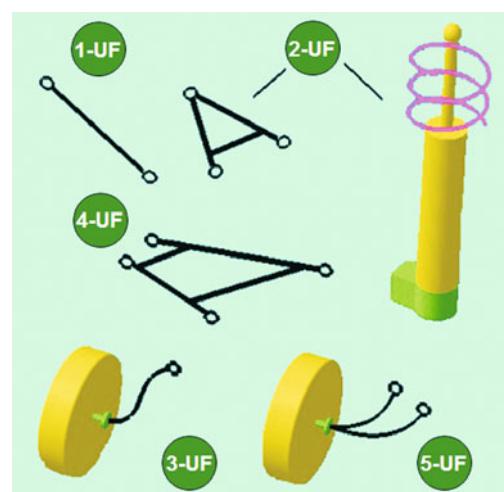


Bild 3-340: Systematik der Lenker (Gelenkanzahl): UF Unfreiheitsgrade (Freiheitsgradeinschränkung) [83]

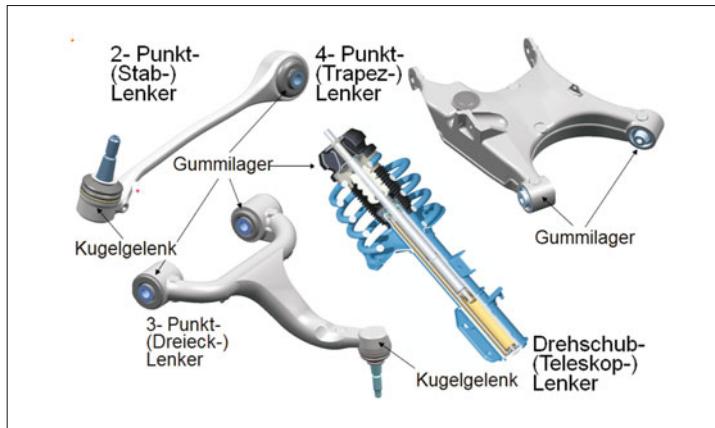


Bild 3-341:
Ausführungsformen üblicher
Lenkerarten

Welche Bauform die richtige Wahl ist, kann nicht direkt beantwortet werden. Im Allgemeinen ist es günstiger, wenn der Kraftfluss über den kürzesten Weg geleitet wird. Je kleiner Biege- und Torsionsspannungen sind, desto geringer ist die Lenkerbeanspruchung. Die Lenker können dann leichter ausgelegt werden und sind steifer. Die beste Methode ist die Auslegung des Lenkers mit Hilfe einer Topologieoptimierungssoftware (s. Abschnitt 6.4.2.9).

Neben der Anzahl ihrer Gelenke werden die Lenker auch nach der Einbaurichtung bezeichnet, die jedoch als Klassifizierungsmerkmal ungeeignet ist:

- ♦ Querlenker: Lenker liegt quer zur Radebene,
- ♦ Längslenker: Lenker liegt in Fahrtrichtung,
- ♦ Schräglenger: Lenkerdrehachse liegt schräg in der Draufsicht ($x-y$ -Fahrzeugebene),
- ♦ Verbundlenker: zwei Längslenker, fest verbunden mit einer torsionsweichen Quertraverse.

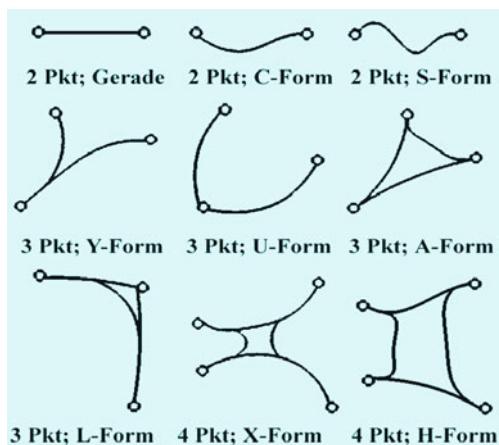


Bild 3-342: Systematik der Lenker (Verbindungen)

3.7.2.1 Führungslenker

Radführungslenker (Bild 3-343) haben die Aufgabe, das Rad zu führen, ohne das Fahrzeuggewicht abstützen zu müssen, und werden daher hauptsächlich nur mit Horizontalkräften beaufschlagt. Die Krafteinleitungen finden nur an den Gelenken statt.

3.7.2.2 Traglenker

Wenn die Feder-/Dämpferkräfte über die Lenker an den Radträger weitergeleitet werden, müssen die Führungslenker zwischen den Gelenken zusätzliche Krafteinleitungspunkte in der Fahrzeughochrichtung haben. Solche Einleitungspunkte sind Federteller, Dämpferlager, Stabilisatoranbindungen (Bild 3-344).

Die vertikal wirkenden Feder-/Dämpferkräfte sind deutlich größer als die horizontalen Radführungs Kräfte und verursachen sehr hohe Biegespannungen im Lenker. Die radseitigen Gelenke dieser Lenker, die auch vertikal belastet werden, heißen „Traggelenke“. Die Traggelenke sind wesentlich schwerer und großvolumiger als Führungsgelenke.

Theoretisch kann jeder Führungslenker durch Hinzufügen eines Vertikalkrafteinleitungspunkts und entsprechender Verstärkung der Querschnitte sowie der Gelenke als Traggelenk benutzt werden. Es ist jedoch



Bild 3-343: Beispiele für Führungslenker [48]

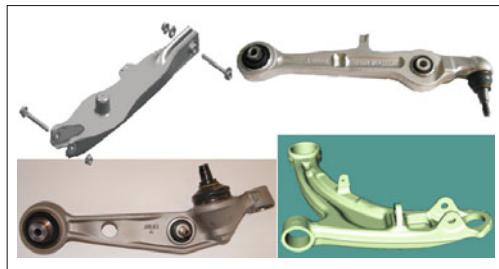


Bild 3-344: Beispiele für Traglenker

empfehlenswert, nur versatzfreie 2-Punkt-Lenker in dieser Art zu beladen, damit außer den Biegespannungen keine Torsionsspannungen entstehen. Muss die Kraftabstützung an einem 3-Punkt- oder 4-Punkt-Lenker stattfinden, sollte der Krafteinleitungspunkt so ausgewählt werden, dass er möglichst nah zum Radträger ist und die Torsionsmomente durch möglichst weit voneinander liegende Gummilager abgefangen werden.

3.7.2.3 Hilfslenker

Hilfslenker verbinden die Führungs- oder Traglenker miteinander oder mit dem Radträger. Bekannteste Hilfslenker sind die *Integralenker*, wie sie an der Integralenkerhinterachse der BMW-Fahrzeuge oder spurstabilisierenden Hinterachsen der AUDI-Fahrzeuge zu finden sind. Der Integralenker stützt die Drehmomente am Radträger ab, die beim Bremsen und Beschleunigen entstehen (Bild 3-345). Es sind kurze, versatzfreie 2-Punkt-Lenker mit zwei steifen Gummilagern. Ist er am Radträger befestigt, müssen die Gummilager durch Kugelgelenke ersetzt werden.

Die Schraublenkerhinterachse der BMW 528/535 (Bj. 1981), die eine räumliche Schräglengerachse ist, besitzt einen kurzen Integralenker zwischen dem Schräglenger und Achsträger [83], [84] (Abschnitt 4.3.1). Dieser Zusatzlenker mit zwei Hülsengelenken lässt eine optimale Auslegung des Nickpols zu und reduziert die Sturz und Spurweitenänderungen. Der

Schräglenger kann dadurch eine räumliche Schraubbewegung durchführen, die die Räder beim Ein- und Ausfedern nach innen zieht und dadurch das Untersteuerverhalten unterstützt.

Ein anderer Hilfslenker ist in der Weissach-Hinterachse von Porsche zu sehen (s. Bild 4-46).

3.7.2.4 Anforderungen an Fahrwerkslenker

Die Anforderungen an die Fahrwerkslenker sind:

- ◆ Eignung für Großserienproduktion,
- ◆ niedrige Herstellkosten, geringer mechanischer Bearbeitungsaufwand,
- ◆ langfristige Verfügbarkeit und Preisstabilität,
- ◆ hohe Streckgrenze, dynamische Belastbarkeit,
- ◆ niedriges Gewicht, geringer Raumbedarf,
- ◆ hohe Dehnung ($> 10\%$), kein Gewaltbruch,
- ◆ Steinschlag- und Salzwasserfestigkeit, Korrosionsbeständigkeit,
- ◆ möglichst viele Serienreferenzen.

3.7.2.5 Werkstoffe für Fahrwerkslenker

Die Werkstoffe, welche die genannten Anforderungen erfüllen sind Gusseisen, Stahl und Aluminium. Titan und Magnesium sind als Lenkerwerkstoff denkbar, aber nicht im Serieneinsatz [85]. In der Zukunft könnten auch Faserverbundkunststoffe (Composites) oder eine Hybridbauweise (Stahlblech-Kunststoff) interessant werden [86] (Tabelle 3-3).

Stahl als Werkstoff für Lenker

Die meisten Lenker werden aus Stahl hergestellt, weil Stahl eine hohe Festigkeit, Steifigkeit und Duktilität in sich vereint und noch dazu der preisgünstigste Werkstoff ist. Nachteil ist die hohe spezifische Dichte. Stahl wird meist als Blech eingesetzt, gefolgt von Stangen- und Blockmaterial zum Schmieden oder zum Gießen, seltener als Rohr und kaum als Profil.

- ◆ meistbenutzte Stahlblechsorten für Blechlenker: S355MC, S420MC, S500MC

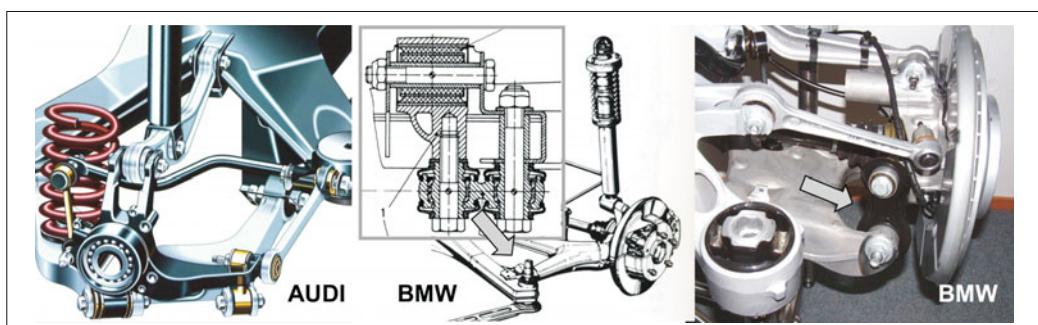


Bild 3-345: Drei Beispiele für Integralenker (AUDI-Trapezlenker, BMW-Schraublenker, BMW-Integralenker)

Tabelle 3-33: Repräsentative Eigenschaften der 6 wichtigsten Werkstoffgruppen im Grobvergleich

	Stahl	GGG	Titan	Al	Mg	Kunststoff
Streckgrenze in N/mm ²	1000	400	750	250	180	50–800
Dehnung in %	10–20	2–6	6–12	6–12	4–10	1–4
E-Modul in N/mm ²	210 000	150 000	120 000	70 000	45 000	10 000–100 000
Dichte in g/cm ³	7,8	7,3	5,3	2,7	1,8	1–2,5
Temperatur in °C	1000	700	750	350	200	80–120
Preis in €/kg (zum Stahl)	1	0,8	40	2,2	2,5	2–10
Preis/Nutzen in %	100	90	2000	250	500	80–200

- ♦ meistbenutzte Stahllegierungen zum Schmieden: 30MnVS6+P, 38MnVS6+P, C35E
- ♦ meistbenutzte Stahlsorten als Rohr oder Profil: St 52, S355J2G3
- ♦ meistbenutzte Stahllegierungen zum Gießen: EN-GJS-400, G17CrMo5-5

Aluminium als Werkstoff für Lenker:

Aluminium ist der Leichtbauwerkstoff und als solcher bestens bekannt. Aluminium ist dann zu empfehlen, wenn Leichtbau im Vordergrund steht, weil dessen Kilopreis bis zu 3-mal höher ist als Stahl und in den Börsennotierungen stark schwankt. Aluminium wird aus Stangen-/Blockmaterial geschmiedet, als Massel gegossen oder als stranggezogenes Rohmaterial und als Blech eingesetzt. Typische Beispiele für eine Gewichtsreduzierung durch den Einsatz von Aluminium sind die mehr als 30 % Gewichtseinsparung der 5er BMW-Hinterachse oder der Audi-Vorderachse durch konsequente Substitution von Stahl durch Aluminium.

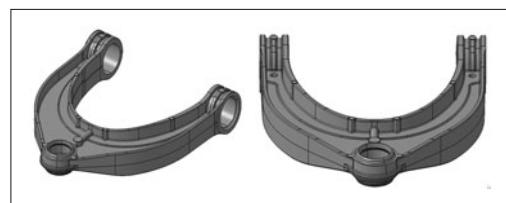
Aluminium lässt sich sehr gut gießen, schmieden, exzellent stranggepresst und durch Walzen in jeder Blechform herstellen. Es ist schweißbar, aushärtbar, stanz- und tiefziehbar, d. h. für alle Blechbearbeitungsverfahren sehr gut geeignet. Alle bekannten Fertigungsverfahren bilden deshalb für Aluminium keine Einschränkung. Aluminium ist leicht, korrosionsbeständig und gut spanabhebend bearbeitbar.

Die im Fahrwerk eingesetzten Aluminiumlegierungen sind ausschließlich Si-Legierungen mit zusätzlichen Anteilen an Mg und Mn. Obwohl diese Materialien die Festigkeit der Legierungen steigern, sind Cu, Zn und Fe wegen Korrosionsgefahr unerwünscht. Durch Wärmebehandlung (T6, T5, T4) lassen sich die Dehnung und Festigkeit der Aluminiumlegierungen deutlich steigern [87].

- ♦ meistbenutzte Aluminiumschmiedelegierungen: AlMgSi1 (6061)
- ♦ meistbenutzte Aluminiumgusslegierungen: GD-AlSi12Mg, AlSi9Cu/Mg, AlSi7Mg
- ♦ meistbenutzte Aluminiumdruckgusslegierungen: AlSi10Mg (A239), AlSi7Mg90,3 (A356), Al-Si7Mg0,6 (A357)
- ♦ meistbenutzte Aluminiumrohrlegierungen: AlMgSi1, AlMgSi0,5

Magnesium als Werkstoff für Lenker

Das Einsatzpotenzial von Magnesium konnte durch Entwicklung von korrosionsbeständigen *High-Purity*-Legierungen und durch sehr gute Gießbarkeit deutlich erweitert werden. Der Einsatz im Fahrwerk wurde bisher aufgrund der Korrosionsrisssgefahr und durch hohe Kosten verhindert. Es gibt jedoch neue Legierungen mit besseren Verformungsmöglichkeiten. Auch das Kriechverhalten bei Temperaturen von über 100 °C ist problematisch. Aktuell ist der Kilopreis der Mg-Legierungen nicht teurer als der von Aluminium. Die meistbenutzte Mg-Legierung AZ91-HP ist mit 3 bis 5 % Dehnung nicht fahrwerktauglich. Empfehlenswert sind AM50, AM60, AE42 von Hydro Magnesium, AJ62 von Magnesium Elektron mit höherer Dehnung. Bisher gibt es keine Magnesiumlenker im Großserieneinsatz, jedoch einige Vorentwicklungsprototypen, die erfolgreich getestet und freigegeben worden sind. Bild 3-346 zeigt einen oberen 3-Punktlenker aus Magnesiumdruckguss.

**Bild 3-346:** Oberer Lenker aus Magnesiumdruckguss

3.7.2.6 Herstellverfahren für Fahrwerklenker

Zur Herstellung der Lenker werden derzeit im Wesentlichen folgende Verfahren eingesetzt:

- ♦ Gießen (Kokille oder Druckguss aus Grauguss, Aluminium oder Magnesium),
- ♦ Schmieden (Stahl oder Aluminium),
- ♦ Gießen und Schmieden (Cobapress in Aluminium),
- ♦ aus Blech umformen (ziehen, biegen, stanzen) und ggf. schweißen (Stahl oder selten Aluminium),
- ♦ aus Rohr biegen, Innenhochdruck umformen und ggf. schweißen (IHU, s. Bild 3-354 unten), (Stahl oder Aluminium),

Tabelle 3-4: Repräsentative Eigenschaften der 6 wichtigsten Herstellverfahren im Grobvergleich

	Gießen	Thixo-Rheo	Schmieden	Strangguss	Stanzbiegen	Innenhochdruck
Designfreiheit	++	++	-	--	+	-
Maßhaltigkeit	+	++	-	++	+	+
Festigkeit	-	+	++	+	+	+
Zuverlässigkeit	-	+	++	++	+	+
Werkzeugkosten	+	++	-	+	++	+
Kosten	+	-	-	-	++	+
Nacharbeit	--	++	--	-	+	++

- ◆ aus Stangenmaterial kaltfließpressen und biegen (Stahl oder Aluminium),
- ◆ aus stranggepresstem Metall mit mechanischer Nachbearbeitung (nur Aluminium, s. Bild 3-370),
- ◆ sinnvolle Kombinationen von einzelnen Verfahren.

Einen Grobvergleich der sechs wichtigsten Herstellverfahren zeigt **Tabelle 3-4**.

Ein Benchmark zur Auswahl des Fertigungsverfahrens aus der Praxis für Land Rover T5 Lenker und deren Realisierungen zeigen **Bild 3-347** und **3-348**.

Bild 3-349 zeigt, welche Werkstoffe für welche Herstellverfahren geeignet sind.

Im Allgemeinen gelten die folgenden Aussagen: Sind die Kosten das wichtigste Auswahlkriterium und lässt die Belastung es zu, kommt nur der einschalige Stahlblechlenker in Frage (niedrige Werkstoff- und Fertigungskosten, kein Schweißen und keine mechanische Bearbeitung). Die Nachteile bestehen in der eingeschränkten Designfreiheit (**Bild 3-350**), Gewicht und Belastbarkeit.

Große und komplizierte Lenker werden aus mehreren Blechteilen zusammengeschweißt, wodurch sich jedoch die Wirtschaftlichkeit und Zuverlässigkeit reduzieren (**Bild 3-351**).

Das Stahlblech bietet außerdem die Möglichkeit, sehr kostengünstige Blechwerkstoffe wie QSTE 380 über Feinkornstähle bis zu Ultra-hochfesten Triple-Stahlsorten (**Bild 3-352**) einzusetzen. Auch vorbeschichtete (verzinkte) oder nichtrostende Bleche stehen als Ausgangswerkstoff zur Verfügung.

Für Aluminium entscheidet man sich, wenn Gewichtsparen im Vordergrund steht, was bezüglich der ungefederten Massen von besonderer Bedeutung ist. Das zuverlässigste und von der Festigkeit her beste Verfahren ist das Schmieden. Der Kristallaufbau der geschmiedeten Bauteile ist besonders gut und frei von Lunkern und verleiht deshalb hohe Festigkeiten sowie Dehnungsgrenzen. Außerdem können die Teile durch die nachträgliche Wärmebehandlung in ihren Eigenschaften deutlich verbessert werden. Für das Schmieden sind Stahl und Aluminium sehr gut geeignet. Nachteilig ist die wegen der größeren Herstelltoleranzen und eingeschränkten Designfreiheit notwendige umfangreiche und kostspielige mechanische Bearbeitung der Rohteile (**Bild 3-353**).

	Stahlblech	Grauguss	Stahl-schmiede	Stahl-Rohr IHU	Aluminiu-smiede	Aluminiu-mCobra-press	Aluminiu-mSqueeze	Aluminiu-mkok.-Guss
Vorn oben	✓	✓	✓		✓	✓		✓
Vorn unten	✓	✓	✓		✓	✓		
Hinten oben		✓	✓	✓	✓	✓	✓	
Hinten unten	✓	✓	✓		✓	✓	✓	

Bild 3-347: Lenker-Machbarkeitsuntersuchung [48]**Bild 3-348:** Vier Ausführungen für oberen Lenker [48]**Bild 3-349:** Kostengünstiger Lenker, einschalig aus Stahlblech mit integriertem Kugelgelenkgehäuse**Bild 3-350:** Lenker aus Stahl, mehrteilig geschweißt

VERFAHREN VERSUS WERKSTOFF MATRIX	URFORMEN						UMFORMEN					
	SAND GUSS	KOKILLENGUSS			DRUCKGUSS		SCHMIEDEN	EXTRUDIEREN	STANZEN / ZIEHEN	BIEGEN / STANZEN		
	SCHWERKRAFT	PORFREE	NIEDERDRUCK	GEGENDRUCK	VACUUM-VACUUMAL	VRC/PRC	SPRITZGUSS	DRUCKGUSS	SQUEEZE CAST	THIXO aus BILLET	aus KNÜPPEL	aus STRANGPROFIL
GUSSEISEN	*	*	*	*	*							
STAHL	*	*						*	*			
EDELSTAHL										*	*	*
ALUMINIUM	*	*	*	*	*	*		*	*	*	*	*
MAGNESIUM	*	*	*	*	*	*		*	*	*		
KUNSTSTOFF		*			*					*	*	*

LEGENDE: nicht möglich * ungeeignet * möglich * Gut geeignet * Stand der Technik

Bild 3-351:
Eignung der Werkstoffe
für verschiedene Her-
stellverfahren

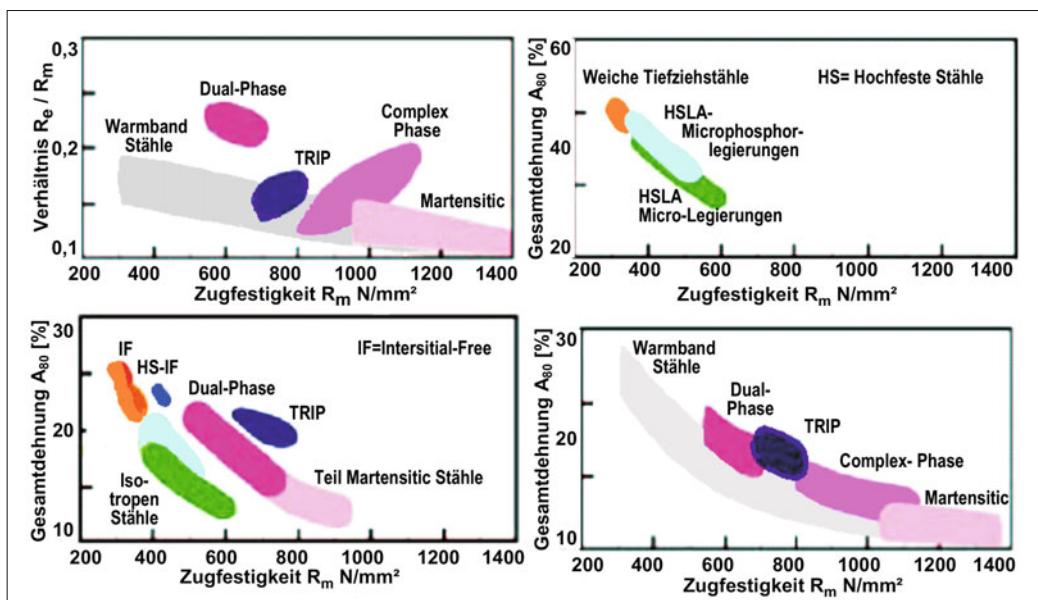


Bild 3-352: Vielfalt der Stahlsorten



Bild 3-353: Lenker aus Stahlblech und drei Versionen aus Aluminium, die nach verschiedenen Verfahren her-
gestellt wurden

2-Punkt-Lenker

Für die einfachen 2-Punkt-Lenker (**Bild 3-354** zeigt mehrere Varianten) ohne Versatz, die nur auf Zug bzw. Druck belastet werden, ist ein einteiliges Blech die kostengünstigste Alternative. In die eingezogenen Kragen an beiden Enden werden das Kugelgelenk bzw. das Gummilager eingepresst.

Das Gewicht einfacher 2-Punkt-Lenker aus Stahl lässt sich reduzieren, wenn hochfeste Stahlblechsorten mit geringerer Blechstärke eingesetzt werden. Für Längen über 200 mm wächst jedoch die Knickgefahr. In solchen Fällen kann man zur Hybridbauweise übergehen; die Blechschale aus dünnem Blech wird mit einem Kunststoffgitter umspritzt. Dieses Gitter bringt nicht nur die notwendige Steifigkeit, es lässt auch die Inte-

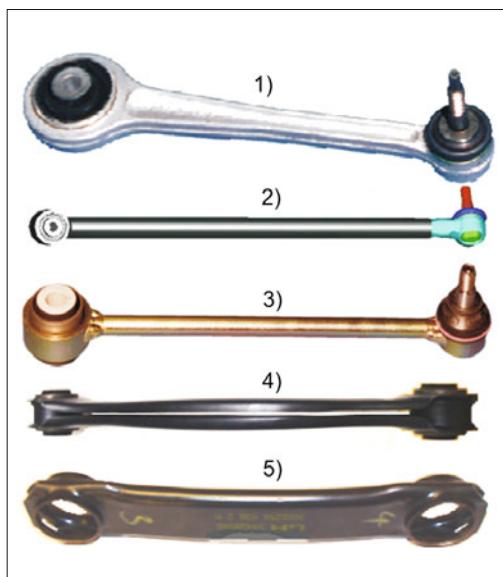


Bild 3-354: Gerade 2-Punkt-Lenkervarianten: 1) Alu-geschmiedet, 2) Stahlrohr, Enden geschweißt, 3) Stange, Enden geschweißt, 4) 2-Blechteile, ineinander gepresst, 5) 4-kt-Rohr, mit IHU hergestellt

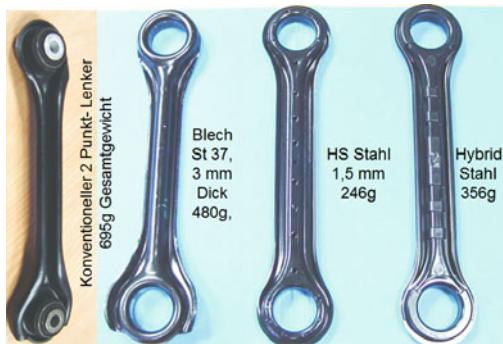


Bild 3-355: Gerader 2-Punkt-Lenker aus einteiligem Stahlblech und in der Hybrid-Bauweise [48]

gration von Gelenken zu, ohne den Lenker teurer und schwerer zu machen (**Bild 3-355**).

Die Integration der Gelenke lässt sich auch an einem einteiligen Lenker aus Stahlblech realisieren (**Bild 3-356**). Das Gehäuse des Kugelgelenks ist Teil des Lenkergehäuses. Um Gewicht zu sparen, sind an den wenig belasteten Stellen des Lenkers mehrere Löcher gestanzt.

Profile aus Aluminium statt Stahl bringen, wenn nur Zug-/Druckkräfte herrschen, kaum einen Gewichtsvorteil, weil die um 1/3 niedrigere Dichte des Aluminiums durch die 1/3 niedrigere Belastbarkeit ausgeglichen wird.

Bild 3-357 zeigt einen Lenker aus zwei mit Laser verschweißten Aluminiumblechhälfte und integriertem Hülsengelenk. In **Bild 3-358** ist ein Lenker aus Aluminiumblech mit integriertem Kugelgehäuse dargestellt.

Wenn der 2-Punkt-Lenker einen Versatz oder eine Bogenform hat, wie es bei oberen Querlenkern von Hinterrachsen der Fall sein kann, dann entstehen zusätzlich Biegekräfte (**Bild 3-359**). In diesem Fall ist ein T-Pro-

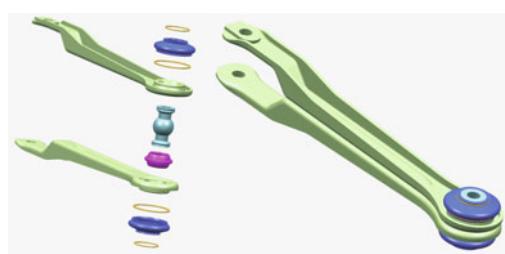


Bild 3-357: Gerader 2-Punkt-Lenker aus zwei Teilen



Bild 3-358: Gerader 2-Punkt-Lenker aus Alublech [48]

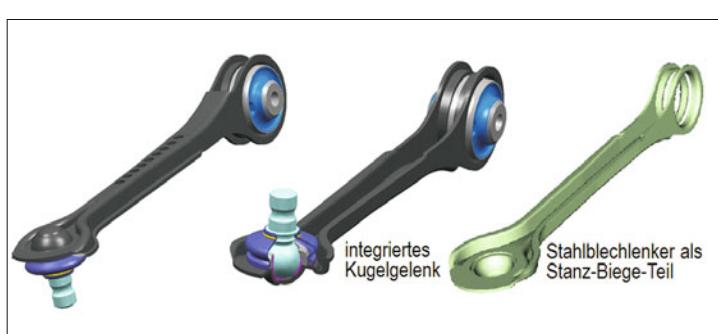


Bild 3-356:
Gerader 2-Punkt-Lenker mit
Integralgelenken



Bild 3-359: Gebogene 2-Punkt-Stahllenker: konventionell vierzeitig geschweißt und zweiteilig getorxt [48]



Bild 3-360: 2-Punkt-Aluminium-Schmiede-Lenker räumlich gebogen (VA von BMW und AUDI)

fil aus dicken Stahlblechen und mit zwei Rohrstücken zur Aufnahme für Gummilager die kostengünstigste Alternative. Diese sehr schwere Lösung ist der leichten Bauweise mit zweiteiligen tiefgezogenen Blechen, die statt Schweißen durch Torken zusammengehalten werden, kostenmäßig überlegen.

Wenn die Biegelinie räumlich kompliziert ist, lässt sich diese Form (**Bild 3-360**) besser durch Schmieden realisieren. Bei Gussverfahren können sich Entformungsprobleme und Lunkergefahr an Stellen mit Materialanhäufung ergeben.

Einen Auswahlkatalog für 2-Punkt-Lenker zeigt **Bild 3-361**, in dem alle Herstellmöglichkeiten der Lenker aus Stahl oder Aluminium systematisch aufgelistet sind. Im Zugriffsteil werden die Möglichkeiten mit ihren wichtigsten Merkmalen gegenübergestellt.

3-Punkt-Lenker

Die kostengünstigste Möglichkeit, einen Lenker ohne mechanische Bearbeitung und ohne Oberflächenbeschichtung herzustellen, besteht im Kunststoffspritzgießen aus Werkstoff PA mit langen Glasfasern (**Bild**

WERKSTOFF	GLIEDERUNGSTEIL			HAUPTTEIL	ZUGRIFFSTEIL													
	HAUPT VERFAHREN	HERSTELL PROZESS	EINZELTEILEZAHL		LF. NUMMER	RELATIV-GEWICHT	FESTIGKEIT	DAUERFESTIGKEIT	DEHNUNG	OBERFLÄCHENGÜTE	PLATZBEDARF	DESIGN FLEXIBILITÄT	TOLERANZEN	PROZESSSICHERHEIT	ROHTEILKOSTEN	FERTIGTEILKOSTEN	WERKZEUGKOSTEN	SERIEENEINSATZ
STAHL	Verbinden	Schweissen	Mehr	1	3-teile geschweißt	100	4	3	3	2	groß	mittel	2	gering	80	90	180	5
	UMFORMEN	Schmieden	Ein	2	Stahlschmiede	100	5	5	5	1	gering	gering	2	hoch	100	100	100	2
		Stanzen / Biegen	Ein	3	Einteilig Blech	80	4	4	4	3	groß	mittel	3	mittel	40	40	300	2
		Mehr	4	5	Mehrteilig Blech	75	4	3	3	2	mittel	mittel	2	mittel	60	60	400	2
		Biegen	Ein	5	Biege Lenker	90	3	3	4	3	mittel	gering	3	mittel	50	60	150	2
	IHD	Ein	6	Hydroform- Rohr	70	4	5	4	3	mittel	gering	3	mittel	85	85	500	1	
ALUMINIUM	Ur-form	Druckguß	Ein	7	Alu Druckguß	75	3	3	2	4	mittel	groß	5	mittel	50	50	300	4
	UMFORMEN	Schmieden	Ein	8	Alu-schmiede	70	4	4	4	3	mittel	gering	3	hoch	140	130	150	3
		Extrudieren	Ein	9	Extr Profil	70	4	4	4	4	mittel	gering	3	hoch	85	80	60	2
		Stanzen / Biegen	Ein	10	Einteilig Blech	65	3	3	3	3	groß	mittel	3	gering	60	60	300	1
		Mehr	11	Mehrteilig Blech	65	3	2	2	3	groß	mittel	2	gering	70	75	400	1	
	IHU	Ein	12	Hydroform- Rohr	60	3	4	3	3	mittel	gering	3	mittel	80	90	500	1	

Bild 3-361: Auswahlkatalog für einen 2-Punkt-Lenker [88]



Bild 3-362: 3-Punkt-Lenker aus Kunststoff [48]

3-362). Dennoch wird ein derartiger Lenker wegen der ungenügenden mechanischen Eigenschaften der z. Z. verfügbaren Kunststoffe nie in Serie gehen: Sie haben eine sehr niedrige Dehngrenze (2 bis 4 %) und eine starke Abhängigkeit vom Temperatur (über 80 °C fangen sie an, auch ohne Überlastung zu kriechen).

Diese Nachteile des Kunststoffs lassen sich mit einem Hybrid-Lenker beseitigen (**Bild 3-363**): Ein dünnes Blechträger teil übernimmt die Zug-/Druckkräfte und sorgt bei Überlastung für die notwendige plastische Deformation ohne gleich zu brechen. Der umspritzte Kunststoff sorgt für die nötige Steifigkeit und Aufnahmen für das Kugelgelenk und Gummilager.

Die kostengünstigste Lösung ist jedoch immer noch ein Lenker aus einschaligem Stahlblech mit eingeschweißter Kugelgelenkpatrone (**Bild 3-364**). Dabei können die Aufnahmerringe für die Gummilager ins Blech integriert werden, um die Kosten weiter zu reduzieren.

Für einfache Biegegeometrien kann auch ein Rohrprofil aus Stahl, gebogen in Biegeautomaten, eine kosten-neutrale aber gewichtsreduzierte Alternative bilden. Die Rohrenden müssen flachgedrückt werden, um die Gummilager bzw. Kugelgelenkpatronen einzupressen zu können (**Bild 3-365**). Wenn statt einem Rund- ein Vierkantröhre benutzt wird, kann dieser Arbeitsgang entfallen. Röhre eignen sich sehr gut für Innenhochdruckumformverfahren (IHU), mit dem die Rohrquerschnitte durch den hohen Innendruck beliebig geformt, Wanddicken geändert und die Augenöffnungen von innen gestanzt werden (**Bild 3-366**).

Wenn der Lenker größer wird (über 300 mm) und die Kräfte steigen, kann eine einteilige Blechlösung die Anforderungen nicht mehr erfüllen. Bei solchen Längen steigt die notwendige Blechdicke über 4 mm (schwierige Umformung, hohes Gewicht) und muss auch an den Stellen, an denen die Spannungen nicht so groß sind, eingesetzt werden. In solchen Fällen werden die Lenker aus mehreren Einzelblechen zusammengeschweißt, die in unterschiedlichen Blechdicken vorher tiefgezogen und gestanzt werden. Als zusätzlicher Kostenfaktor kommen hier die Schweißkosten (ca. 2 € pro laufendem Meter) hinzu. Bei diesem Verfahren hat man außerdem den Vorteil, geschlossene Querschnitte

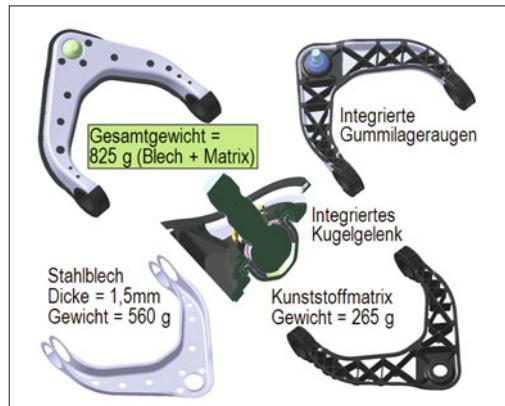


Bild 3-363: Hybridlenker aus Kunststoff und Blech [48]



Bild 3-364: 3-Punkt-Lenker aus einschaligem Blech mit integriertem Kugelgelenk [48]

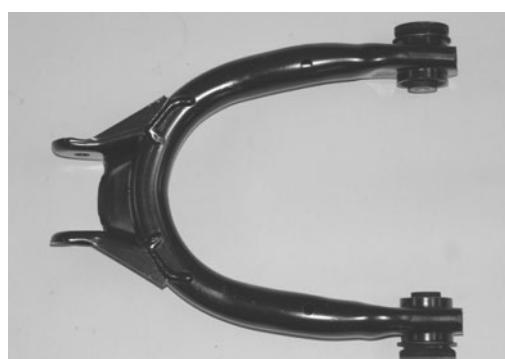


Bild 3-365: 3-Punkt-Lenker aus einem Rohr gebogen



Bild 3-366: 3-Punkt-Lenker aus Rohr mit Innenhochdruck Umformverfahren (IHU) geformt und gestanzt

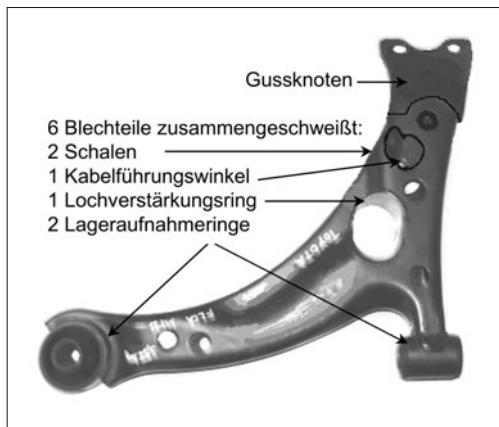


Bild 3-367: 3-Punkt-Lenker aus 6 Blechteilen und einem Gussknoten zusammengeschweißt



Bild 3-368: 3-Punkt-Lenker aus vierteilig geschweißtem Blech mit integrierten Gelenken

WERKSTOFF	GLIEDERUNGSTEIL			HAUPTTEIL	ZUGRIFFSTEIL										SERIEN EINSATZ			
	VERFAHREN	HERSTELL. PROZESS	EINZEL- TEILEZAHL		RELATIV- GEWICHT	FESTIGKEIT	DAUER- FESTIGKEIT	DEHNUNG	OBERFLÄ- CHENGÜTE	PLATZ.	BEDARF	DESIGN FLEXIBILITÄT	TOLE RANZEN	PROZESS SICHERHEIT	ROHTEIL KOSTEN	FERTIGTEIL KOSTEN	WERKZEUG KOSTEN	
STAHL	Ur- formen	Sand- guss	Ein	1	Grauguss	125	2	2	2	1	groß	mittel	1	gering	80	80	100	2
		Kokillenguss	Ein	2	Stahlguss	110	4	3	3	2	groß	mittel	2	mittel	90	90	180	1
	UMFORMEN	Schmieden	Ein	3	Stahlschmiede	100	5	5	5	2	gering	gering	1	sehr hoch	100	100	100	4
		Stanzen und Ziehen	Ein	4	Einteilig Blech	90	4	4	4	4	groß	mittel	4	hoch	55	50	300	2
		Mehr	Mehr	5	Mehrteilig Blech	80	4	3	4	3	mittel	mittel	3	hoch	65	60	400	5
		Biegen	Ein	6	Biege Lenker	100	4	4	4	3	mittel	gering	3	hoch	50	60	150	2
		IHD	E/M	7	Hydroformed Rohr	75	4	4	4	4	mittel	gering	4	hoch	100	90	500	1
EDELSSTAHL	Umformen	Stanzen und Ziehen	Ein	8	Einteilig Niro-Blech	80	4	5	4	4	groß	mittel	4	hoch	75	70	300	1
		Mehr	Mehr	9	Mehrteil.Niro-Blech	70	4	4	4	3	mittel	mittel	3	hoch	85	80	400	1
ALUMINIUM	URFORMEN	Sandguss	Ein	10	Alu Sandguss	70	1	1	1	2	sehr groß	mittel	1	sehr gering	150	140	100	2
		Kokillenguss	Ein	11	Alu Kokillenguss	65	2	1	3	3	sehr groß	mittel	3	mittel	150	140	180	2
		Druckguss	Ein	12	Alu Druckguss	60	3	2	4	4	mittel	sehr groß	5	hoch	130	120	300	3
		Kokillenguß	Ein	13	Coba-Press	65	3	2	4	4	mittel	gering	4	sehr hoch	140	130	250	2
	UMFORMEN	Schmieden	Ein	14	Alu-Schmiede	65	4	3	4	5	mittel	gering	3	sehr hoch	200	180	150	4
		Extrudieren	Ein	15	Extrudiertes Profil	65	4	3	4	5	mittel	sehr gering	4	hoch	140	120	100	1
		Stanzen und Ziehen	Ein	16	Einteilig Blech	75	3	2	3	4	sehr groß	mittel	4	mittel	120	110	300	1
		Mehr	Mehr	17	Mehrteilig Blech	70	3	2	3	3	groß	mittel	3	mittel	140	130	400	1
		IHD	E/M	18	Hydroformed Rohr	60	4	3	3	4	mittel	sehr gering	4	hoch	160	150	500	1

Bild 3-369: Auswahlkatalog für einen 3-Punkt-Lenker [88]

zu realisieren. Zu beachten sind jedoch auch die hohen Werkzeugkosten, weil für jedes einzelne Teil ein Werkzeug benötigt wird und das Zusammenschweißen ohne Sondervorrichtungen und Roboter wirtschaftlich nicht möglich ist. So sind Gesamtwerkzeugkosten bis zu einer halben Million € für einen komplizierten Blechlenker keine Seltenheit, die über den Teilepreis amortisiert werden müssen. **Bild 3-367** zeigt einen unteren Blechlenker einer Vorderachse, zusammengeschweißt aus 7 Einzelteilen (Toyota Corolla). Durch Teileintegration lässt sich jedoch die Anzahl der Einzelteile bis auf 4 reduzieren (**Bild 3-368**).

Einen Auswahlkatalog für einen 3-Punkt-Lenker zeigt **Bild 3-369**.

Traglenker stützen zusätzlich Feder-/Dämpferkräfte ab. Diese Kräfte wirken senkrecht zu den radialen Lenkerkräften und sind deutlich höher als Radialkräfte. Es entstehen im Lenker hohe Biege- und Torsionsbelastungen. Die Traglenker werden meist als Stahlschmiedeteil hergestellt, weil Blechlösungen sehr große Wandstärken benötigen und die Schweißnähte für die Biegefestigkeit eine Schwachstelle darstellen.

Eine interessante Möglichkeit, Querlenker mit Federstützsteller in der Mitte herzustellen, ist das „Extruder“-Verfahren [89] (**Bild 3-370**). Hier wird ein stranggepresstes Aluminiumprofil als Rohteil eingesetzt. Nach einigen Schnitt- und Biegeoperationen wird das Teil in seine Endform gebracht.

Dieses Verfahren ist (wenn die Geometrie es zulässt) nicht nur wirtschaftlich wettbewerbsfähig, sondern auch sehr gewichtssparend. Einen Kosten- und Gewichtsvergleich dieses Verfahrens gegenüber den Stahlalternativen zeigt **Bild 3-371** [89].

Großflächige Mehrpunkt-Lenker

Wenn die Lenkerform größer und komplizierter wird, wird das Schmieden unrentabel. Dann wird das Gießen, das große Freiheiten in der Formgebung zulässt, interessant. Gusseisen als Werkstoff hat sich für Pkw-Lenker nicht bewährt, weil der Gusslenker zu schwer wird und mit Lunkergefahr behaftet ist. Aluminium dagegen kann hier interessant werden, weil es sich gut gießen lässt und durch Wärmebehandlung seine Festigkeitswerte deutlich steigern lässt. Der Lunker- und Rissgefahr kann jedoch nur durch eine kostspielige 100 % Kontrolle vorgebeugt werden. Für solche Teile ist das Cobapress-Verfahren zu empfehlen (**Bild 3-372**). Hier wird das Teil zuerst in der Kokille gegossen und dann geschmiedet. Das Schmieden verbessert die Gefügestruktur, und die inneren Lunker werden durch Zusammenpressen eliminiert bzw. verkleinert [90].

Als Beispiel zeigt **Bild 3-373** einen Kostenvergleich bekannter Aluminiumherstellungsverfahren [91].

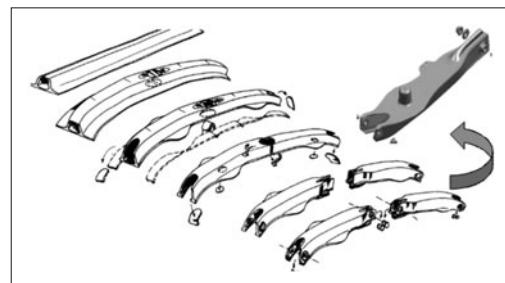


Bild 3-370: 2-Punkt-Traglenker aus stranggepresstem Aluminiumprofil (Extruder) [89]

Lenker-Ausführung	Raufoss Extruder		Stahl-Mehrteilig	
	Alu [kg]	Preis[€]	Stahl [kg]	Preis[€]
	1,4	9,5	2,6	6,5
	1,6	10	2,3	6
	1,6	10	3,0	6,5

Bild 3-371: Benchmark 2-Punkt-Traglenker, Richtpreise auf der Basis von 2002, für 1 Mio. Stück/Jahr [89]

Fertigungsschritt	Werkzeug
Gießen	Kokille
Abtrennen des Sperrs	Bandsäge
Homogenisierung	Ofen
Verdichten	Gesenk
Härtung	Härtoven
Ausstanzen und Entgraten	Entgratoren
Verfahren	Preis%
Cobapress	100
Rheocast	140
Schmieden	170
Wkz %	
Cobapress	100
Rheocast	50
Schmieden	20

Bild 3-372: Cobapress-Verfahren und dessen Vergleich mit Rheocast und Schmieden

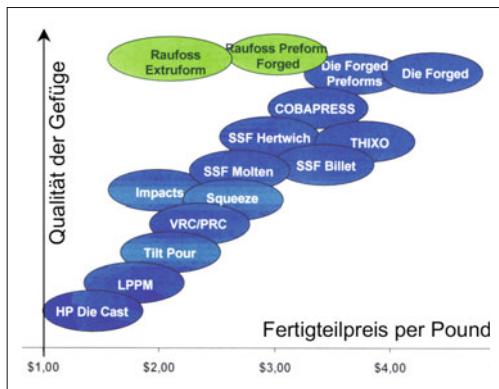


Bild 3-373: Vergleich der Herstellungsverfahren für Aluminiumlenker [72]

Mehrpunkt-Lenker mit Torsionsbelastung

Wenn ein Lenker auf Torsion belastet wird (wie es bei den Trapezlenkern der Fall ist), muss er einen geschlossenen Hohlquerschnitt aufweisen. Dies kann durch mehrteilige Bleche, die zusammengeschweißt werden, kostengünstig erreicht werden, jedoch mit den bekannten Gewichtsnachteilen.

Hierzu bietet das Innen-Hochdruck-Umformverfahren (IHU) eine Alternative: Das Rohr bildet das Halbzeug, das geschnitten, gebogen, gedrückt und in ein Formwerkzeug eingelegt wird. Das Werkzeug wird geschlossen und mit sehr hohen Schließkräften zusammen gehalten. Dann wird das Rohr von innen mit Wasser bis auf 2000 bar aufgedrückt. Der hohe Druck dehnt das Rohr, bis es zum Anliegen an die Innenkontur des Formwerkzeugs kommt, und nimmt dessen Form an. Das IHU kann eine kostengünstige Alternative für größere, komplizierte Lenkergeometrien oder Achsträger sein, wenn diese mit nur wenigen Rohrschnitten darstellbar sind (Bild 3-374).

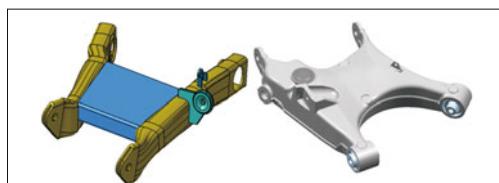


Bild 3-374: IHU und Aluminiumniederdruckguss mit Kernen für großflächige Trapezlenker

3.7.2.7 Herstellverfahren für Aluminiumlenker

Fertigungsverfahren für Lenker aus Aluminium sind Schmieden, Kokillen- und Druckgießen, Strangpressen, Stanzen/Ziehen und IHU-Biegen.

Schmieden ist z.Z. das sicherste Verfahren mit den höchsten Festigkeits- und Dehnungswerten. Solange die Nachteile wie hohe Kosten, große Toleranzen, große Entformungsschrägen, Formgebungseinschränkungen, mechanische Nachbearbeitung und Treppenrat vertretbar sind, ist es allen anderen Verfahren vorzuziehen (Bild 3-375).

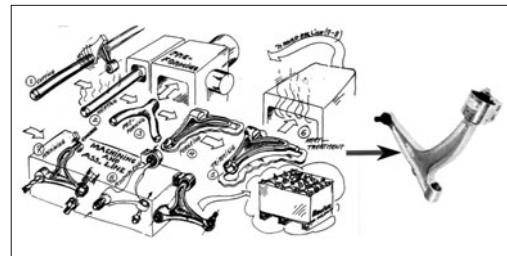


Bild 3-375: Schmiedeprozess für 3-Punkt-Lenker [89]

Cobapress (Schwerkraft-, Kipp-, Kokillengießen mit anschließendem Schmieden) kombiniert die einfache Gießbarkeit von komplizierten Formen mit der Zuverlässigkeit des Schmiedens. Wegen der Nutzung der Gusslegierungen liegen die Festigkeitswerte ca. 10 % unter denen von Schmiedeteilen [90]. Cobapress ist bei großen, komplizierten Teilen dem Schmieden vorzuziehen (s. Bild 3-372).

Druckguss in Thixo-/Rheo-Zustand ist das optimale Verfahren wegen des homogenen Kristallaufbaus, seiner Legierungsvielfalt sowie der guten Festigkeits- und Dehnungswerte. Die Verfahren sind jedoch noch nicht voll prozesssicher und Serienanwendungen nicht weit verbreitet (Bild 3-376).

Druckguss als Squeezecast ist das alt bekannte Aluminiumdruckgussverfahren für Fahrwerksanwendungen mit den meisten Serienanwendungen. Lunkerfreiheit und gute Gefüge werden durch Nachdrücken beim Erstarren erreicht. Hohe Kosten und niedrige Prozess-

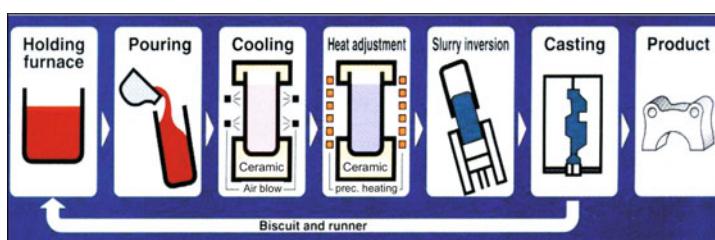


Bild 3-376:
Aluminium Rheocast
Prozessschritte [91]

sicherheit verhindern jedoch den bedenkenlosen Einsatz wie beim Schmieden.

Druckguss als **Vacurguss**, **Poralguss** sind firmenspezifischen Verfahren, die keine allgemeine Durchdringung gefunden haben.

Kokillenguss und **Sandguss** sind wegen der Lunkergefahr und den langen Zykluszeiten (hohe Gießkosten) zu vermeiden. Zu empfehlen ist es nur für Hohllenkner.

Lenker aus Aluminiumblech sind nur in wenigen Sonderfällen wirtschaftlich herstellbar.

Stranggepresste Lenker sind immer dann zu empfehlen, wenn die Lenkergeometrie eine Herstellung ohne Nacharbeit außer Sägen und Lochen zulässt.

Da die Kosten fast immer das wichtigste Entscheidungskriterium sind, sind sie im Voraus überschlägig zu berechnen. Die Gesamtkosten bestehen aus Materialkosten (Einsatz- und Ausschussgewicht mal Kilo-preis), Fertigungskosten, Kosten für die mechanische Nachbearbeitung und die Oberflächenbeschichtung. Dazu sind die Gemeinkosten, Logistikkosten sowie Sonderkosten und Gewinn zu addieren. Es ist üblich, diese bei den Zulieferern anzufragen, vorausgesetzt, dass optimierten Bauteilzeichnungen zur Verfügung stehen und bei bestimmten Herstellverfahren notwendige zusätzliche Bearbeitungs- und Oberflächenbehandlungskosten berücksichtigt sind. Außerdem ist damit zu rechnen, dass während der Entwicklung oft unvermeidliche Änderungen auftreten, die dann fast immer mit Mehrkosten verbunden sind. In **Bild 3-378**

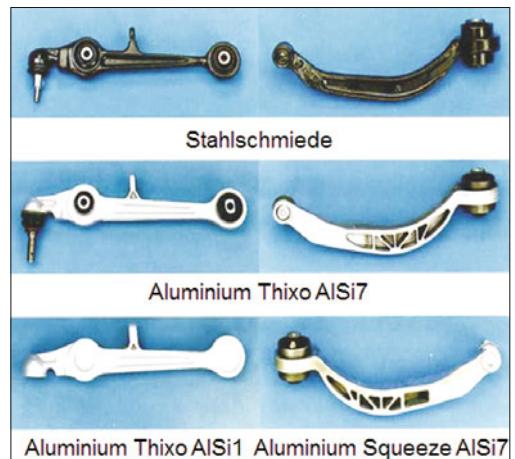


Bild 3-377: Schmiede und Aluminiumdruckguss [48]

[91] sind unterschiedliche Fertigungsverfahren für Aluminiumlenker mit ihren typischen Merkmalen gegenübergestellt.

3.7.2.8 Auslegung und Optimierung der Lenker

Die Konstruktion des Lenkers startet mit den bereits bekannten Umfängen wie Hardpoints, Lenkerart, Geleinkarten, Kräfte, Steifigkeiten und zur Verfügung stehendem Freiraum. Zuerst werden das CAD-Modell des Freiraums und die Krafteinleitungspunkte über-

GLIEDERUNG		FLÜSSIG				HALBFEST		FEST
MERKMALE		Squeeze casting	Vakuum guss	Druck-guss	Kokillen-guss	Rheo-casting	Thixo casting	Schmie-den
Q U A L I T Ä T	Kristallstruktur	Dendrit	Petal	Petal	Dendrit	Globular	Globular	Länglich
	Schrumpfung	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Blasenbildung	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Segregation	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Wärme Rißbildung	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Fließbarkeit	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Oxidation	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
T E I L E	Mech. Eigenschaften	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Dünne Wände	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Dicke Wände	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Wärmebehandlung	ja	ja	nein	ja	ja	ja	ja
	Knetlegierungen	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
K O S T E N	Materialkosten	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Gießzyklus	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Wkz. Lebensdauer	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Maßgenauigkeit	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Prozessstabilität	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Gesamtteilekosten	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★

LEGENDE

- Exzellent ★★★★★
- Sehr gut ★★★★★
- Gut ★★★★★
- Mittel ★★★★★
- Schlecht ★★★★★
- Nicht möglich ★★★★★

Bild 3-378: Auswahlkatalog für die Herstellverfahren für Aluminiumlenker [91]

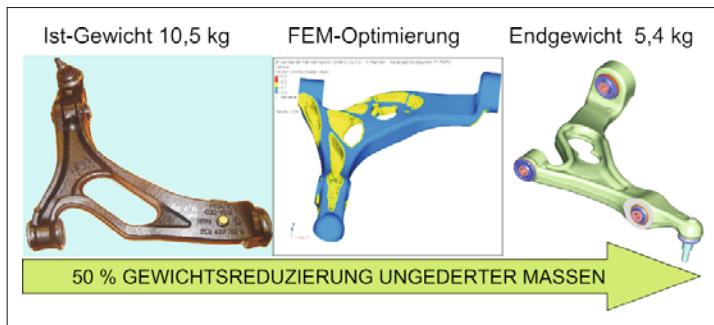


Bild 3-379:
Optimierung des Lenkergewichts [48]

nommen, mit den Kräften ergänzt und Werkstoffwerte eingegeben. Die FEM-Software zur Topologieoptimierung ermittelt die optimale Materialverteilung (**Bild 3-379**), damit überall die gleichen Steifigkeiten herrschen.

Dieses Modell wird an die Besonderheiten des gewählten Herstellverfahren angepasst, nach Spannungsverteilung berechnet, shapeoptimiert und nach Betriebsfestigkeit überprüft (ausführliche Erklärung s. Abschnitt 6.6.1). Nach dieser durchgängig mit dem Rechner unterstützten Auslegung kann man davon ausgehen, dass das Teil sein minimales Gewicht erreicht hat, vorausgesetzt die Eingaben (z. B. die geforderten Steifigkeiten, Kraftleitungen, gewählter Werkstoff und Herstellverfahren) waren richtig.

Da sich der Lenker mit dieser Methode sehr schnell auslegen lässt, kann man das Verfahren für mehrere Werkstoffe und Herstellungsvarianten wiederholen, um die richtige Auswahl zu treffen.

3.7.2.9 Integration der Gelenke an den Lenker

Die Gummilager mit Metallaußenring werden immer in die Bohrungen der Lenkergehäuse eingepresst. Bei den Blechlenkern handelt es sich entweder um Stahlringe, die am Lenker angeschweißt sind oder um konzentrische Ausstanzungen mit Kragen. Wichtig ist, dafür zu sorgen, dass beim Schweißen die Ringe nicht oval werden, indem die durch Aufwärmung bedingte Formänderung des Ringes vorgehalten wird (die Ausgangsform des Ringes ist oval). Beim Schmiede- oder Gusslenker müssen die Aufnahmebohrungen mechanisch bearbeitet werden.

Die Funktion des Gummilagers ist nur dann gesichert, wenn die Drehbewegungen im Gummi stattfinden. D. h., die Innenhülse darf sich in ihrer Aufnahme nicht drehen. Da die Verbindung zwischen Innenhülse und Befestigungsaugen eine Reibverbindung ist, muss die Schraubenanziehkraft hoch genug und die Klemmfläche groß genug sein und sich parallel an die Stirnflächen der Innenhülse anlegen (Lagetoleranzen).

Eine wichtige konstruktive Entscheidung ist, ob das Gummilager, wie oben beschrieben, in den Lenker eingepresst oder zwischen zwei Laschen des Achsträgers geschraubt wird (**Bild 3-380**). Hinsichtlich ihrer Funktion sind beide Ausführungen gleichwertig. Da

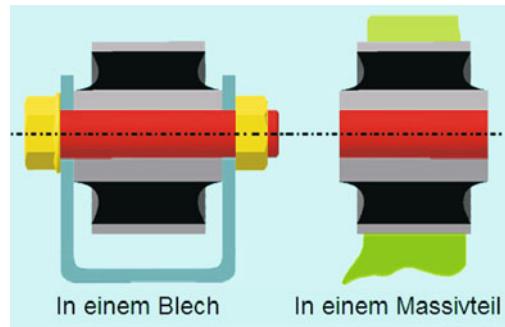


Bild 3-380: Gummilageranbindungen

aber die Aufspannflächen plan sein müssen und mit kleiner Toleranz ($\pm 0,1$ mm) parallel zueinander laufen müssen, ist bei gegossenen oder geschmiedeten Teilen eine aufwändige mechanische Bearbeitung unerlässlich [83]. Außerdem wirkt die Steifigkeit der Aufnahmeeaugen beim Zusammenziehen von steifen Wangen als funktionsstörend. Diese Nachteile haben die Blechteile nicht. Deshalb sind die Gummilager stets in die gegossenen oder geschmiedeten Bauteile einzupressen und die Befestigungslaschen an den Bauteilen aus Blech oder parallelaufenden Profilen vorzusehen (**Bild 3-380**).

Für die Kugelgelenke gibt es die Möglichkeit, das Gelenk mit seinem Flanschgehäuse am Lenker anzuschrauben oder zu vernieten oder das Gelenk mit einem Topfgehäuse einzupressen (s. Bild 3-389).

Neuerdings ist es auch möglich, das Kugelgelenk durch Laserschweißen mit dem Lenker zu verbinden; die entstehende Wärme ist nur lokal und so niedrig, dass die Funktion des Kugelgelenkes dadurch nicht beeinträchtigt wird (s. Bild 3-364).

Die Demontierbarkeit des Kugelgelenkes vom Lenker ermöglicht einen Austausch des Gelenkes, weil in der Regel das Gelenk schneller verschlissen wird als der Lenker. Für die kostengünstigen Fahrzeuge, die auch in den Entwicklungsländern vertrieben werden, ist die Austauschbarkeit des Gelenkes ein wichtiges Argument, um die Reparaturkosten einzuschränken.

In seltenen Fällen wird das Kugelgelenk mit Zapfen am Lenker befestigt. Das Gelenk selbst muss dann in den



Bild 3-381: Gebautes Kugelgelenk Thixo-Lenker [48]

Radträgern integriert werden. Die zweite Möglichkeit ist der Einbau des Kugelzapfens, der Kugelschale und des Balges in den Lenker, wobei der Lenker die Gehäusefunktion übernimmt (**Bild 3-381**). Hier spricht man von „gebautem Kugelgelenk“.

Abgesehen von der Nichtaustauschbarkeit hat diese Lösung mehrere Vorteile durch günstige Kosten wegen des Wegfalls der Schraubverbindung, eine Gewichtersparnis durch Wegfall des Gelenkgehäuses, Platzersparnis, um näher an die Radmittelebene zu rücken und Funktionssicherheit durch Wegfall der Schnittstellen. Zudem werden aber auch Probleme umgangen, die durch Wärmedehnung und Materialpaarungskorrosion (Stahl/Aluminium) auftreten. Besonders bei Aluminiumlenkern wird die gebaute Lösung bevorzugt angewandt.

3.7.3 Kugelgelenk

Die Lenker sind miteinander so verbunden, dass sie dauernd in gegenseitiger Berührung gehalten werden und dabei relativ zueinander beweglich bleiben. Diese beweglichen Verbindungsstellen werden als Gelenke bezeichnet (**Bild 3-382**).

Zu jedem Gelenk gehören stets zwei Gelenkelemente, die eine zueinander passende zweckvolle Geometrie haben müssen, z. B. die Welle und die Lagerschale eines Gleitlagers oder im Eingriff stehende Zähne eines Zahnrädrpaars. Die Gelenkelemente eines Kugelgelenks sind der Kugelzapfen und die Kugelschale. Für

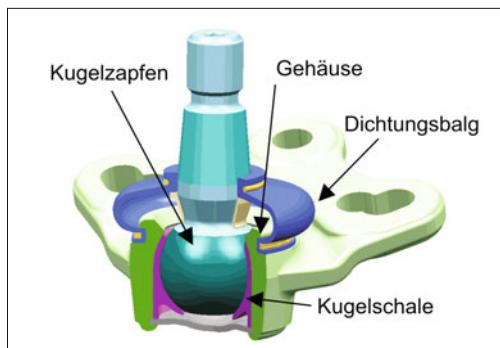


Bild 3-382: Kugelgelenk, Kugelzapfen und Schale

das Betriebsverhalten der Gelenke sind noch weitere Merkmale wie Werkstoff, Abmessungen, Oberflächen, Tragfähigkeit, Schmierung wichtig.

3.7.3.1 Aufgabe und Anforderungen

Die Kugelgelenke erfüllen die Aufgabe, die Lenker mit dem Radträger mit drei Drehfreiheitsgraden zu verbinden, um damit die Kräfte und Bewegungen des Rades vom Radträger zum Lenker zu übertragen. Abgesehen von den inneren Reibmomenten sind Kugelgelenkverbindungen frei von Momenten. Die Verbindung des Lenkers zum Radträger der Vorderachse wird immer als Kugelgelenk realisiert, weil es das einzige Gelenk mit drei Drehfreiheitsgraden ist (**Bild 3-383**).

Zwei Freiheitsgrade sind für den Radhub und zum Lenken des Rades notwendig und der dritte lässt elastokinematische Änderungen zu.

Wird an einem Kugelgelenk im Wesentlichen nur eine Rotationsachse ausgenutzt und die beiden anderen Drehbewegungen sind sehr klein, so kann auch ein Gummilager eingesetzt werden. Diese sind unempfindlich gegen kurzzeitige Überlastungen sowie gegen Feuchtigkeit und Korrosion und weisen eine bessere Geräuschisolation und Wartungsfreiheit auf; außerdem sind sie kostengünstiger als Kugelgelenke. Dagegen rufen beim Gummilager die Drehungen und Verschränkungen (kardanische Bewegungen) Rückstellkräfte hervor, die oft unerwünscht sind.

Die Aufgabe des Kugelgelenks ist die Weiterleitung aller Radkräfte ohne Radmomente zum Lenker. Wegen der drei Freiheitsgrade können über ein Kugelgelenk nur Zug-, Druck- und Radialkräfte weitergeleitet werden. Dabei ist es sehr wichtig, dass das Gelenk kein freies Spiel hat (sonst kommt es zum unerwünschten Klappern) und möglichst geringe Elastizitäten zulässt, damit die Fahrdynamik des Fahrzeugs nicht verfälscht wird (direktes Fahrgefühl). Außerdem darf die Reibung (Drehmomente) im Gelenk nicht die zulässigen Werte übersteigen (nur minimale Hysterese der Radfe-

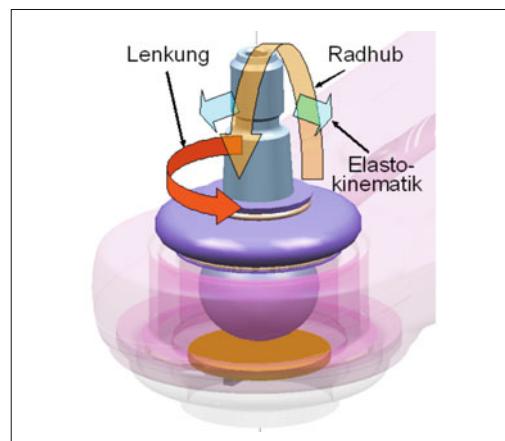


Bild 3-383: Drei Drehfreiheiten des Kugelgelenks

derkennung) und während der Lebensdauer nicht unter einen vorgegebenen Wert sinken. Die Aufgaben des Kugelgelenks sind also:

- ◆ Radträger mit dem Lenkkern zu verbinden,
- ◆ die Zug- und Druckkräfte weiterleiten,
- ◆ drei Rotationsfreiheiten gewährleisten.

Die wichtigsten Anforderungen an die Gelenke sind:

- ◆ niedrige Reibverluste, kein Stick-Slip-Verhalten,
- ◆ gleich bleibende Drehmomente, kein freies Spiel,
- ◆ wartungsfrei, sehr robust (möglichst ein Fahrzeugleben lang halten),
- ◆ hohe Kräfte übertragen (Flächenberührung),
- ◆ Zug-, Druckkräfte formschlüssig weiterleiten,
- ◆ möglichst kompakt und klein,
- ◆ kostengünstig herstellbar,
- ◆ Sicherheitsvorschriften (Dokumentationspflicht) erfüllen,
- ◆ Umwelteinflüssen widerstehen (Temperatur -40 bis $+80$ °C, Feuchtigkeit, Salz, Schmutz, Steinschlag, Korrosion).

3.7.3.2 Systematik für Kugelgelenke

Für die Radführung sind wegen der großen Tragflächen räumliche Gleitgelenke von Bedeutung. Zur Übertragung hoher Kräfte in beiden Richtungen kommt nur ein Kugelgelenk mit Flächenberührung in Frage. Es ist formschlüssig, d. h., die Kugelpfanne umschließt die Kugel. Obwohl der Drehwinkel um die Kugelzapfenachse unbegrenzt bleibt, ist er um die bei den Kippachsen auf maximal $\pm 30^\circ$ begrenzt.

Die Kugelanbindung nach außen wird durch drei mögliche Ausführungen realisiert (**Bild 3-384**):

Je nach der Hauptbelastungsrichtung können sie unterteilt werden in (**Bild 3-385**):

- ◆ radialbelastetes Kugelgelenk (Führungslenk),
- ◆ axialbelastetes Kugelgelenk (Traggelenk).

Je nach dem Einsatzort werden sie unterteilt in:

- ◆ Radgelenke (Führen, Tragen),
- ◆ Spurstangengelenke (Lenken s. Abschnitt 3.4.3),
- ◆ Stabilenkerlenke (Wanken s. Abschnitt 3.5.2.3).

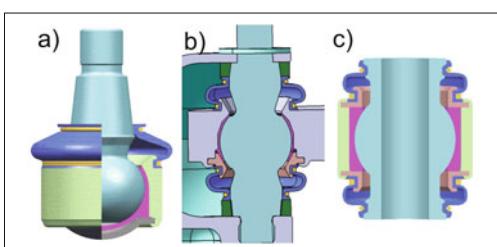


Bild 3-384: Kugelgelenkzapfenarten [48]: a) mit einem Zapfen, b) mit Doppelzapfen, c) ohne Zapfen (Hohlkugel)

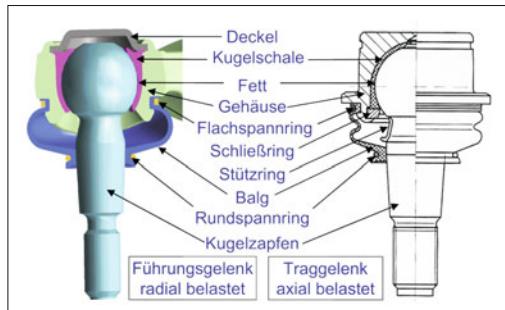


Bild 3-385: Aufbau der radial und axial belasteten Kugelgelenke [48]

Betrachtet man Kugelgelenk und Lenker zusammen, dann kann das Kugelgelenk mit eigenem Gehäuse mit dem Lenker fest verbunden sein (geschraubt, genietet, verschweißt, eingepresst) oder der Lenker bildet das Gelenkgehäuse. Dementsprechend heißen die Kugelgelenke Flanschgelenk, Einpressgelenk, Schraubgelenk (s. Bild 3-408) oder gebautes Gelenk (s. Bild 3-381).

Die Fertigungsart des Gelenkgehäuses ist auch von Bedeutung. Es kann gegossen, geschmiedet, kaltfließgepresst, gedreht, aus Blech gestanzt bzw. gezogen sein. Das gedrehte Gehäuse wird aus Kostengründen nur bei Prototypen oder Kleinstserien eingesetzt. Das Gießen ist immer mit Fertigungsfehlern (Lunkern) behaftet und nur mit Überdimensionierung oder mit hohem Kontrollaufwand (Röntgenkontrolle) einsetzbar. Das Schmieden ist das sicherste aber auch teuerste Verfahren, das wie beim gegossenen Rohling ohne mechanische Bearbeitung nicht einsetzbar ist. Durch Feinschmieden lässt sich das Gehäuse ohne Nachbearbeitung einsetzen und kann damit kostensparend sein. Kostengünstiger sind kaltfließgepresste Rohlinge. Ein aus Blech gezogenes Gehäuse ist am günstigsten, ist aber in der Festigkeit nicht so gut wie das geschmiedete oder kaltfließgepresste Gehäuse.

Ein gebautes Kugelgelenk ist bei engen Platzverhältnissen zu empfehlen (s. Bild 3-381). Dieses hat aber den Nachteil der hohen Ersatzteilkosten, wenn ein Kugelgelenk ausgeschlagen ist. Außerdem benötigt es hohe Investitionen für die Fertigung und ist nur bei sehr großem Volumen wirtschaftlich vertretbar.

3.7.3.3 Aufbau der Kugelgelenke

Jedes radführende Kugelgelenk (**Bild 3-385**) im Fahrwerk hat ein Stahl- oder Aluminiumgehäuse und einen Stahlkugelzapfen, welche die Kräfte übertragen und die Drehbewegungen zulassen. Dazu kommen eine wartungsfreie Kugelschale aus Kunststoff und ein Schmiernittel, um den Verschleiß zu minimieren, die Reibung zu reduzieren und die Fertigungstoleranzen auszugleichen. Des Weiteren einen Gummi- oder Elastomer-Dichtungsbalg, der das Eindringen von Schmutz und Feuchtigkeit in die Lagerstelle verhindert.

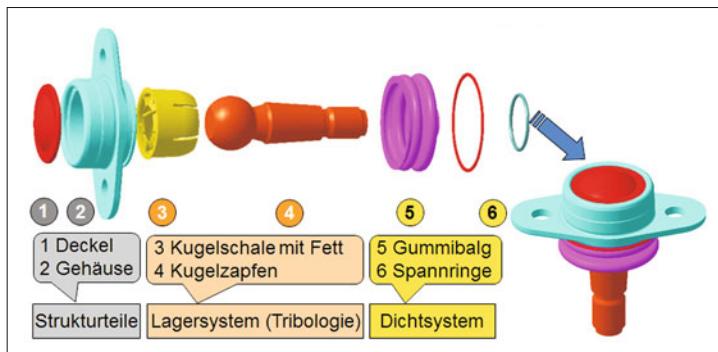


Bild 3-386:
Einzelteile des Kugelgelenkes
mit den zugehörigen physikalischen Systemen

dert. Bild 3-386 zeigt die Einzelteile des Kugelgelenkes mit den zugehörigen physikalischen Systemen.

Strukturelemente (Gehäuse, Zapfen, Deckel)

Das Gehäuse und der Kugelzapfen leiten die Gelenkkräfte zu den benachbarten Teilen und werden als Strukturelemente bezeichnet. Wegen der hohen Kräfte werden diese Elemente vorwiegend aus hochwertigem Stahl hergestellt, obwohl als Leichtbauversion auch wärmebehandeltes Aluminium als Gehäuse eingesetzt werden kann. Kugelzapfen als Leichtbaukegelzapfen aus Titan sind möglich, aber wegen hoher Materialkosten des Titans nicht in Serienfahrzeugen zu finden.

Da Kugelgelenke sicherheitsrelevante Teile sind, müssen sie besonders sorgfältig und mit großen Sicherheitsfaktoren ausgelegt und gefertigt werden. Die auftretenden Wechselbelastungen erfordern, dass sie dauerfest sind, d. h., 10 Millionen Lastwechsel aushalten (Wöhlerkurven). Es ist eine wichtige Anforderung, dass bei einer Überlastung (Missbrauch, Unfall) diese Teile sich plastisch deformieren (Biegen) aber nicht brechen. Daher muss der Werkstoff, besonders für den Kugelzapfen, eine Dehnung von mindestens 20 % aufweisen.

Kugelgelenkgehäuse

Das Kugelgelenkgehäuse ist ein eigenständiges Bau teil, kann aber auch in den Lenker (seltener in den Radträger) integriert werden (eingebautes Kugelgelenk). Das Gehäuserohteil ist geschmiedet, kaltfließ gepresst oder aus Blech tiefgezogen (Bild 3-387). Grauguss wird bei modernen Pkw-Fahrwerken wegen der niedrigen Werkstofffestigkeit und Lunkergefahr selten eingesetzt. Der übliche Werkstoff für das Gehäuse ist 30MnVS6.

Innenkontur, Balgnuten und Gehäuseöffnungen werden mechanisch bearbeitet. Die Bearbeitungstoleranzen liegen unter 0,1 mm. Die mechanische Bearbeitung und Beschichtung können mehr kosten als das Rohteil selbst. Eine Wärmebehandlung des Gehäuses aus Stahl ist nicht notwendig, weil die Spannungen im Gehäuse deutlich niedriger sind als im Kugelzapfen. Jedoch kann die Wärmebehandlung bei einem Gehäuse aus Aluminium unerlässlich sein. Die Bearbeitungskosten werden gespart, wenn das Gehäuse aus Blech tiefge-



Bild 3-387: Kugelgelenkgehäuse, kaltfließgepresst

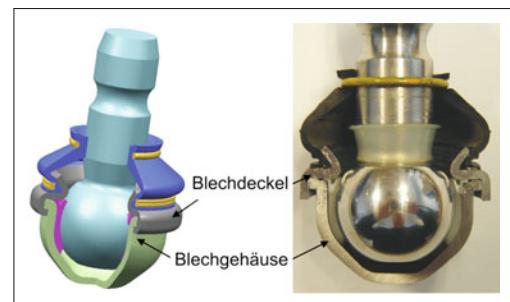


Bild 3-388: Kugelgelenkkartusche mit tiefgezogenem Blechgehäuse [48]

zogen wird. Insbesondere die sogenannte „Gelenkkartusche“ bietet sich als kostengünstigstes Kugelgelenk an (Bild 3-388).

Um auf die mechanische Bearbeitung verzichten zu können, kann auch eine zweiteilige Gehäuse-Kartusche kaltfließgepresst werden und ein Flansch aus Stahlblech gestanzt und durch Eindrücken zusammen gefügt werden (Bild 3-389).

Die äußere Oberfläche des Gehäuses muss gegen Korrosion geschützt sein. Die einfachste und billigste Methode ist die Phosphatierung, die jedoch nicht

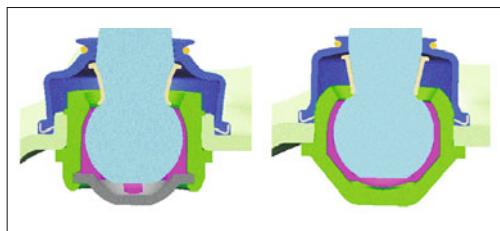


Bild 3-389: Kugelgelenkkartusche mit aus Stahlblech gestanztem Flansch [48]

zeitgemäß ist. Kostengünstige Beschichtungen sind die Kathodische Tauchlackierung (KTL) (240 h Salz-Sprühtest) oder die Zink-Eisen-Beschichtung (bis zu 600 h Salz-Sprühtest). Eine Zink-Eisen-Beschichtung ist ca. 50 % teurer als eine KTL-Beschichtung. Ein besserer Korrosionsschutz ist durch Zink-Nickel (ZnNi) oder durch organische Beschichtungen wie „Geomet“ erreichbar, kostet aber das 2,4-fache (ZnNi) bis 3-fache (Geomet) gegenüber der KTL. Alle diese Beschichtungen beinhalten, wie in den Umweltschutzrichtlinien gefordert, keine Chrom-6-Anteile.

Kugelzapfen

Der Kugelzapfen ist das am höchsten belastete Bauteil jedes Kugelgelenkes, daher wird er aus dem hochfesten Stahl 41Cr4 durch Kaltfließpressen hergestellt. Er besteht aus einem Kugelkopf und einem Zapfen, beide sind über einen dünnen Hals miteinander verbunden. Die Verjüngung ist notwendig, damit der gewünschte Winkelaußschlag bis $\pm 30^\circ$ erreicht wird. Dabei muss die entsprechende Gehäuseöffnung immer noch kleiner bleiben als der Kugeldurchmesser, um die sogenannte metallische Überdeckung zu gewährleisten; je größer diese Überdeckung ist, desto größer ist die Zapfenausziehkraft.

Der Kugelzapfen wird hauptsächlich auf Biegung beansprucht. Da das Biegemoment in der Kugelmitte Null und am Hebelaugenbereich ein Maximum aufweist, wird die Kugelhalskontur entsprechend einer parabolischen Linie ausgelegt (**Bild 3-390**).

Ist der Konturverlauf außerhalb dieser Linie, ist eine Dauerfestigkeit bei minimalen Materialeinsatz sichergestellt. In diesem Fall liegt für den gesamten Halsbereich die gleiche Spannung vor. Die Dauerfestigkeit des Halses kann deutlich erhöht werden (oder der Halsdurchmesser reduziert werden) durch die Induktivkhärtung des Zapfens, die jedoch die Kosten steigert, weil der Zapfen nach der Wärmebehandlung 100 % nach Rissbildung geprüft werden muss.

Das Kugelherstellverfahren ist in der letzten Zeit so verfeinert, dass für die Massengelenke auf eine mechanische Bearbeitung verzichtet werden kann. Die Kugeloberfläche muss jedoch weiterhin durch Rollieren auf die notwendige Toleranz und Oberflächengüte gebracht werden. Es wird auch an Gewicht gespart, indem die Kugel halbhohl gestaltet wird (**Bild 3-391**). Die Kugel ist für die Gelenkfunktion der wichtigste

und von den Fertigungstoleranzen her ($\pm 0,05$ mm) das genaueste Teil. Auch muss ihre Kugelform gleichmäßig sein (Kugelformtoleranz), um das gleichmäßige Gleiten in alle Drehrichtungen zu ermöglichen.

Die Oberflächenrauigkeit hat eine hohe Bedeutung. Ist sie zu glatt oder zu rau, dann steigen die Reibungswerte (hohe Dreh- bzw. Kippmomente), deshalb wird die Kugelfläche nach dem Drehen zusätzlich rolliert.

Die Kugeloberfläche ist nicht hoch belastet, weil hier die Belastungsgrenze durch die weiche Kunststoffschale bestimmt wird.

Die Kugel hat auf ihrer Stirnseite eine Polfläche, die bei bestimmten Kugelherstellungsverfahren notwendig sein kann. Eine volle Kugel ist nur für axial belastete Gelenke von Bedeutung (Trag-, Axialgelenk); aber auch hier ist eine kleine Polfläche mit weniger als 10 % des Kugeldurchmessers zulässig.

Die Kugeloberfläche bleibt blank, um die beste Tribologie (Gleit- bzw. Verschleißeigenschaften) zu erreichen. Auch wenn der Zapfen beschichtet wird, muss

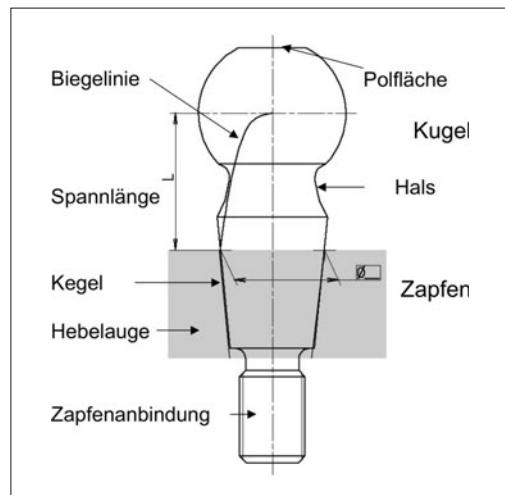


Bild 3-390: Kugelzapfenauslegung [48]

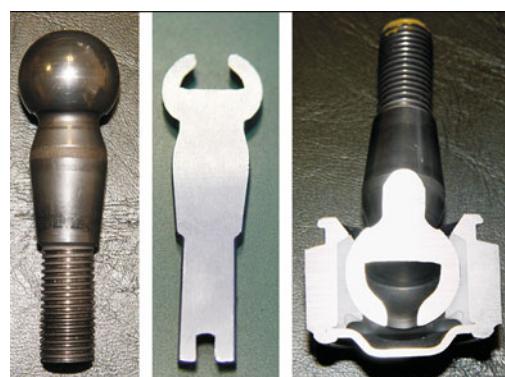


Bild 3-391: Kaltfließgepresster Hohlkugelzapfen [48]

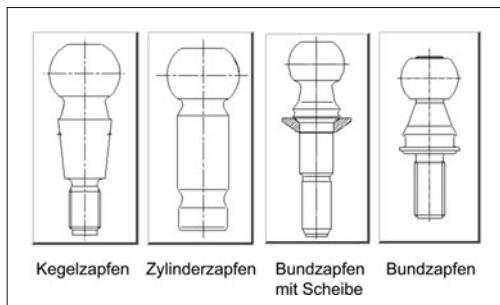


Bild 3-392: Kugelzapfenarten [48]

die Beschichtung an der Kugel wieder abgetragen bzw. poliert wird, oder bei der Beschichtung die Kugel abgedeckt sein. Eine Beschichtung der Kugel wird manchmal gegen Korrosion gefordert.

Der Kugelzapfen ist die Verbindungsstelle zum Hebelauge am Radträger. Es gibt drei Zapfenformen: Kegel-, Zylinder- und Bundzapfen (**Bild 3-392**).

Der zylindrische Zapfen hat eine 1/3 Nut in Mitte der Hebelaugenhöhe. Das Hebelauge hat einen Schnitt mit einer Querbohrung. Nachdem der Zapfen in das Auge geführt wird, wird eine Klemmschraube durch diese Querbohrung eingesteckt. Die Schraube führt durch die Nut und fixiert den Kugelzapfen in dieser genau definierten Position. Durch das Zudrehen der Klemmschraube wird der Zylinderzapfen im Hebelauge festgeklemmt (**Bild 3-393**).

Ein zylindrischer Zapfen mit Klemmschraube benötigt weniger Platz in der Höhe und im Durchmesser, da die Kugelmitte immer in genauem Abstand zum Hebelauge steht. Der Nachteil ist ein schnelles Eindringen der Feuchtigkeit durch den Schlitz bis zur Balgabdichtung, die zur Korrosion und dann zur Beschädigung der Abdichtung und damit des Gelenkes führt. Ein stehendes Gelenk (Zapfen zeigt nach oben) ist dabei besonders gefährdet.

Beim Kegelzapfen ist die Augenbohrung größer und besitzt die Form eines Kegels. Der Zapfen hat an seinem Ende ein Gewinde und eine Schlüssellochfläche zum Festhalten beim Schrauben und ist deshalb länger als der Zylinderzapfen. Ein Nachteil besteht allerdings in der größeren Abstandstoleranz, weil jeder Millimeter Toleranz der Kegelbohrung die mehrfache Toleranz im Abstand zum Hebelauge bedeutet. Der Kegelzapfen ist dem Zylinderzapfen vorzuziehen, weil hier die Gefahr

der Korrosion mit anschließender Undichtigkeit deutlich geringer ist (**Bild 3-392**).

Wenn das Hebelauge aus einem weichen Werkstoff (z. B. Aluminium) besteht, braucht man eine größere Kontaktfläche, damit die Flächenpressung (Schraubenanziehkraft / Kontaktfläche) möglichst niedrig ist. In solchen Fällen werden Bundzapfen eingesetzt, auf die zusätzlich eine Kegelscheibe mit großem Durchmesser und Kegelwinkel (90° oder 120°) vorgesetzt wird, um die Kontaktfläche zu vergrößern.

Überall da, wo zwei unterschiedliche Werkstoffe in Kontakt sind, muss die Kontaktkorrosion verhindert werden, indem mindestens ein Teil beschichtet wird. Daher sind alle Stahlteile, die mit Aluminium in Kontakt sind, z. B. mit Geomet zu beschichten. Die Zapfenoberfläche wird sehr häufig gegen Korrosion beschichtet. Bei Radialgelenk- und Traggelenkzapfen sowie Kugelhülsen werden Nitrierschichten (QP, QPQ) eingesetzt.

Deckel und Schließring

Neben Gehäuse und Kugelzapfen hat jedes Kugelgelenk auch einen Deckel auf dem Gehäuseboden (radial belastete Gelenke) oder einen Schließring an der Zapfenoöffnung (axial belastete Gelenke), um das Gelenk nach der Montage zu schließen (s. Bild 3-385). Diese Elemente übernehmen die Zug- bzw. Druckkräfte, die am Zapfen wirken.

Der Deckel ist ein rundes Stanzteil aus Stahlblech mit einer Wölbung, um die Stabilität zu erhöhen. Der Deckel wird nach der Montage des Zapfens mit der Schale in eine Stufenbohrung im Gehäuse eingelegt und eingerollt. Beim Einrollen wird die Schale in Axialrichtung zwischen Deckel und Gehäuse geklemmt, damit sie sich nicht drehen kann.

Der Schließring ist ein Drehteil und wird bei axialbelasteten Gelenken in umgekehrter Richtung eingelegt und ebenfalls eingerollt.

3.7.3.4 Lagersystem (Schale, Fett)

Zwei Bauteile, die sich berühren und relativ zueinander beweglich sind, haben eine gemeinsame Kontaktfläche (ggf. nur Linie oder Punkt) und bilden damit ein Lagersystem. Bedingt durch die Relativbewegung entsteht in jeder Lagerung Reibung und Verschleiß. Die Lehre von Reibung und Verschleiß heißt „Tribologie“. Ziel der Tribologie ist, die Reduzierung von Reibung und Verschleiß und damit Minimierung der Energieverluste, Verbesserung der Funktion und Verlängerung der Lebensdauer zu erreichen.

Frühere Kugelgelenke hatten eine gehärtete Stahlkugel und Stahlpfanne als Lagerpaarung, die ständig geschmiert werden musste. Um 1940 wurde die erste wartungsfreie Kugelgelenk eingeführt, indem die Stahlpfanne durch eine Kunststoffschale ersetzt wurde. Diese Lagerung hatte zwar eine niedrigere Belastbarkeit, brauchte aber keine Nachschmierung, war ohne Zusatzeile spielfrei herstellbar und deutlich kostengünstiger. Außerdem kann durch das Tempern

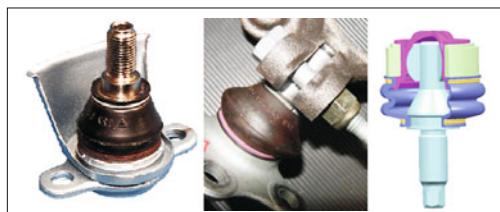


Bild 3-393: Kegel-, Zylinder- und Bundzapfen [48]

die Kunststoffschale die Fertigungstoleranzen von Kugel und Gehäuse ausgleichen. Heute werden alle Kugelgelenke im Pkw-Fahrwerk nach diesem Prinzip hergestellt und sind wartungsfrei. Es ist aber darauf zu achten, dass weder Schmutz noch Feuchtigkeit in das Gelenkkernere eindringen können. Dies sicherzustellen ist wiederum die Aufgabe des Dichtsystems.

Grundlagen der Tribologie

Sind zwei Festkörper in Berührung, existiert auch eine Normalkraft. Da die Flächen nie absolut glatt sind, stützen sie sich auf dem höchsten Punkt aufeinander ab. Wird die Normalkraft größer, werden die Spitzen soweit deformiert, bis die sinkende Flächenpressung den zulässigen Wert erreicht hat. Bewegen sich nun die Berührungsflächen relativ zueinander, hakeln sie sich in neuen Spitzen ein und es entsteht eine Widerstandskraft gegen die Relativbewegung, die als Reibkraft bekannt ist.

Das Beanspruchungskollektiv wird bestimmt durch Kinematik, Normalkraft, Geschwindigkeit, Temperatur und Beanspruchungsdauer. Die Bewegung unter Normalkraft verursacht Reibung und Verschleiß.

Als Reibungsmechanismen werden die im Kontaktbereich auftretenden bewegungshemmenden und energieverbrauchenden Elementarprozesse der Reibung bezeichnet. Die Einteilung der unterschiedlichen Reibungsmechanismen zeigt das Bild 3-394.

Die wichtigsten Kenngrößen der Reibung sind Kontaktgeometrie, Flächenpressung, Werkstoffpaarungen, Eingriffverhältnis der Kontaktparameter und natürlich Schmierdicke/Rauheits-Verhältnis.

Für das Entstehen von Verschleiß in Form loser Partikel oder plastischer Deformation der Oberfläche, muss die Materialbeanspruchung die materialabhängigen zulässigen Grenzen überschreiten. Bild 3-395 zeigt die grundlegenden Verschleißmechanismen.

Die Schmierung ist das wirksamste Mittel, um die Reibung und den Verschleiß zu reduzieren. Solange Überbeanspruchungen vermieden werden, bleibt ein Schmierfilm zwischen den Festkörperflächen bestehen und verhindert die Adhäsion. Auch die Vermeidung von Metall/Metall-Paarungen, statt dessen Kunststoff/

Metall oder Keramik/Metall vermindert die negativen Einflüsse der Reibung und des Verschleißes. Nicht zuletzt deshalb haben Kugelgelenke bevorzugt eine Stahl/Kunststoff-Paarung.

Aus einer Vielzahl von Kunststoffsorten ist POM (Polyoxymetylen) der gängigste und bestgeeignete Werkstoff, weil er einen sehr niedrigen Reibkoeffizienten und eine niedrige Verschleißrate hat.

Der Reibwert multipliziert mit der Normalkraft ergibt die Reibkraft. Die Reibkraft ist dann die maßgebende Größe für die Drehmomente im Kugelgelenk. Der Reibwert und der Verschleiß sind von mehreren Parametern abhängig.

Der Reibwert „ f “ ist eine Funktion von:

- ◆ Geschwindigkeit (v): 0,01 bis 60 mm/s,
- ◆ Rauheit (R_z) und Glanz (R_d),
- ◆ Last (F) bzw. Flächenpressung (p): 10 bis 500 N / 20 bis 90 MPa,
- ◆ Material: POM, PA, PEEK, PPA, PEI,
- ◆ Fett: mineralisch oder synthetisch,
- ◆ Oberfläche, Oberflächenchemie: Stahl, Fe(NC),
- ◆ Kugelschalen-Rauheit (R_z): Kugelschale,
- ◆ Temperatur (T): -40 bis +90 °C.

Der Verschleiß „ s “ ist eine Funktion von:

- ◆ Rauheit (R_z) und Glanz (R_d).
- ◆ Herstellparametern z. B. Glättdruck ($p_{\text{glätt}}$), Formabweichung usw.

Die Reibung nimmt mit steigender Geschwindigkeit ab. Für die Rauigkeit der Kugeloberfläche gibt es ein Optimum: ist die Rauigkeit niedrig, so dominieren adhäsive Reibungs- und Verschleißprozesse, bei großer Rauigkeit herrschen deformative und abrasive Prozesse vor. Der R_{dq} Wert der Oberflächenrauigkeit ist ein besserer Indikator für die Reibung als R_z . R_{dq} gibt die Steigung der Rauigkeitskurve in % an. Eine niedrige %-Zahl bedeutet eine glänzende Oberfläche und eine hohe Zahl eine matte Oberfläche (Bild 3-396). Je kleiner R_z ist desto glatter ist die Oberfläche und je höher R_z ist, desto rauer wird sie.

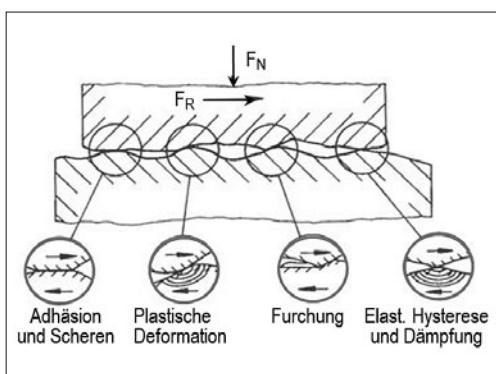


Bild 3-394: Tribologie: Reibmechanismen [92]

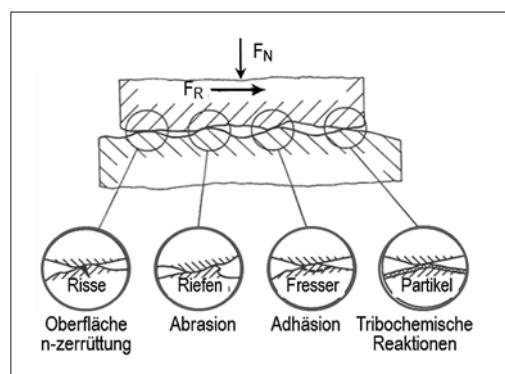


Bild 3-395: Tribologie: Verschleißmechanismen [92]



Bild 3-396: Rauigkeit und Glanz der Oberfläche

Schmierstoffe (Fette)

Schmierstoffe dienen zur Reibungs- und Verschleißminderung. Sie werden als Schmieröle (flüssig), Schmierfette (zäh) oder als Festschmierstoffe (Graphit, MoS₂, PTFE) eingesetzt. Für die Kugelgelenke werden ausschließlich Schmierfette verwendet, weil diese für die wartungsfreien Anwendungen besser geeignet sind als die flüssigen Öle. Schmierstoffe zeigen bei mittleren Belastungen und hohen Geschwindigkeiten eine bessere Wirkung als Festschmierstoffe.

Schmierfette bestehen aus einem Schmieröl mit Additiven oder einer Seife als eindickendem Stoff. Die Seife liegt in der Regel faserförmig als Gerüst vor, in dem das Schmieröl festgehalten wird. Nach Art der Seife unterscheidet man Natrium-, Lithium-, Calcium-, Aluminium- und Bariumfette. Die im Kugelgelenk eingesetzten Fette haben Lithium als Seife, weil dies den Temperaturbereich -40 bis 140 °C abdeckt und wasserbeständig ist. Die schlechten Korrosionsschutzeigenschaften lassen sich durch Zusatz von bestimmten Wirkstoffen (Additive) verbessern.

Das flüssige Öl ist entweder mineralisch oder synthetisch. Das synthetische Öl ist gegen Temperaturschwankungen resistenter, hat niedrigere Reibkoeffizienten, eine längere Lebensdauer und zeigt vor allem eine deutlich geringe Stick-Slip-Neigung.

Eine wichtige Aufgabe des Fettes ist die Reduzierung des Stick-Slip-Effektes. Es gibt zwei unterschiedliche Reibwerte: der statische Reibwert, der vorliegt solange keine Relativbewegung stattfindet und der dynamische Reibwert, der einsetzt sobald die Relativbewegung anfängt. Der statische Reibwert ist immer höher als der dynamische. Wenn am Kugelzapfen ein externes Drehmoment wirkt, herrscht zuerst der höhere statische Reibwert und solange das Drehmoment nicht höher ist als das Reibmoment, bewegt sich der Kugelzapfen nicht. Erst wenn es größer wird, wird der Zapfen losgedreht und es wirkt der niedrigere, dynamische Reibwert und das zum Bewegen notwendige Drehmoment wird kleiner. Wird es so gering, dass die Bewegung nicht aufrechterhalten werden kann, steht der Kugelzapfen und es herrscht wieder der statische Reibwert. D. h., dass der Kugelzapfen eine ständig unterbrochene Bewegung ausübt. Dabei entstehen innere Spannungen, die bei jedem Losdrehen frei werden und sich als unangenehme Knurrgeräusche bemerkbar machen können. Dieses Phänomen wird als „Stick Slip“

beschrieben. Je größer der Unterschied zwischen den statischen und dynamischen Reibwerten ist (etwa ab zweifach), desto deutlicher wird dieser Effekt.

Kugelschale

Polymere Werkstoffe (thermoplastische Kunststoffe) besitzen einige Eigenschaften, die für die tribologische Beanspruchung günstig sind:

- ◆ niedrige zwischenmolekulare Bindungskräfte, dadurch niedrige Adhäsions- und Reibungskräfte,
- ◆ hohe Korrosionsbeständigkeit, dadurch Einschränkung von tribologischen Reaktionen,
- ◆ hohe Schwingungsdämpfung.

Dem stehen folgende Nachteile gegenüber:

- ◆ geringe Härte, dadurch niedriger Widerstand gegen Abrasion,
- ◆ starke Zunahme von Verschleiß und Kriechen bei steigenden Temperaturen,
- ◆ geringe thermische Leitfähigkeit, dadurch schlechte Ableitung der Reibungswärme.

Aus den oben genannten Vorteilen wird zwischen Kugel und Gehäuse eine dünne Schicht von thermoplastischen Polymeren eingesetzt; die Kugelschale.

Folgende Eigenschaften der Kugelschale bestimmen die Gelenkqualität:

- ◆ Werkstoffsorte und dessen Hersteller,
- ◆ Additive im Granulat,
- ◆ Design, Schalenkonzept,
- ◆ Wandstärke, Maß-, Form-, Lagetoleranzen,
- ◆ Schlitz- und Fetttaschengestaltung,
- ◆ Verdrehsicherung,
- ◆ Einspritzpunkt des Kunststoffs,
- ◆ Einfallstellen beim Abkühlen,
- ◆ Kristallstruktur, Entformbarkeit,
- ◆ Lagerung bis zum Einbau im Gelenk.

Als Kugelschalenwerkstoff werden POM (Polyoxymetylein), PA (Polyamid) oder selten PEEK (Polyetherketon) verwendet. POM-A ist der Standardwerkstoff wegen der niedrigen Reibungs- und Verschleißwerte, sehr hoher Belastbarkeit und Formbeständigkeit sowie geringer Wasseraufnahme. Außerdem wird die Kugelschale mit einer Vorspannung in das Gelenk eingebaut, die nach der Montage durch Tempern (halten des Gelenkes bei 100 °C ca. 1 Stunde), d. h. durch Fließen (Kriechen) des Kunststoffes wieder abgebaut wird. Damit werden die Fertigungstoleranzen ausgeglichen.

Die getemperten Kugelgelenke haben ein niedriges, in einem engen Toleranzband gehaltenes Drehmoment. Damit das Material fließen kann, darf die Wandstärke 1,5 mm nicht unterschreiten und muss mindestens einen Schlitz aufweisen. Die zulässigen Drehmomente sind vom Kugeldurchmesser abhängig (größere Durchmesser haben höhere Drehmomente). Für den 27er Durchmesser darf z. B. das Losdrehmoment „Md“ 9 Nm nicht überschritten und die Drehmomente „Md“ müssen zwischen 1 und 4 Nm liegen.



Bild 3-397: Bügelschale mit zwei Schlitzen

Die Eigenschaft von POM, bei höheren Temperaturen zu kriechen, ist gleichzeitig sein Nachteil; es ist nicht über 80–85 °C belastbar. Wenn das Gelenk unter Last steht und die Umgebungstemperatur länger als eine Stunde über 90 °C bleibt, fließt der Kunststoff plastisch, dadurch entsteht eine unzulässige Elastizität sowie freies Spiel. Diese Gefahr ist bei den Mehrschlitzschalen größer als bei den Bügelschalen (**Bild 3-397**), die nur zwei Schlitz haben.

Bei diesem Schalendesign wird, zusammen mit gezieltem Temperiern, eine Temperatur bis zu 100 °C zugelassen. Bei noch höheren Temperaturen (bis 140 °C) werden PEEK-Schalen eingesetzt, die jedoch deutlich teurer sind und noch engere Fertigungstoleranzen an Kugel und Gehäuseinnenkontur erfordern.

PA 66 mit 30 % Glasfaseranteil wird trotz etwas höherer Belastbarkeit selten als Schalenwerkstoff eingesetzt, weil es schlechtere Reibungs- bzw. Verschleiß-eigenschaften und höhere Wasseraufnahmewerte besitzt.

Die Kugelschale ist das schwächste Glied bei der Belastung des Gelenkes, besonders bei hohen Temperaturen, weil die zulässige Flächenpressung rapide absinkt, wenn der Werkstoff zu fließen anfängt. Deshalb ist es sehr wichtig, die richtigen Betriebstemperaturen zu kennen. Bei der Auslegung des Kugeldurchmessers wird die vom Fahrzeughersteller angegebene Last durch die tragende Projektionsfläche der Schale dividiert, um die Flächenpressung berechnen zu können. Die von der Einsatztemperatur abhängige maximal zulässige Flächenpressung muss höher sein als die berechnete. Bei der Ermittlung der Tragfläche ist nur der tragende Anteil der Schale in der Krafrichtung zu berücksichtigen (ohne Schlitz, Fetttaschen usw.).

Das spielfreie Kugelgelenk wird durch ein gezieltes Vorspannen erreicht. Die Vorspannung wird erzeugt, indem der Spalt zwischen Kugel und Gehäuseinnenkontur etwas kleiner ist als die Dicke der Kugelschale. D. h., die Kugelschale hat auch ohne Gelenkbelastung, eine definierte innere Spannung. Da das Drehmoment der Kugel proportional mit der Normalspannung steigt, darf sie eine enge Bandbreite nicht verlassen. Dies wird durch engere Toleranzen an Kugel/Schale/Gehäuse (enge Toleranz → hohe Fertigungskosten) und der axialen Schließkraft beim Einrollen des Deckels sichergestellt. Tempern ist dann die letzte Möglichkeit, die Vorspannung zu korrigieren.

Die Kugelschale muss demnach folgendes aufweisen:

- ♦ eine thermoplastische Kunststoffsorte mit sehr guten Gleit- und Verschleißeigenschaften, geeignet für Betriebstemperaturen –40 bis +80 °C,
- ♦ eine genaue kugelige Innenkontur, damit die Belastung voll getragen wird,
- ♦ gleichbleibende Schalendicke $1,5 \pm 0,5$ mm,
- ♦ Freimachung im Äquatorbereich, um unnötig hohe Drehmomente zu vermeiden,
- ♦ geringe Anzahl von Schlitzten (notwendig für Entformung aus dem Spritzgusswerkzeug),
- ♦ einen idealen Einspritzpunkt, festgelegt nach Moldflow-Simulation,
- ♦ Schmiernuten, wo das Fett sich sammeln und verteilen kann,
- ♦ Verdreh sicherung im Gehäuse,
- ♦ enge Toleranzen ($< 0,1$ mm),
- ♦ Vorhaltungen an Werkstoffanhäufungen,
- ♦ Unabhängigkeit von unterschiedlichen Nestern und Werkzeugen,
- ♦ keine Gefahr der Rissbildung beim Einschnappen der Kugel,
- ♦ Konditionieren (Warmauslagerung) gleich nach dem Spritzen.

Da jedes Kugelgelenk versagt, sobald Schmutzpartikeln und Feuchtigkeit in das Lagersystem eindringen (Korrosion der Kugelfläche!), kann man die Notlauf-eigenschaften beachtlich verbessern, indem an die Schalenöffnung eine Abstreiflippe aus Gummi integriert wird. Sie streift die Schmutzpartikel und den Wasserfilm ab und verhindert deren Eindringen in die Reibungszone zwischen Kugelschale und Kugel (**Bild 3-398**). Außerdem benötigt die Schale keine Schlitz mehr, die die Belastbarkeit verbessern. Sie muss jedoch für die Montierbarkeit zweiteilig gestaltet werden. Die Mehrkosten durch die zusätzliche Ringhälfte mit Gummilippe verteuern das Kugelgelenk.

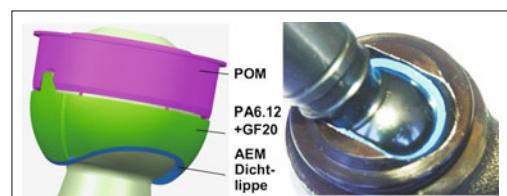


Bild 3-398: Kugelgelenk mit Dichtlippe [48]

3.7.3.5 Dichtsystem (Balg, Spannring)

Zwei Teile, die eine durchgehende flächenförmige gemeinsame Kontaktfläche haben und dadurch zwei Medien hermetisch voneinander trennen, können als ein Dichtsystem bezeichnet werden. Dichten ist das Verhindern von Stoffwechsel von einer Seite zur anderen Seite der Dichtstelle. Eine Trennung ist immer

dann erforderlich, wenn die Stoffe an einer Seite die Funktion und die Eigenschaften an der anderen Seite beeinträchtigen. Das Lagersystem jedes Kugelgelenkes benötigt eine Abdichtung nach außen, weil Schmutzpartikel, Staub, Flüssigkeiten, Feuchtigkeit, die sich in der Umgebung der Achse befinden, zwischen Kugel und Schale eindringen und zuerst die Reibmomente erhöhen können. Mit der Zeit trägt das zum Verschleiß der Schale bei und verursacht eine Korrosion der Kugel. Dadurch entsteht ein freies Spiel und das Kugelgelenk beginnt unter der einwirkenden Wechselbelastung zu klappern. Wird das Spiel größer, so besteht die Gefahr, dass die Kugel aus dem Gehäuse herauspringt. Auch kann die Korrosion am Kugelzapfen den Halsquerschnitt soweit schwächen, dass der Zapfen an dieser Schwachstelle bricht. Diese unerwünschten Wirkungen werden durch einen elastischen Balg vermieden, der die Öffnung zwischen Gehäuse und Zapfen abdichtet.

Grundlagen der Abdichtung

Es gibt statische und dynamische Abdichtungen:

- ◆ Die *statische Abdichtung* liegt vor, wenn in der Abdichtstelle keine Relativbewegung auftritt. Diese Abdichtung ist einfacher zu realisieren, weil eine große Vorspannung vorgesehen werden kann (keine Reibung, Verschleiß und Temperaturrentwicklung), die dann die Dichtwirkung unterstützt.
- ◆ Die *dynamische Abdichtung* ist vorhanden, wenn die Dichtung auf dem abzudichtenden Körper gleitet. Hier verursacht eine zu hohe Vorspannung unzulässige Reibung, Verschleiß und Zerstörung der Dichtlippe.

Für das Kugelgelenk braucht man an einer Seite eine statische und an der anderen Seite eine dynamische Abdichtung. Die beiden Dichtstellen werden mit einem Balg verbunden, damit die sphärische Bewegung des Kugelzapfens relativ zum Gelenkgehäuse nicht beeinträchtigt wird.

Da gehäuseseitig der Reibradius und damit der potenzielle Verschleißweg größer ist, wird die statische Abdichtung immer dort und die dynamische Abdichtung immer zapfenseitig angeordnet.

Der wichtigste Funktionsbereich des Balges sind die mit der Oberfläche der rotierenden Zapfen in Kontakt stehenden Dichtlippen. Über das Zusammenspiel zwischen radialem Vorspannung des Spannringes und des Balgmaterials, zusammen mit der radialen und axialen Vorspannung aus der Mantelfläche heraus, ergeben sich die Flächenpressungen zwischen Dichtlippe und Kugelzapfen. Deren Konstanz unter Einfluss der Gelenkbewegungen und Umwelteinflüsse ist entscheidend für die Dichtwirkung des Balges:

- ◆ Die Anpresskraft der Dichtlippen darf nie unter einen Minimalwert absinken, darf aber auch nicht zu hoch sein, damit Reibung und Verschleiß nicht unnötig vergrößert werden.
- ◆ Schmiermittel erhöhen die Lebensdauer und die Dichtwirkung der Dichtlippe.

- ◆ Die Balgkontur ist so auszulegen, dass beim max. Ausschlag an der Dichtlippe auf der Zugseite die minimal erforderliche Flächenpressung nicht unterschritten wird und kein axiales Abheben des Balges vom Hebelauge erfolgt. Ferner darf keine signifikante Zugspannung in der Mantelfläche entstehen, sondern es sollte ein lockerer Faltenwurf unter Druckspannung verbleiben.
- ◆ Die Flächenpressung über der Berührungsfläche der Dichtlippe muss ein Druckmaximum mit steilem Abstieg auf der Fettseite aufweisen und zur Luftseite hin wesentlich flacher verlaufen [93].
- ◆ Die Kontaktfläche muss immer einen Schmierfilm haben und darf nie trocken laufen, sonst wird die Lippe zu heiß und zerstört.
- ◆ Die Oberflächenrauhigkeit des Zapfens darf weder zu rau (um die Reibung und den Verschleiß klein zu halten) noch zu glatt sein (um eine Dauerschmiere sicher zu stellen).
- ◆ Die Zapfenoberfläche muss immer rostfrei bleiben, die Rostpartikel wirken wie ein Schmirgelpapier und zerstören die Dichtlippen sehr schnell.

Die Anforderungen an die statische Dichtung sind andere. Wichtig ist hier, eine möglichst große Vorspannung auf den Dichtbereich zu erzeugen und aufrechtzuerhalten. Es muss eine statische Dichtheit gewährleistet werden und zusätzlich sichergestellt werden, dass sich der Balg nicht durch die aus der Zapfenseite in den Balg eingeleiteten Kräfte und Momente auf dem Gehäuse dreht oder öffnet.

Der dritte Bereich des Balges ist die Mantelfläche, die die beiden Dichtstellen miteinander verbindet und die Gehäuseöffnung hermetisch abdichtet. Die Anforderungen hier sind:

- ◆ ausreichende gestreckte Länge, damit auch beim vollen Ausschlag keine Zugkräfte in den Dichtbereichen entstehen,
- ◆ geeignete Faltenbildung, um die Montierbarkeit und Balgfunktion bei Auswinkelung zu gewährleisten und um eine Kollision mit angrenzenden Bauteilen und Scheuerstellen zu vermeiden,
- ◆ Gummi-, oder PUR-Werkstoff, der gegen Außenwirkungen beständig ist (Temperaturbereich –40 bis 100 °C, beständig gegen Öl, Kraftstoff, Ozon)
- ◆ beständig gegen Steinschlag,
- ◆ undurchlässig gegenüber Feuchtigkeit.

Bild 3-399 zeigt die 2D-FEM-Simulation für die zapfenseitige (dynamische) und gehäuseseitige (statische) Druckverteilung unter der Dichtlippe. **Bild 3-400** zeigt dieses Dichtsystem im Schnitt.

Es gibt drei unterschiedliche Balgtypen: Zwiebelbalg, Tonnenbalg und Doppelfaltenbalg (**Bild 3-401**). Der Zwiebel- oder Tonnenbalg ist kostengünstiger. Ein Doppelfaltenbalg ist bei großen Ausschlagwinkel vorzusehen. Als dynamische Abdichtlippe wird ein 3-faches Labyrinth empfohlen (**Bild 3-402**).

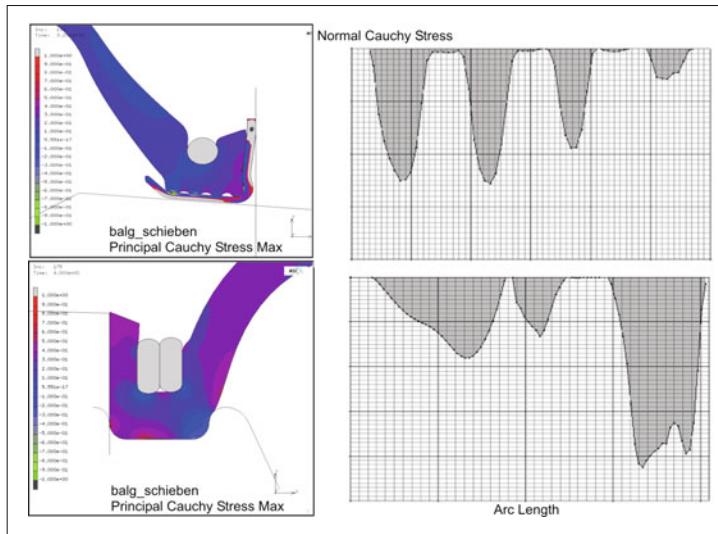


Bild 3-399:
FEM-Simulationen der Druckverteilung unter den Dichtlippen



Bild 3-400: Schnittbild des Dichtsystems mit L-Ring
[48]

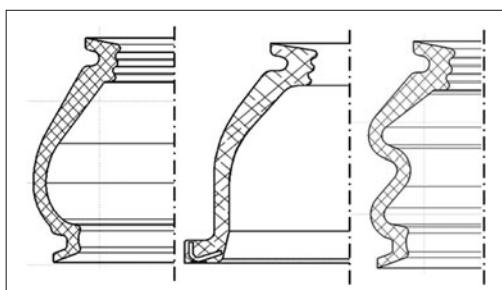


Bild 3-401: Mantelflächengeometrien für Dichtungsbalg (Zwiebelbalg, Tonnenbalg und Doppelfaltenbalg)
[48]

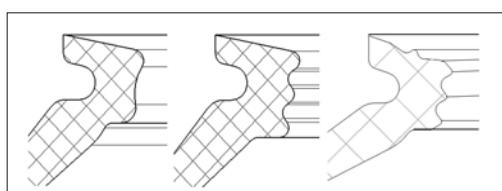


Bild 3-402: Ausführungsformen der Dichtlippe für die dynamische Abdichtung

Die Faktoren, welche die Balgfunktion beeinflussen, sind sehr vielseitig:

- ◆ Werkstoff (Gummisorte, Shorehärte ...),
- ◆ maximal notwendiger Ausschlagwinkel,
- ◆ Bauraum (max. Durchmesser und Höhe),
- ◆ Mantelform; einfache Falte (Zwiebelform) oder Doppelfalte,
- ◆ Wandstärke,
- ◆ Vorspannung und Aufweitung der Spannringe bei der Montage,
- ◆ Öffnungs durchmesser (zapfen-, gehäuseseitig),
- ◆ Temperaturbereich,
- ◆ Faltengeometrie,
- ◆ Entformbarkeit aus dem Formwerkzeug.

Die manuelle Berücksichtigung und Optimierung aller Faktoren sind sehr komplex. Daher wird der Konstrukteur bei der Auslegung des Dichtungsbalgels durch eine Entwicklungssoftware unterstützt, bei der die Anzahl der Einflussgrößen auf ein erforderliches Minimum begrenzt ist.

In einem iterativem Auslegungsprozess, in dem die ausgelegten Dichtsysteme durch 2D- und 3D-FEM-Rechnungen kontrolliert und danach ggf. optimiert werden (**Bilder 3-403 und 3-404**), werden Dichtungs-

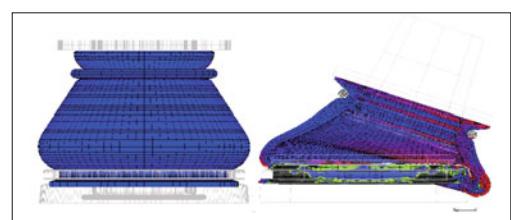


Bild 3-403: 3D-FEM-Simulation des Dichtsystems

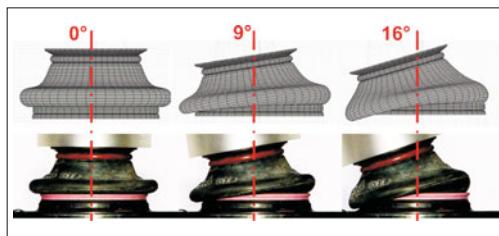


Bild 3-404: Validierung der FEM Simulation [48]

balg, Spannringe und Montageparameter festgelegt. Wenn diese Entwicklungsschritte durchlaufen sind, ist die Wahrscheinlichkeit sehr groß, bei nachfolgender Bemusterung und Prüfung des Dichtsystems keine Ausfälle mehr zu haben.

Spannring und Flachring

Um eine ausreichende Spannkraft über den Umfang der Dichtfläche und die Lebensdauer des Lagers hinweg zu gewährleisten, werden Spannringe eingesetzt, die die Kontaktstellen des Balges zum Zapfen und Gehäuse hin verspannen.

Gehäuseseitig kommen zum Großteil Flachdrahtringe zum Einsatz. Diese bringen ausreichend Vorspannung, wenn sie über bestimmte maximale Durchmesser hinweg montiert werden. Alternativ dazu können einvulkanisierte Ringe benutzt werden, was jedoch Einschränkungen in der Formgebung des Balges mit sich bringt. Diese Einschränkungen führen dazu, dass kleine Zapfendurchmesser möglich sind, oder die Mantelfläche als Tonnenform ausgeführt werden muss, mit den dementsprechenden Einschränkungen des Faltenwurfes, die damit verbunden sind. Der Vorteil des einvulkanisierten Ringes gehäuseseitig ist jedoch die robustere Montierbarkeit, die seltener als beim Flachdrahtspannring zu Problemen führt.

Zapfenseitig kommen je nach Anwendung die unterschiedlichsten Spannringtypen zum Einsatz. Runddrahtringe erlauben eine zuverlässige Vorspannung für Standardfälle. Wenn über einen größeren Durchmesser hinweg montiert werden muss, dann kommen dafür jedoch nur Flachdraht-, PUR- oder Elastomer-Ringe in Frage. Der Vorteil des Flachdrahtringes ist die bes-

sere Konstanz der Vorspannung im Langzeiteinsatz, da dieser durch Temperaturbeanspruchung und Alterung geringere Vorspannkraftverluste erfährt. Für untergeordnete Gelenke wie z. B. Stabillenker werden auch O-Ringe aus Gummi oder aus PUR eingesetzt. Die Spannringmontage bringt häufig Qualitätsprobleme. Deshalb ist es von Vorteil, wenn der Spannring in Form von Federstahl oder Kunststoffringen in das Gummi eingelegt und mit vulkanisiert wird (Bild 3-405). Bei dieser Ausführung lässt sich auch die Balgnut am Gehäuse eliminieren. Es bringt deutliche Vorteile, weil das Gehäuse ohne mechanische Bearbeitung (aus Blech oder als fertigfließgepresstes „ffg“ Teil) hergestellt werden kann.

3.7.3.6 Führungsgelenke

Die *Radführungsgelenke* sind hauptsächlich in Radialrichtung belastete Kugelgelenke. Sie haben die Aufgabe, den Radträger zu führen und in der Vorderachse dessen Drehung um die Lenkkhaxe zu ermöglichen. Die Achsschenkelzapfen der früheren Zeiten mit zwei Drehlagerungen wurden vor ca. 70 Jahren durch zwei Kugelgelenke ersetzt, weil diese kostengünstiger, wartungsfreier und genauer die Aufgabe erfüllen. Jeder Radträger muss mit mindestens zwei Kugelgelenken, von denen eines unterhalb der Radmitte und das andere oberhalb angeordnet sind, geführt werden.

Die Verbindungsleitung der beiden Kugelmitten bildet die Lenkkhaxe (Bild 3-406). Ein drittes Kugelgelenk – Außengelenk der Spurstange – benötigt man, um den Radträger mittels der Spurstange um die Lenkkhaxe drehen zu können.

Für die Hinterachse wird die Spurstange fest am Achsträger gelagert und lässt die Spurinstellung des Rades zu. Für die McPherson-Aufhängung, gilt dies auch, nur ist hier das obere Kugelgelenk durch ein Federbeinlager ersetzt, weil zwei der drei Drehbewegungen sehr klein sind und durch die großvolumigen Gummilager die unmittelbar vom Radträger kommenden vertikalen Schwingungen gedämpft werden.

Die in den Führungsgelenken auftretenden (Radial-) Kräfte (4 bis 8 kN) sind deutlich kleiner als die axialen Tragkräfte in den Traggelenken. Deswegen kommen Führungsgelenke mit kleinen Kugeldurchmessern aus

	Formstabilität	Vorspannungsverlust	Temperatur- und Langzeiteinfluss	Nachstelleffekt	Toleranzempfindlichkeit	Vorspannungsverteilung	Gefahr der Balgbeschädigung	Vorspannkraft abhängig von Montageart	Über große D montierbar	Kosten
Runddrahtring	+	+	+	o	-	o	-	o	-	+
Flachdrahtring	++	+	+	o	-	o	-	-	o	+
Vulkanisierter Ring	++	+	+	-	o	++	++	++	--	-
PUR-Spannring	-	-	--	+	+	+	-	+	++	+
Elastomerspannring	-	-	-	++	+	+	+	+	++	+
Kein Spannring	--	-	-	+	++	-	++	++	+	++

Bild 3-405:

Gegenüberstellung verschiedener Spannringausführungen für den Dichtungsbalg [48]

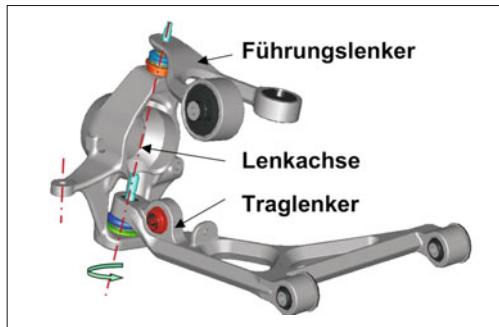


Bild 3-406: Führungs- und Traggelenke an der DQL-Vorderradaufhängung an der Lenkachse



Bild 3-408: Führungsgelenke, Gehäusevarianten [48]

Tabelle 3-5: Spezifikationen für Führungsgelenke

Kugellennmaß	mm	22	25	27
Winkelaußschlag	±°		25	
Außendurchmesser	mm	37	41	43
Gehäusehöhe	mm	20	21,5	23
Bauraumradius	mm	21	23	24,5
Hebelaugenhöhe	mm	14	14	16
Stat. Radialkraft	kN	6,5	8,5	10
Dyn. Radialkraft	kN	3,3	4,5	6
Losbrechmoment	Nm	6	9	10
Drehmoment	Nm		3,5 max.	
Radialelastizität	mm		0,3 max.	
Axialelastizität	mm		0,15 max.	
Temperaturbereich	°C		-40 bis 80	

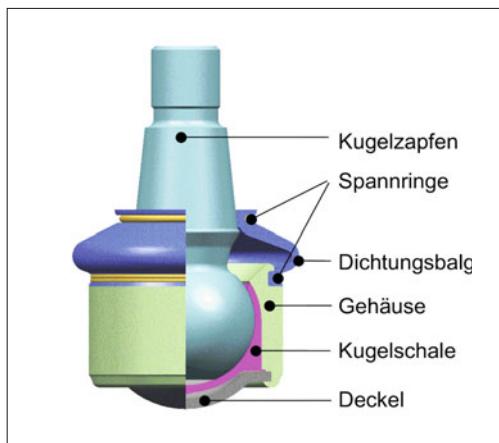


Bild 3-407: Aufbau Führungsgelenk [48]

(standardmäßig 22, 25 und 27 mm, decken alle Pkw-Klassen ab). Das **Bild 3-407** zeigt den Aufbau eines Führungsgelenks: es besteht aus Kugelzapfen, Kugelschale, Dichtungsbalg, Spannringen, Gehäuse und Deckel. Der Deckel gegenüber dem Zapfen ermöglicht die Montage der Schale und des Zapfens. Er wird nach der Montage durch die Rollkante an der Gehäuseöffnung zugerollt (geschlossen).

Die Kugelschale besitzt einen dünnen Rand, der zwischen Gehäuse und Deckel geklemmt wird; einerseits gegen Verdrehen der Schale, anderseits als eine Dichtkante gegen Eindringen der Feuchtigkeit. Die Rollkante der Gehäuseöffnung wird nach der Montage fest auf dem Deckel zugerollt. Die Ausführungsvarianten beziehen sich auf die Zapfenform (Zylinder-, Kegel-, Bundzapfen, s. Bild 3-392) und Gelenkgehäuse (Flansch-, Einpress-, Einschraubgehäuse oder eingebaut im Lenker, **Bild 3-408**). **Tabelle 3-35** zeigt die gängigen Eigenschaften der Führungsgelenke.

Wichtig für die unteren Führungsgelenke sind kompakte Einbaumaße und eine hohe Temperaturbeständigkeit, weil diese oft sehr nahe zur Bremsscheibe stehen. Bei über 100 °C empfiehlt sich ein am Gehäuse



Bild 3-409: Führungsgelenke mit Hitzeschutzbüchsen

integriertes Hitzeschutzbüchsen, um eine direkte Wärmestrahlung zum Balg zu verhindern (**Bild 3-409**).

3.7.3.7 Traggelenke

Die *Traggelenke* übertragen zusätzlich zu den radialen Führungskräften auch die axialen Feder- und Dämpferkräfte. Da diese Kräfte wesentlich höher sind als die Radialkräfte, sind die Traggelenke auch größer als die Führungsgelenke (**Bild 3-410**). Bedingt durch die notwendige Gehäuseöffnung am Zapfhalsbereich ist die metallische Überdeckung in Zugrichtung kleiner als die in Druckrichtung. Deshalb müssen Traggelenke so eingebaut werden, dass die größten Kräfte den Kugelzapfen immer in Druckrichtung belasten. Der Kugelzapfen der Traggelenke hat eine kleine Polfläche und eine Kegelanbindung. Der Gehäuseboden besitzt einen kegeligen Bereich, um die Reibmomente

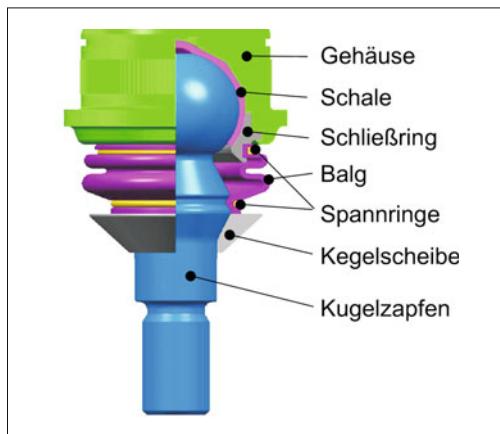


Bild 3-410: Aufbau eines Traggelenks [48]

während der ganzen Betriebsdauer konstant zu halten. Die Kugelschale weist entweder keinen Schlitz auf und wird durch die Montage des Verschlussrings nach innen gedrückt, oder sie weist nur einen Schlitz auf, um die Tragfläche nicht zu verkleinern, damit der Kunststoff der Schale unter Last und bei hohen Temperaturen nicht wegfließt.

Der Schließring als Drehteil hat eine Nut zur Befestigung des Balges und wird nach der Montage durch die Rollkante des Gehäuses fest mit diesem verbunden. Die zwei unterschiedlichen Ausführungen beziehen sich auf die Kugelschalen- und Verschlussvarianten (**Bild 3-411**). Ausführung „S“ ist für höhere Ansprüche und die Ausführung „L“ für die kostengünstigen Einsätzen zugeschnitten. Die Schale für die L-Reihe hat nur einen Schlitz und wird am Kragen, wie bei den Führungsgelenken, zwischen dem Schließring und dem Gehäuse festgeklemmt. Die Nut für den Balg ist im Gehäuse integriert. Damit kann der Verschlussring als kostengünstiges Stanzteil hergestellt werden. Ein

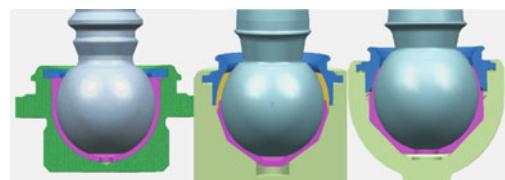


Bild 3-411: Traggelenkausführungen, links: Ausführung „L“, rechts: Ausführung „S“ [48]

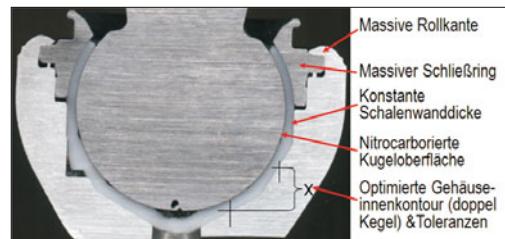


Bild 3-412: Schnittbild eines Traggelenks in S-Ausführung [48]

Schnittbild vom Hochleistungstraggelenk (S-Ausführung) zeigt **Bild 3-412**.

Wichtig bei einem Traggelenk ist die Dauerfestigkeit der Kugelschale. Die Kugelschale darf auch unter den hohen Kräften, Temperaturen und Schlägen nicht wegfließen und kein freies Spiel zulassen, da sich sonst die Kugel gegen das Gehäuse bewegt und ein Versagen des Schließringes verursacht (abgesehen von den Geräuschen, die bereits vorher auftreten). **Tabelle 3-6** zeigt die gängigen Spezifikationen der Traggelenke. Für sehr hohe Belastungen und Temperaturen muss die Kugelschale aus PEEK-Kunststoff hergestellt werden, der eine höhere Fließgrenze (200 °C) hat als POM. Die Gelenke mit PEEK-Schalen sind 20 bis 30 % teurer, weil nicht nur der Kunststoff 20-mal mehr kostet, son-

Tabelle 3-6: Spezifikationen für Traggelenke.

Kugellennmaß Ausführung	mm	30		32		35	
		L	S	L	S	L	S
Winkelaußschlag	±°	21	18	23	26	21	19
Außendurchmesser	mm	49		51		53	
Gehäusehöhe	mm	30		31		32	
Bauraumradius	mm	20		30		30	
Hebelaugenhöhe	mm	22	25	25	29	25	29
Stat. Axialkraft	kN	25		30		39	
Dyn. Axialkraft	kN	6,5	7	8,5		11	
Losbrechmoment	Nm	13	12	14	13	16	14
Drehmoment	Nm	5	3,5	6	4	6	4
Radialelastizität	mm	0,35	0,25	0,35	0,25	0,4	0,3
Axialelastizität	mm	0,2	0,15	0,2	0,15	0,2	0,2
Temperaturbereich	°C			-40 bis 80			

dern auch die Toleranzen der Gehäuseinnenbearbeitung halbiert werden müssen.

3.7.3.8 Hülsengelenke

Hülsengelenke besitzen eine Kugel mit Zylinderzapfen an den beiden Seiten und eine durchgehende Bohrung in der Mitte (**Bild 3-413**). Obwohl deren Funktion und Aufbau ähnlich wie die der Kugelgelenke sind, entspricht ihre Befestigung der von Gummilagern. Hülsengelenke werden in einer Bohrung des Lenkers oder des Radträgers eingepresst (Gehäuseaußendurchmesser mit Toleranz n7). Sie sind nicht fliegend gelagert, sondern mit einer durchgehenden Schraube von beiden Seiten (zwei-schnittig) befestigt. Die Drehung um die Längsachse ist unbegrenzt (beim Gummilager weniger als $\pm 25^\circ$), die beiden Kippwinkel sind jedoch begrenzt auf $\pm 10^\circ$. Sie sind trotzdem deutlich höher als beim Gummilager, jedoch kleiner als die der Kugelgelenke mit Zapfen.

Die Hülsengelenke können sehr hohe dynamische Radialkräfte übertragen (10 bis 20 kN), höhere als die der Kugelgelenke mit gleichem Kugeldurchmesser, jedoch keine allzu großen Axialkräfte. Sie zeigen, wie die Kugelgelenke, sehr geringe Elastizitäten unter Last und haben eine niedrige Kippmomentreibung.

Ein Hülsengelenk besteht aus einer Hohlkugel, einer Einschlitz-Kugelschale, einem zylindrischen Gehäuse und zwei Dichtungsbälgen. Die Ausführung „L“ hat ein Rohrgehäuse, das von beiden Seiten nach der Montage der Schale und den Verschlussringen aus Blech auf die Kugelschale zugerollt werden. Das Blech hat außerdem eine Nut für die Balgbefestigung.

Die Ausführung „S“ weist an einer Seite eine metallische Überdeckung der Gehäuse auf. Sie entspricht damit einerseits anderen Kugelgelenken, wird jedoch andererseits, ähnlich wie bei der „L“-Ausführung, zugerollt. Dadurch sind in dieser Richtung höhere Axialkräfte zulässig. Um diese hohen Axialkräfte weiterzuleiten, kann die Mantelfläche des Gehäuses zusätzlich einen Anschlagbund erhalten (**Bild 3-414**).

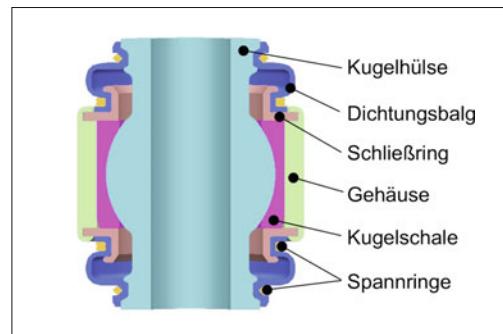


Bild 3-413: Aufbau eines Hülsengelenks [48]

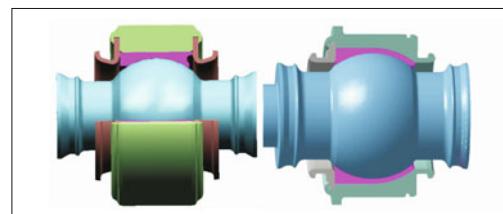


Bild 3-414: Hülsengelenke, links: Ausführung „L“, rechts: Ausführung „S“ [48]

Die Hülsengelenke werden hauptsächlich an den Mehrlenkerhinterachsen als Verbindungsgelenk zum Radträger eingesetzt, falls ein Gummilager die Anforderungen (Kräfte, Steifigkeit, Temperatur, Rückstellung usw.) nicht erfüllen kann. Die Hülsengelenke weisen im Gegensatz zu den Gummilagern kein Setzverhalten auf, auch wenn sie sehr lange Zeit unter hohen statischen Radialkräften stehen. Da die in den Hülsengelenken auftretenden Radialkräfte größer sind als die der Führungsgelenke, haben die Hülsengelenke einen wesentlich größeren Kugeldurchmesser (standardmäßig 30, 35, 40 mm). **Tabelle 3-7** zeigt die Spezifikationen der Hülsengelenke.

Tabelle 3-7: Spezifikationen für Hülsengelenke

Kugelennmaß	mm	30		35		40	
Ausführung		L	S	L	S	L	S
Winkelausschlag	$\pm 90^\circ$			10			
Außendurchmesser	mm	40		47		52	
Gehäusehöhe	mm	24		25		26	
Bauraumradius	mm	27		33		35	
Stat. Radialkraft	kN	4,5	5	5,5	6	8	9
Dyn. Radialkraft	kN	9	10	11	12	16	18
Losbrechmoment	Nm	9 max.		12 max.		14 max.	
Drehmoment	Nm	5 max.		7 max.		9 max.	
Radialelastizität	mm			0,15 max.			
Axialelastizität	mm	0,2 max.		0,2 max.		0,3 max.	
Temperaturbereich	°C			-40 bis 80			

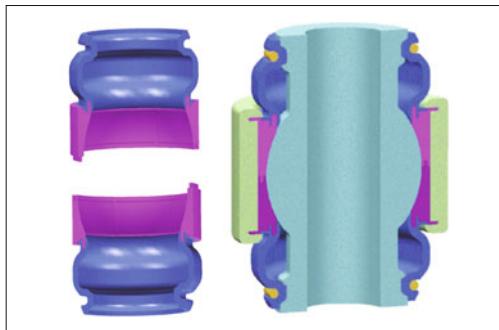


Bild 3-415: Kostengünstiges Hülsengelenk [48]

Eine kostengünstige Ausführung zeigt Bild 3-415. Die Schale und der Balg sind als 2K (Hart/Weich) einteilig aus Kunststoff gespritzt, das Gehäuse ist einfach rohrförmig und an den Enden auf die Schale zugerollt. Es sind keine Verschlussringe und keine gehäuseseitigen Spannringe mehr notwendig.

3.7.4 Gummilager

Nach den Kugelgelenken ist das *Gummilager* die wichtigste Gelenkart für die Radführung (Bild 3-416). Es ist vom Grundsatz her ein Kugel- und Drehgelenk mit Freiheitsgraden um Längs-, Quer- und Hochachse. Die Drehbewegungen sind auf einem Winkel von ca. $\pm 20^\circ$ bis 25° beschränkt, die kardanische Auslenkung auf $\pm 5^\circ$ und die Axial- bzw. Radialverschiebung auf ± 1 bis 3 mm, jeweils abhängig von der Konstruktion des Gummilagers und seines Einsatzes. Bild 3-417 zeigt eine Gegenüberstellung der Eigenschaften von Kugelgelenken und Gummilagern.

In kleinen Bewegungsbereichen besitzt das Gummilager als einziges Gelenk alle 6 Freiheitsgrade, in großen Bewegungsbereichen jedoch nur eine Drehbewegung. Die Vorteile des Gummilagers beruhen vor allen Dingen auf den schwingungs- und schalldämpfenden Eigenschaften des Gummierwerkstoffes, der zwischen zwei Metallhülsen ein vulkanisiert oder eingepresst ist.



Bild 3-416: Verschiedene Gummilagerausführungen

3.7.4.1 Aufgabe, Anforderungen, Funktion

Die Gummilager erfüllen die Aufgabe, die Lenker mit dem Aufbau mit einem (großen) Drehfreiheitsgrad zu verbinden und dabei bei den dynamischen Belastungen die Schwingungsamplituden zu dämpfen. Gummilager verbessern das NVH-Verhalten des Fahrzeugs deutlich (s. Kapitel 5). Die Dämpfungsfunktion ist in allen Richtungen wirksam, jedoch mit unterschiedlichen Auswirkungen. Die Elastizitäten der Gummilager können außerdem die Radstellung beeinflussen und zur Spurstabilisierung unter Einfluss der einwirkenden Kräfte beitragen.

Wird an einem Kugelgelenk im Wesentlichen nur eine Rotationsachse ausgenutzt und die beiden anderen Drehbewegungen sind sehr klein, so kann es durch ein Gummilager ersetzt werden. Da die Relativbewegung der Gelenkhälften nicht durch Gleiten, sondern durch die elastische Deformation des Gummis erfolgt, sind sie wartungsfrei. Sie sind unempfindlich gegen kurzzeitige Überlastungen, Feuchtigkeit und Korrosion und haben eine gute Isolationsfunktion. Für viele Anwendungen sind sie eine kostengünstigere Lösung als Kugelgelenke. Dagegen rufen Drehungen und Verschränkungen (kardanische Bewegungen) beim Gummilager Rückstellkräfte hervor, die oft unerwünscht sind [83].

Die wichtigste Aufgabe des Gummilagers ist die Realisierung der gewünschten elastokinematischen Eigen-

Eigenschaften des Kugelgelenks	Eigenschaften des Gummilagers
<ol style="list-style-type: none"> 3 Rotationsfreiheiten mit großen Winkeln $\pm 30^\circ$ und $\pm 180^\circ$ Sehr hohe Tragfähigkeit Hohe Steifigkeit Keine Schwingungsdämpfung Keine bleibenden Kräfte Hohe Temperaturbeständigkeit Präzises Positionieren Kleine Abmessungen Keine Erwärmung unter Schwinglast Keine Alterung Kein Kriechen Teurer als die Gummilager Dichtungsprobleme beim defekten Balg 	<ol style="list-style-type: none"> Eine Drehfreiheit mit großem Winkel $\pm 30^\circ$, andere sind sehr klein ($\pm 3\text{--}5^\circ$) Mittlere Tragfähigkeit Hohe Elastizität Sehr gute Schwingungsdämpfung Bleibende Rückstellkräfte Temperaturabhängigkeit Elastizitäten in allen Richtungen Benötigt großen Bauraum Wärmedissipation Alterung des Gummi Gummi kriecht unter hohen Lasten Sehr kostengünstig Sehr robust gegen Wasser und Schmutz

Bild 3-417:
Gegenüberstellung
der Eigenschaften
von Kugelgelenk
und Gummilager

schaften der Radführung. Durch Toleranzausgleich und durch die kraftabhängige Nachgiebigkeit des Lagers in allen drei Belastungsrichtungen ergeben sich zahlreiche Einsatzmöglichkeiten. Diese kraftabhängige Nachgiebigkeit des Lagers lässt sich in allen drei Achsen unabhängig voneinander auslegen. Obwohl das Gummi sich unter Last elastisch verformt (niedriger E-Modul), bleibt sein Volumen konstant. Deshalb benötigt es freie Räume, in die es sich ausdehnen kann [94]. Durch Änderung der Gummimischung (Werkstoffeigenschaften **Bild 3-418**) aber auch durch die geometrische Auslegung der Hülsenabmessungen, Gummihöhe und Gummilänge können sehr unterschiedliche Gummilagerkennlinien erreicht werden (**Bild 3-419**).

Hinsichtlich der Bewegungsfreiheit bei kardanischer Verformung und axialen Bewegungen muss die Innenhülse länger sein als die Außenhülse.

Die maximale Belastbarkeit wird bestimmt durch die Gummimischung, den sich ergebenden Verformungen sowie die projizierte Fläche der Innenhülse und die daraus resultierenden spezifischen Belastungswerte. Als Werkstoffkennwert ist der Schubmodul zu nennen, der von der Shorehärte der Gummimischung abhängig ist. Der E-Modul ergibt sich aus dem Schubmodul und dem Formfaktor „ k “ (belastete/freie Oberfläche). Weil sich dieser Faktor mit steigender Belastung ändert, hat Gummi eine nichtlineare, progressive Kraft-Weg-Kennlinie [95], **Bild 3-420**.

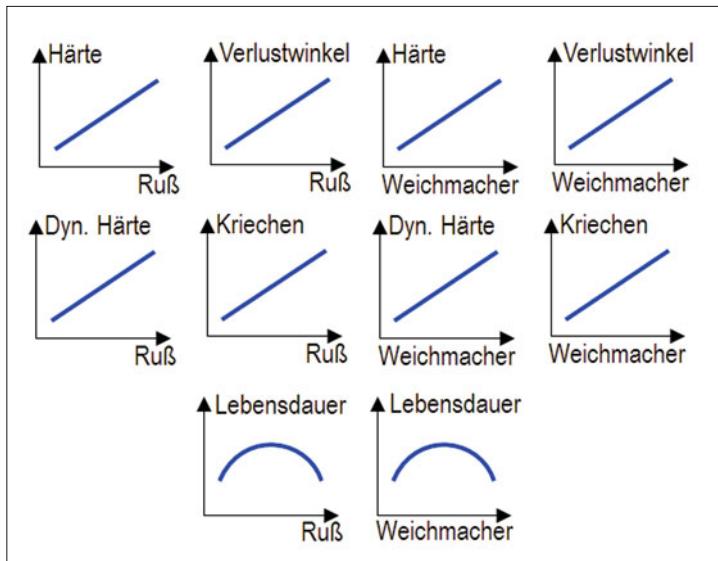


Bild 3-418:
Einfluss der Ruß- und Weichmachermenge auf die Gummieigenschaften [3]

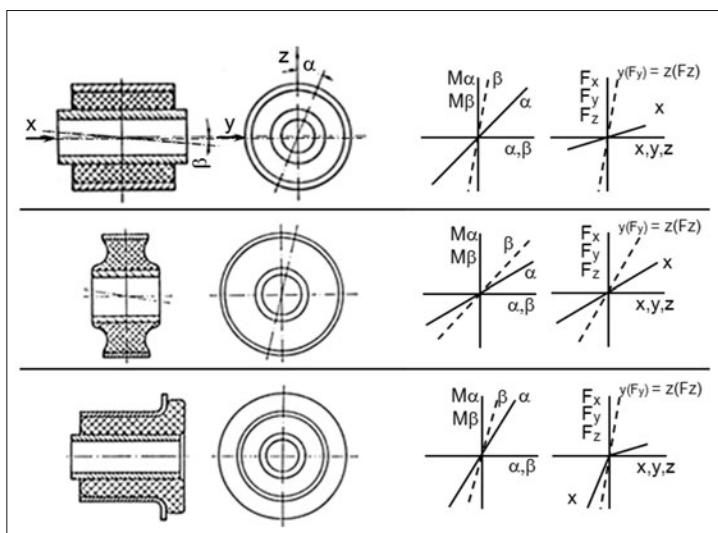


Bild 3-419:
Gummilagerauslegungen [94]

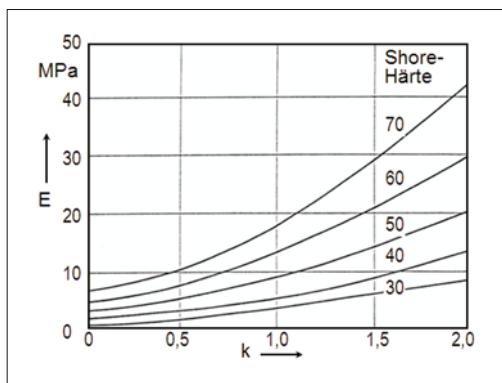


Bild 3-420: Formfaktor, Shorehärte, E-Modul [95]

Die allgemeinen Gummilagergleichungen lauten wie folgt (Index d für Druck, s für Schub):

$$c_d = E' \cdot \frac{A}{h} \quad (3.107)$$

$$c_s = G' \cdot \frac{A}{h} \quad (3.108)$$

$$E' = 3 \cdot G (1 + k + k^2) \quad (3.109)$$

$$G' = G \cdot f(X) \quad (3.110)$$

$$\sigma = \frac{f_d}{h} \cdot E \quad (3.111)$$

c Federsteifigkeit [N/mm]

G Schubmodul [N/mm²], Funktion der Shorehärte

E Elastizitätsmodul [N/mm²], Funktion der Shorehärte und des Formfaktors,

X Formfaktor der Geometrie und der Doppelbiegung bei Schubverformung [-]

A Querschnittsfläche [mm²]

σ Spannung [N/mm²]

k belastete/freie Oberfläche [-]

f_d Federweg in Druckrichtung [mm]

f_s Federweg in Schubrichtung [mm]

h Gummihöhe in Druckrichtung [mm]

Bei gleichbleibender Shorehärte wird mit größerem Formfaktor (Veränderung der Fläche zur Umfangsfläche) und damit steigendem E-Modul das Gummilager steifer, d. h. es weist eine höhere Federrate auf.

Der Formfaktor wird verkleinert, indem im Gummi Aussparungen (Nieren) vorgesehen werden (hinzufügen von freien Oberflächen). Er wird vergrößert durch zusätzlich eingebrachte Begrenzungen der freien Verformbarkeit (hinzufügen von belasteten Oberflächen), Bild 3-421.

Mit einer Vergrößerung des Formfaktors lässt sich das Arbeitsaufnahmevermögen (Belastbarkeit) des Gummilagers erhöhen. Durch unterschiedliche Auslegung des Formfaktors in den unterschiedlichen Richtungen erreicht man unterschiedliche Gummikennlinien.

Eine Möglichkeit zur Erzeugung einer höheren Druckspannung ist, eine Vorspannung in das Gummiteil einzubringen. Dies wird dadurch erreicht, dass die Außenhülse nicht geschlossen ist, sondern einen oder mehrere Schlitzte aufweist. Sie wird dann bei der Montage unter radialem Verformung in das Lenkergehäuse gepresst, Bild 3-422.

Eine weitere Möglichkeit ist, bei entsprechender Werkstoffauswahl einen Kalibriervorgang der Außenhülse vorzunehmen, wodurch bei der Durchmesserreduzierung ebenfalls eine Vorspannung erzeugt wird. Durch weitere Verfahrenstechniken kann die Außenhülse als Kunststoffteil auf das Gummi gespritzt und durch Spritzdruck und Schrumpfspannungen die notwendige Vorspannung erzeugt werden (s. Bild 3-199).

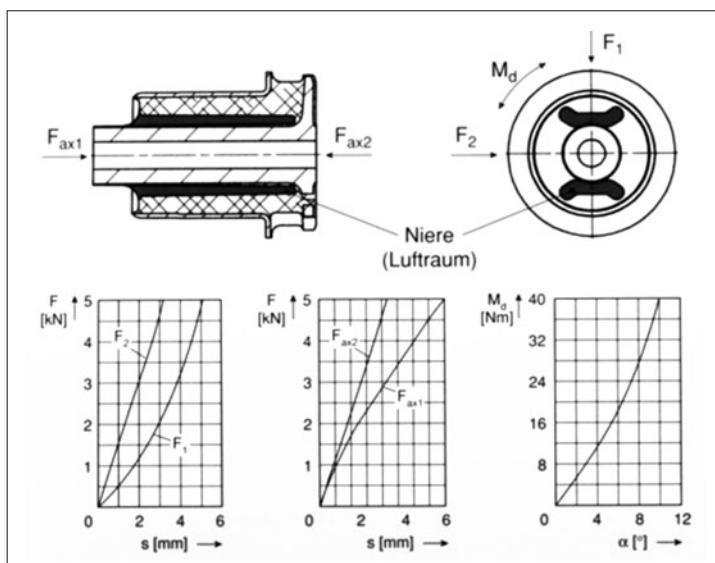


Bild 3-421:
Beeinflussung des Formfaktors
[20]

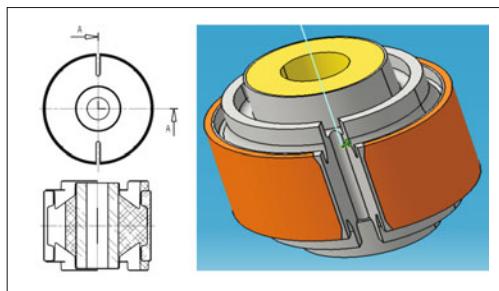


Bild 3-422: Gummilager (geschlitzte Außenhülse)

3.7.4.2 Ausführungen

Die Innenhülse wird durch zweiseitiges Klemmen einer durchgehenden Schraube befestigt. Die Stirnfläche muss so groß sein, dass auch unter maximalem Winkelaußenschlag entstehende Rückstellmomente kein Gleiten der Innenhülse in der Aufnahme verursachen (hohes Schraubenvorspannmoment und hoher Reibfaktor).

Bild 3-423 zeigt die unterschiedlichsten Gummilagerausführungen. Mit dem Hinzufügen von Nieren in einer Belastungsrichtung, kann die Federrate in die-

ser Richtung reduziert werden. Die Nieren reduzieren außerdem die Rückstellmomente deutlich. Durch Hinzufügen von Zwischenhülsen kann ein deutlich höherer Drehwinkel erzielt werden (Reihenschaltung von Verformungswegen). Dagegen ergibt die Zwischenhülse für die radiale Belastung eine höhere Federrate (Parallelschaltung der Steifigkeit). Treten größere Axialkräfte auf, können diese durch axiale Gummianschläge aufgefangen werden. Diese Anschläge werden entweder auf den Bund an der Außenhülse oder unter den Bund der Innenhülse aufvulkanisiert (**Bild 3-424**).

Werden die Buchsen in dieser Ausführung doppelt und spiegelgleich vorgesehen, wirkt das Gummilager wie ein Festlager. Bei einseitigem Verbau ist nur eine Belastungsrichtung definiert begrenzt. In einer speziellen Bauform werden für Verbundlenkerachsen sogenannte „spurkorrigierende“ Gummilager eingesetzt, die konisch-zylindrisch aufgebaut sind und bei Querbelastungen am Rad eine Horizontalbewegung ausführen und so das kurvenäußere Rad einer Hinterachse in Vorspur bewegen (**Bild 3-425**).

Die Hülsen von Gummilagern sind aus Stahl, Aluminium oder Kunststoff hergestellt. Die Innenhülse hat eine Bohrung oder Doppelzapfen zum Befestigen (**Bild 3-426**).

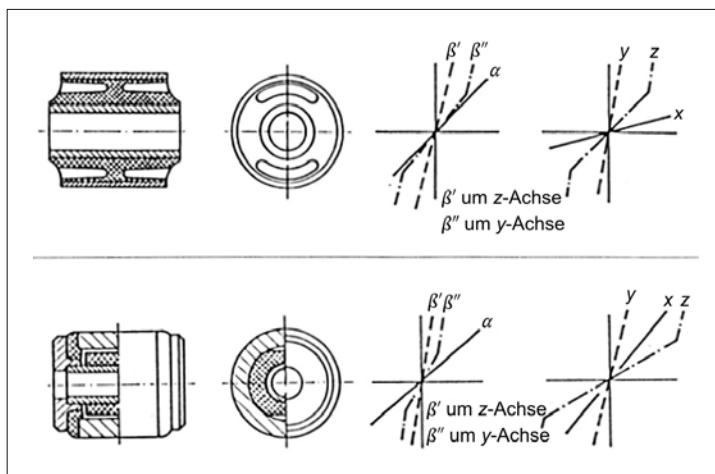


Bild 3-423:
Gummilagerausführungen [94]

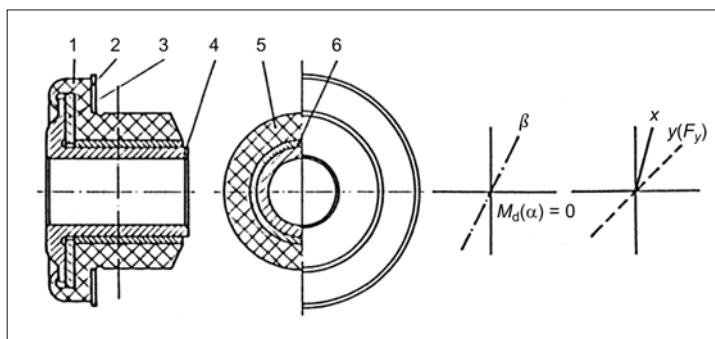


Bild 3-424:
Axial abgestütztes Gummilager
[94]

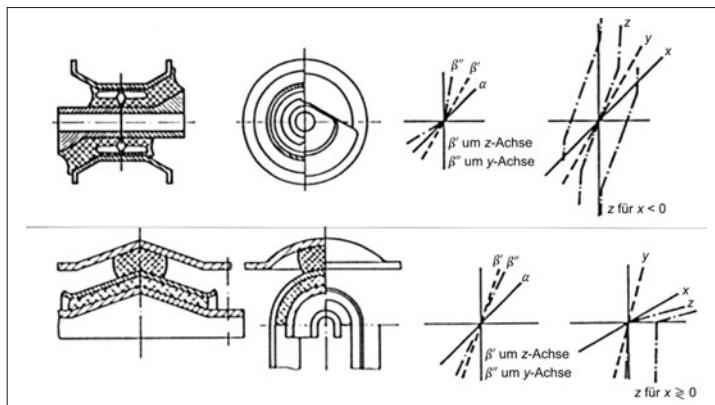


Bild 3-425:
Spurkorrigierende Gummilager
[94]

Die Gummilagerausführungen unterscheiden sich je nach:

- ♦ der Art der Innenhülsenform: zylindrisch, oval, konisch oder kugelig,
- ♦ der Art der Axialanschläge: Loslager oder Festlager,
- ♦ dem Einsatzort: am Führungslenker (Führen, Tragen) oder am Stabilenker und als Stabilisatorlage rung (Abschnitt 3.5.2.3),
- ♦ der konstruktiven Gestaltung [95], [96]: Gummiformartikel (reine Gummielemente, die kraft- und formschlüssig eingepresst sind), Gummimetalteile mit fester Haftung des Gummis an beiden Metallteilen, Gummimetalteile wie oben, jedoch mit zusätzlich integrierter Gleitlagerung (**Bild 3-427**), Gummimetalteile mit zusätzlich integrierter hydraulischer Dämpfung (Abschnitt 5.4.3).

Lagerhülsen können auf unterschiedliche Weise gefertigt werden. Sie können gezogen, stranggepresst, geschmiedet, kaltfließgepresst, gedreht, aus Blech tiefgezogen oder gerollt sein. Die Hülsen, wenn sie aus Stahl sind, werden gegen Korrosion geschützt oder einfach mit einer dünnen Gummihaut versehen, die in die Vulkanisationsform mit eingearbeitet werden kann.

3.7.5 Drehgelenk

Das *Drehgelenk* ist eine typische Gelenkart mit nur einem Rotationsfreiheitsgrad ($f=1; D$). Es besteht aus einem zylindrischen Zapfen und aus einem Gehäuse mit zylindrischer Bohrung. Die axiale Bewegung der Zapfen im Gehäuse wird durch seitliche Anschlüsse unterbunden. Die Relativbewegung ist das Gleiten der beiden sich umschließenden Flächen zueinander. Da die Flächenführungen der Gelenkhälften nur gegenüber der belasteten Seite stattfindet, entsteht auf der anderen Seite ein Spiel.

Die Berührungsflächen müssen aus gleitfähigen Werkstoffen sein, die niedrige Reibungskoeffizienten haben und widerstandsfähig gegen Verschleiß sind. Es sind

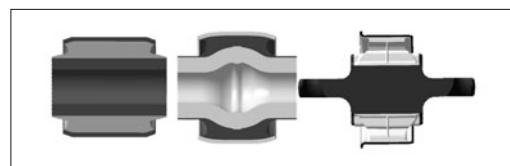


Bild 3-426: Gummilager mit unterschiedlichen Innen hülsenformen



Bild 3-427: Gummilager mit Gleitlagerung [3]

die bekannten Lagerwerkstoffe wie Bronze, Messing, Grauguss und Kunststoff (POM). Die Gleitfläche wird außerdem durch ein Schmiermittel in ihrer tribologischen Eigenschaft verbessert (s. Abschnitt 3.7.3.4). Trotzdem ist ein Verschleiß und damit ein freies Spiel in Laufe der Lebensdauer nicht auszuschließen, deshalb sind solche Gelenke selten wartungsfrei. Das ist auch der Grund, warum sie im Fahrwerk kaum noch eingesetzt werden. Wenn sie aus kinematischen Gründen notwendig sind (z. B. bei 3- bzw. 4-Punkt-Lenkern) werden sie als eine Kombination aus zwei Gummilagern ausgeführt (**Bild 3-428**); bei hoher Gummisteifigkeit verhalten sie sich wie ein wartungsfreies Drehgelenk [83].

Ein Hüsengelenk mit zwei Kugelhälften (Doppelhüsengelenk) und einer zylindrischen Verbindung dazwischen kann auch als wartungs- und spielfreies Drehlager eingesetzt werden (**Bild 3-429**).

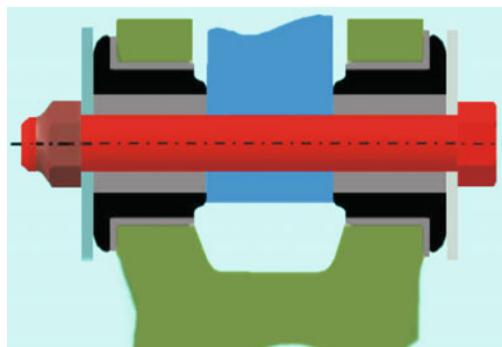


Bild 3-428: Drehgelenk als Kombination aus zwei Gummilagern mit gemeinsamer Drehachse [83]

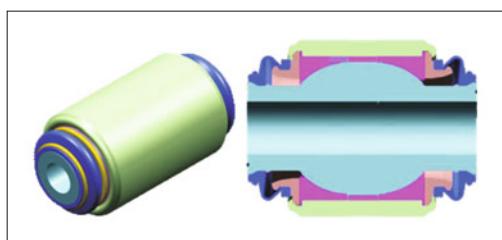


Bild 3-429: Doppelhülsengelenk als Drehgelenk [48]

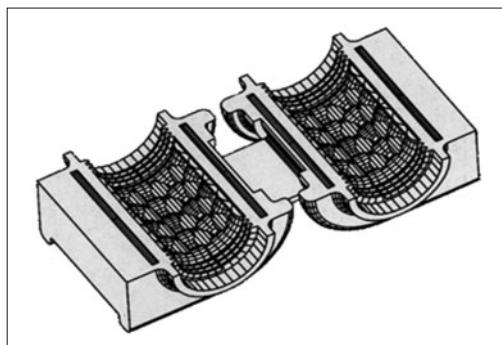


Bild 3-430: Drehgelenke mit Kunststoffgleitfläche und Gumiummantelung [3]

Eine Ausführung mit Kunststoffgleitflächen ist das so genannte „*slippery bushing*“, das als Stabilisatorlager eingesetzt wird (**Bild 3-430**).

3.7.6 Drehschubgelenk

Das *Drehschubgelenk* ist ein Drehgelenk, dessen axiale Bewegungsfreiheit nicht begrenzt ist. Es kann sich um eine Achse unabhängig voneinander drehen und verschieben ($f = 2$; DS). Der Zylinderzapfen und das Gehäuse sind ähnlich aufgebaut wie beim Drehgelenk. Das Gehäuse ist rohrförmig und um den Axialweg län-

ger als der Zylinderzapfen. Der Zapfen ist mit einer Stange verbunden, die aus dem Gehäuse heraus ragt. Der Lagerabstand wird vergrößert, indem die Stange an der Gehäuseöffnung nochmals gleitend geführt wird. Diese Beschreibung entspricht genau dem Aufbau eines Hydraulikzylinders (**Bild 3-431**).

Ein Drehschubgelenk ist nichts anders als ein hydraulischer Dämpfer, der neben der Funktion „Dämpfen“ auch den Radträger führt. Das Gehäuse ist fest mit dem Radträger und die Kolbenstange über ein Gummilager (Stützlager, Federbeinlager oder Dämpferbeinlager) mit dem Aufbau verbunden. Es ist fast senkrecht angeordnet (Dämpferbein), sehr oft mit der Aufbau feder umhüllt (Federbein). Somit dämpft und führt es nicht nur, sondern überträgt auch die Radkräfte auf den Aufbau.

Die Kolben und Kolbenstangenführungen haben nichtmetallische, gleitfreudige Führungsbänder, um das Gleiten von Stahl auf Stahl (Verschleiß) zu vermeiden. Die Rohrinnenfläche ist ständig mit Öl gefüllt, das auch als Schmiermittel dient. Die Kolbenstange, die durch Nitrocarburieren gehärtet ist, wird besonders fein geschliffen und poliert, um die Reibung zu minimieren und Dichtheit an dem Stangenaustritt zu gewährleisten.

Dämpfer sind im Abschnitt 3.6 ausführlich beschrieben, hier wird nur deren Funktion als Bestandteil eines Radführungselements hervorgehoben. Von den zwei Dämpferarten wird ausschließlich die Zweirohr-Ausführung als Radführung benutzt, weil durch die klemmkräftebedingte Deformationen im Außenrohr die Dämpferfunktion im Innenrohr nicht beeinträchtigt wird (die Einrohdämpfer, die als Dämpfer im Federbein eingesetzt werden, werden in einem Außenrohr als Patrone eingeschoben). Als Verbindung zum Radträger gibt es vier Möglichkeiten (**Bild 3-432**):

- ♦ mit dem Radträger zusammenschweißen,
- ♦ anschrauben zum Radträger durch die am Rohr angeschweißten Laschen,



Bild 3-431: Hydraulische Dämpferausführungen als Drehschubgelenk (Einrohr, Federbein, Zweirohr) [97]

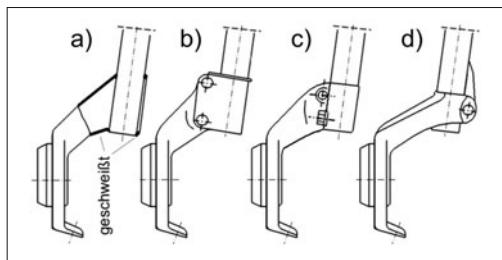


Bild 3-432: Verbindung Dämpferrohr an Radträger

- ♦ durch drei Schrauben befestigen,
- ♦ in eine geschlitzte, zylindrische Aufnahme einstecken und mit Quer-Schrauben einklemmen.

Die Ausführung b) ist kostengünstiger als die Ausführung d), die wiederum eine bessere Aufnahme gewährleistet. Es ist wohl Firmenphilosophie und abhängig von der Art der Montage am Band, welche Ausführung vorteilhafter ist, weil man diesen beiden Arten überall begegnet.

3.7.7 Kugelschubgelenk

Es ist manchmal notwendig, dass ein Kugelgelenk auch in geringem Umfang axialbeweglich sein muss, damit keine inneren axialen Spannungen aufgebaut werden. Diese Aufgabe kann mit Gummilagern zwar erfüllt werden, jedoch sind dann auch unerwünschte Elastizitäten vorhanden.

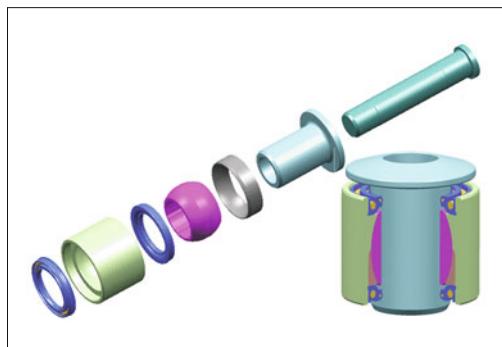


Bild 3-433: Kugelschub-(Revo)-Gelenk [48]

Bild 3-433 zeigt ein *Kugelhülsengelenk*, bei dem in der Kugel aus PEEK-Kunststoff eine Hülse verschiebbar angeordnet ist. Die Kugel ist direkt im Gehäuse mit 3-Drehfreiheiten gelagert, wobei die Kippdrehungen nur kleine Ausschläge machen (6°). Statt des Gummibalges wird eine spezielle Dichtung benutzt, die auch die Schubbewegung der Hülse zulässt. Dieses Gelenk wird in einer McPherson Aufhängung mit doppeltem Radträger (s. Bild 4-97) als Gelenk zwischen den beiden Radträgern eingesetzt.

3.7.8 Achsträger

Obwohl der *Achsträger* mit der Radführung nur unmittelbar zu tun hat, wird er in diesem Abschnitt behandelt, weil an ihm fast alle Radführungslenker mit einem Gummilager befestigt werden (**Bild 3-434**).

Der Achsträger ist ein Strukturteil und dient zur Aufnahme der Radkräfte. Somit ersetzt er mehr oder weniger das Verbindungsgehäuse der starren Achsen, welches sich jedoch nicht mit den Rädern mibewegt. Er ermöglicht die Vormontage und die Voreinstellung vieler Fahrwerkkomponenten in einem Modul.

Es gibt mehrere Bezeichnungen wie Hilfsrahmen, Integralrahmen, Achs- oder Fahrschemel. Hier wird die allgemeine Benennung „Achsträger“ bevorzugt, unabhängig davon, ob er mit oder ohne Gummilager mit dem Aufbau verbunden ist. Obwohl der Achsträger nicht unerhebliche Kosten verursacht (25 bis 100 €) und mit einem Gewicht von 10 bis 20 kg relativ schwer ist, sind ohne ihn die heutigen Komfortansprüche nicht mehr zu erfüllen.



Bild 3-434: Hinterachsträger mit Gummilager

3.7.8.1 Aufgabe und Anforderungen

Die Aufgabe des Achsträgers besteht in der Aufnahme aller Lenker, der Lenkung, der Stabilisatoren, dem Antriebsaggregat, dem Ausgleichsgetriebe, kurzum, alles was zum Fahrwerk und Antrieb zugehört und aus Montage-, Karosseriebelastungs-, Komfort- und Steifigkeitsanforderungen her nicht unmittelbar am Aufbau befestigt werden sollte. Ziel ist, so viele Fahrwerkkomponenten wie möglich auf den Achsträger zu montieren und zu justieren, um damit die komplett vormontierte Achse mit dem Antriebsaggregat als Modul mit 2 bis 6 Schrauben am Aufbau zu befestigen.

Die Aufgaben der Achsträger sind:

- ♦ Lenker aufnehmen, Radkräfte abfangen,
- ♦ Lenkgetriebe, Stabilisatoren aufnehmen,
- ♦ Feder- bzw. Dämpferkräfte, Zug- und Druckschläge aufnehmen,
- ♦ Antriebsaggregat lagern,

- ♦ in Querrichtung hohe Steifigkeit gewährleisten,
- ♦ in Längsrichtung die Längselastizität erhöhen,
- ♦ Elastokinematik der Radaufhängung unterstützen,
- ♦ Montage und Wartung / Reparatur erleichtern,
- ♦ kostengünstige Herstellung der kinematischen Anbindungspunkte (Hardpoints) mit enger Toleranz ermöglichen.

Die Anforderungen an die Achsträger sind:

- ♦ ausreichende Festigkeit an den Anschlussstellen aufweisen, Dauerbelastungen aushalten,
- ♦ geforderte Anforderungen an Steifigkeiten, Eigenfrequenzen und Crashverhalten erfüllen,
- ♦ möglichst leicht sein,
- ♦ mit möglichst wenigen Einzelteilen sowie Schweißnähten kostengünstig herstellbar sein,
- ♦ möglichst viele Fahrwerkkomponenten erfassen, deren Einstellungen ermöglichen,
- ♦ möglichst wenig Bauraum in Anspruch nehmen,
- ♦ durch elastische Lagerungen an der Karosserie die Weiterleitung der (Fahrbahn-)Geräusche und (Rad-)Schwingungen dämpfen,
- ♦ leichten Ein- und Ausbau der gesamten Achse ermöglichen.

3.7.8.2 Systematik und Bauarten

Es gibt unterschiedliche Achsträgerausführungen, angefangen von einfachen Querträgern (**Bild 3-435**), die nur die größten Kräfte aufnehmen (Halbträger) bis zu Achsträgern, die alle Fahrwerkkomponenten der Vorder- oder Hinterachse aufnehmen (**Bild 3-436**).

Besonders die Mehrlenkerachsen mit nur quer- und schräg angeordneten Lenkern benötigen Achsträger, weil die hohen Lenkerkräfte nicht unmittelbar an den Aufbau weitergegeben werden können und die Längselastizität der Aufhängung durch die weiche Lagerung des Achsträgers verbessert werden kann. Wenn es sich um einen Heckantrieb handelt, muss das Verteilergetriebe ohnehin an einem separaten Träger gelagert sein, der gleich als Achsträger dient. Die Quersteifigkeit des Achsträgers ist wichtiger als die Torsions- bzw. Biegesteifigkeit.

Bild 3-437 verdeutlicht den komplexen Aufbau von Achsträgern für Premiumfahrzeuge, die mit Doppelquerlenker- oder Mehrlenkeraufhängungen ausgestattet sind, um die Komfort-, Steifigkeit- und Einbauraumfordernisse zu erfüllen.

Als Werkstoff wird Stahl oder Aluminium eingesetzt. Wegen des großen Volumens ist die Gewichtersparnis durch Aluminium beachtlich (**Bild 3-436**).

Die Herstellverfahren für Achsträger sind sehr vielseitig:

- ♦ mehrteilig zusammengeschweißtes Blech,
- ♦ mit Innenhochdruck (IHU) umgeformte Rohrstruktur (Stahl oder Alu),
- ♦ Rohr- und Blechkombination (Stahl oder Alu),



Bild 3-435: Teilachsträger, Vorderachse des 3er BMW Bj. 1999

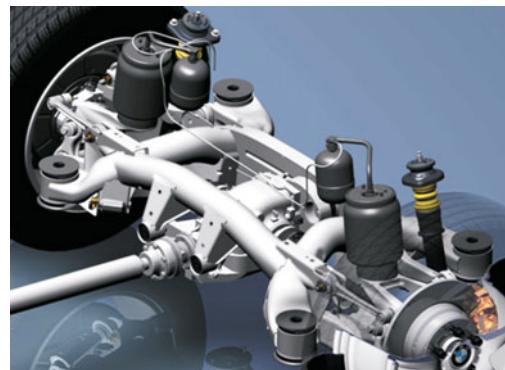


Bild 3-436: Vollachsträger, Hinterachse des BMW X5 Bj. 1998 aus Aluminiumrohren

- ♦ Alu-Niederdruck-, Kokillen- oder Druckguss,
- ♦ Blech/Rohr mit Gussknoten.

Bei allen mehrteiligen Ausführungen ist die Dauerfestigkeit der Schweißnähte sehr wichtig, weil insbesondere auf Schlechtwegstrecken sehr hohe lokale Kräfte eingeleitet werden. Hier hat das IHU-Verfahren Vorteile (**Bild 3-438**), weil die Anzahl der Einzelteile und damit auch die Schweißnahtlängen reduziert werden.

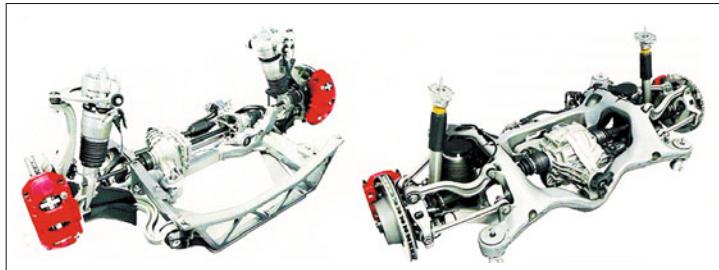


Bild 3-437:
Vorder- und Hinterachsträger des
Porsche Panamera [98]



Bild 3-438: Achsträger aus Rohr mit IHU hergestellt



Bild 3-439: Einteilig aus Aluminium gegossener Achsträger der Hinterachse des Porsche 911

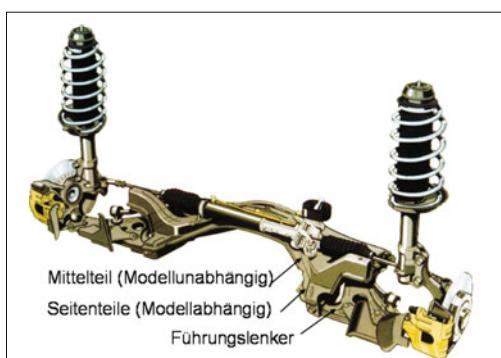


Bild 3-440: 3-teiliger Achsträger der Vorderachse des
VW Golf PQ35

Vorteilhaft sind einteilige Achsträger (nur möglich mit Aluminiumguss, **Bild 3-439**) oder maximal dreiteilige Achsträger, die zusammen verschraubt werden, um durch Austausch der Außenteile unterschiedliche Spurbreiten zu überbrücken (**Bild 3-440**).

Obwohl der Achsträger sich für zusätzliche elastokinematische Effekte und für eine erweiterte Schwingungsdämpfung anbietet, indem er über Gummilager am Aufbau befestigt wird, werden auch Achsträger direkt am Aufbau fest verschraubt.

Achsträger werden ausschließlich mittels FEM ausgelegt, weil es ohne FEM unmöglich ist, alle Spezifikationen zur Festigkeit, Steifigkeit, Schweißnahthaltbarkeit, zu den Eigenfrequenzen (NVH) und zum Crashverhalten zu erreichen (**Bild 3-441**, **Bild 3-442**).

Dabei ist die Auswahl eines an die Auslegung des Achsträgers angepassten Werkstoffs von Bedeutung. So kann bei Erfüllung der geforderten Knickfestigkeit z. B. 30 % des Gewichts durch den Ersatz des Stan-

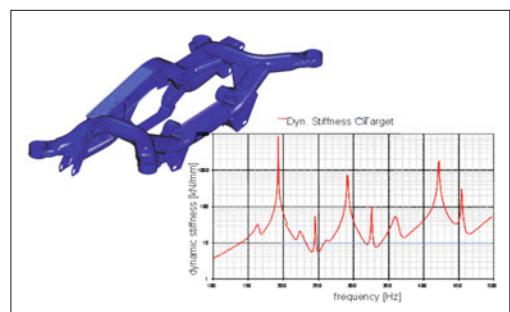


Bild 3-441: Spektralanalyse mittels FEM [48]

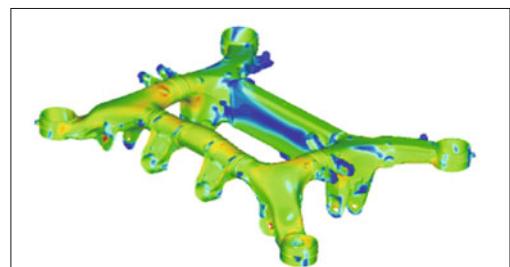


Bild 3-442: Spannungsanalyse des im Bild 3-436 dargestellten Achsträgers mittels FEM

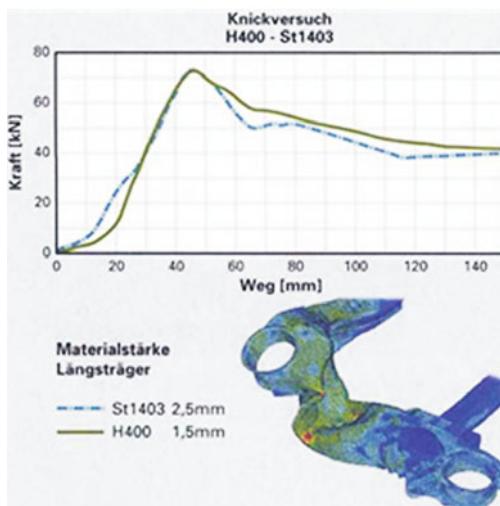


Bild 3-443: Gewichtsoptimierung mittels FEM [48]

dardstahlblechs St1403 durch die hochfeste Stahlsorte H400 eingespart werden (Bild 3-443).

Bild 3-444 zeigt einen Konstruktionskatalog zur Auswahl der optimalen Achsträgerausführung [88]. Im Gliederungsteil werden die Achsträger nach Teilzahl, Werkstoff, Halbzeug und Herstellverfahren aufgeführt. Der Zugriffsteil kennzeichnet die vergleichenden Merkmale einzelner Lösungen.

3.8 Radträger und Radlager

Wichtige Einzelkomponenten im Fahrzeug, die auf die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort Einfluss haben, können bei den aktuellen Serienfahrzeugen und ihrer laufenden Weiterentwicklung nicht mehr von ihren unmittelbaren Umgebungsbauteilen separiert und allein für sich ausgelegt und beurteilt werden. Im Bereich der Radaufhängung ist eine Fokussierung auf Radträger und Radlager erst dann sinnvoll, wenn vorher das Radmodul bestehend aus Rad, Bremssattel, Bremsscheibe bzw. -trommel, Radlager mit Nabe (Radlagereinheit), Radträger, und ggf. Verbindung zur Antriebswelle (Gelenkglocke mit Zapfen) ganzheitlich betrachtet wird (Bild 3-445).

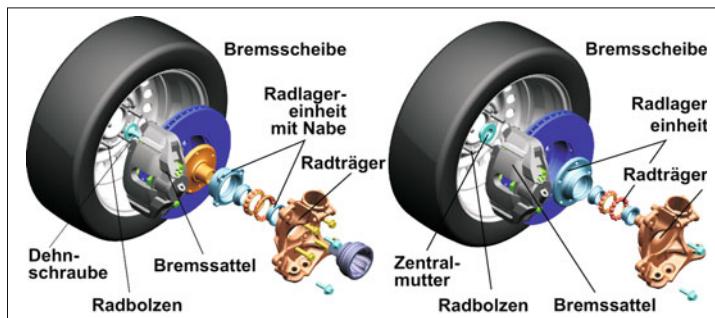
Die Aufgaben des Radmoduls lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- ♦ Aufnehmen und Übertragen von Kräften und Momenten zwischen Fahrwerk und Straße,
- ♦ Lagern, Führen, Lenken, Antreiben, Bremsen und Sichern des Rades.

Da das Rad, die Bremsscheibe, die Radlagereinheit sowie die Antriebswelle, ebenso wie der Bremssattel mit dem Radträger verbunden werden, entstehen Schnittstellen, die auf die Kernfunktion des Rad-Moduls (genaues Führen von Rad und Bremsscheibe) einen erheblichen Einfluss haben. Diese Schnittstellen müssen im Rahmen der Fahrwerksauslegung genau analysiert und aufeinander abgestimmt werden, wobei der Radlagerung sowie deren Einbau in den Radträger eine besondere Bedeutung zukommt.

	GLIEDERUNGSTEIL				LF.-NUMMER	HAUPTTEIL				ZUGRIFFSTEIL				
	TEILEANZAHL	WERKSTOFF	HALBZEUG FORM	FERTIGUNGS VERFAHREN		RELATIV GEWICHT	STEIFIGKEIT	DAUER FESTIGKEIT	ENERGIE AUFNAHME	PLATZBEDARF	FORM FLEXIBILITÄT	TEILEKOSTEN	WERKZEUG KOSTEN	SERIEN EINSÄTZE
MEHRTEILIG	ST	Blech	Ziehen	1	Stahlblech-Mehrteil.	100	mittel	gut	gut	mittel	groß	100	100	100
		Rohr	Biegen	2	Stahlrohr gebogen	85	groß	gut	gut	mittel	gering	80	70	90
			IHU	3	Stahlrohr IHU	75	groß	sehr gut	sehr gut	gering	mittel	90	60	70
	AI	Blech	Ziehen	4	Alublech-mehrteilig	70	mittel	mittel	gut	groß	groß	200	120	90
		Rohr	Biegen	5	Alurohr gebogen	65	groß	mittel	mittel	mittel	gering	150	75	80
			Strangpress	6	Spaceframe	70	groß	gut	mittel	sehr groß	sehr gerin	180	50	50
		IHU		7	Alurohr IHU	60	groß	mittel	mittel	mittel	mittel	160	70	60
EINTEILIG	St	Blech	Ziehen	8	St-blech-einschalig	125	sehr gerin	sehr gut	gerin	groß	mittel	60	50	100
	AI	Keine	Sandguß	9	Alu-Sandguß	75	gerin	gut	gerin	gerin	ehr gro	250	40	60
			Kokille	10	Alu-Kokillenguß	65	gerin	gut	mittel	gerin	ehr gro	200	50	70
			Druckguß	11	Alu-Druckguß	55	gerin	gut	mittel	gerin	ehr gro	140	60	60

Bild 3-444: Konstruktionskatalog zur Bewertung von alternativen Achsträgerausführungen [88]

**Bild 3-445:**

Radmodul bestehend aus Rad, Bremssattel, Bremscheibe, Radlagereinheit, Radträger sowie Antriebswelle (links: angetrieben, rechts: nicht angetrieben)

Radlager und Radträger werden im Fahrbetrieb dynamisch belastet und können in Missbrauchsfällen auch überlastet werden. Die Folge könnten extreme Verformungen oder Anrisse sein, wobei ein Funktionsausfall nicht zum Verlust des Rades führen darf und der Fahrer eine Überbeanspruchung am anschließenden Fahrverhalten des Fahrzeugs eindeutig erkennen können muss (z. B. durch „Geräusch vor Bruch“).

Die Radlager befinden sich im Zentrum des Rades und trennen die drehenden Komponenten von den statischen Komponenten des Radmoduls. Alle Kräfte und Momente werden von der Straße und dem Fahrwerk über die hochbelasteten gehärteten Wälzelemente (Wälzkörper und Wälzkörperlaufräumen) geleitet.

3.8.1 Bauarten für Radträger

Der Teil der Radaufhängung, der das Radlager aufnimmt, wird als Radträger bezeichnet. Befindet sich der Radträger an einer gelenkten Achse, nennt man den Radträger auch „Schwenklager“ oder „Achsschenkel“. Entsprechend der Anzahl an Achskonzepten für Pkw (McPherson, Vierlenker, Verbundlenker, Mehrlenker, Doppelquerlenker, Trapezlenker) ist auch die geometrische Ausprägung von Radträgern vielfältig (**Bilder 3-446 bis 3-449**). Den konstruktiven Lösungen für angetriebene und nicht angetriebene Vorder- und Hinterachsen ist gemein, dass sie

- ◆ alle Radkräfte und -momente betriebssicher aufnehmen und weiterleiten,
- ◆ den Bauraum zwischen Kinematikpunkten und Radlagerung überbrücken sowie
- ◆ das Radlager, den Bremssattel und ggf. das Federbein aufnehmen müssen.

Darüber hinaus werden an Radträgern Aufnahmen für Sensoren, Wärmeschutzbleche, oder Schlauch- und Kabelführungen integriert.

Bild 3-446 zeigt eine Auswahl von heute in Serie befindlichen Radträgern in angetriebenen Vorderachsen aus Aluminium und Stahl. Die Bandbreite reicht von relativ kompakten Bauarten mit unterschiedlichen Federbeinanbindungen für McPherson-Achsen bis hin zu Radträgern mit der für Doppelquerlenker-Vorderachsen typischen langen Anbindung an die obere Lenkerebene.

Oben rechts ist ein sogenannter „Revo-Knuckle“ gezeigt, bei dem, ebenso wie bei Doppelquer- oder Mehrlenkervorderachsen, die Schwenkbewegung von der Einfederung durch zwei Drehpunkte kinematisch getrennt ist. Aufgrund der geringeren Neigung der Lenkachse verkürzt sich bei diesem Konzept der Störkrafthebelarm, sodass vor allem bei frontgetriebenen Fahrzeugen mit hohem Antriebsmoment Lenk-Störmomente reduziert werden [99]. Der Bremssattelhalter kann, wie im **Bild 3-446** oben Mitte gezeigt, in den

**Bild 3-446:**

Radträger an angetriebenen Vorderachsen

Radträger integriert sein. Die höhere Steifigkeit des integrierten Halters am Radträger geht hierbei zu Lasten eines standardisierbaren Lochabstandes für die Verwendung mehrerer Bremssättel an einem Radträger. In dem Bild 3-447 sind verschiedene Lösungen von Radträgern an angetriebenen Hinterachsen gezeigt. Auch hier ist die geometrische Vielfalt je nach Achskonzept und Materialeinsatz sehr groß. Allen Radträgern angetriebener Achsen gemein ist die Bohrung für die Aufnahme des Radlagers und die Durchführung des Gelenzkopfes der Antriebswelle. Je nach Radlagerart kann der Radträger noch zusätzliche Bohrungen zur Befestigung der Radlagereinheit aufweisen.

Während bei angetriebenen Achsen immer die Innenringe der Radlager rotieren, können es bei nicht angetriebenen Achsen Innen- oder Außenringe sein.

Radträger nicht angetriebener Achsen (Bilder 3-448 und 3-449) können daher einen Zapfen zur Aufnahme des Radlagers enthalten. Dieser kann entweder bei einem geschmiedeten Träger direkt angeschmiedet oder als extra Bauteil mit einem Grundträger verschraubt bzw. verpresst sein. Eine weitere Form von Radträgern stellen Längs- oder Schräglenger dar, in die die Radläger direkt eingepresst werden.

3.8.2 Werkstoffe und Herstellverfahren für Radträger

Heute werden Radträger in Großserie aus Stahl- oder Aluminiumwerkstoffen hergestellt. Sie werden entweder gegossen, geschmiedet oder aus Blechen geformt. Da Radträger in höchstem Maße für die aktive Fahrsicherheit verantwortlich sind, werden an den Werkstoff besondere Anforderungen hinsichtlich der folgenden Kriterien gestellt:

- ◆ Steifigkeit (begrenzt durch den E-Modul),
- ◆ Streckgrenze (Reduzierung ungefederter Massen),
- ◆ Duktilität (ausreichende Verformung vor Versagen),
- ◆ dynamische Festigkeit (Verhalten unter Betriebslasten und Missbrauch),
- ◆ Korrosionsunempfindlichkeit (insbesondere galvanische Korrosion bei Kombination von Leichtmetall- und Eisenwerkstoffen),
- ◆ gute Verarbeitbarkeit, Erreichen der geforderten mechanischen Eigenschaften,
- ◆ Eignung zur spanenden Bearbeitung,
- ◆ Wirtschaftlichkeit.

Weltweit am häufigsten werden an der Vorderachse Radträger aus Sphäroguss und an der Hinterachse Radträger aus Stahlblech eingesetzt. Radträger aus Aluminiumlegierungen wie z. B. AlSi7Mg0,3 werden verwendet, wenn die Reduzierung ungefederter Massen im Vordergrund steht. Zusätzlich zu den bereits gängigen Verfahren, wie Druckguss und Schwerkraft-Kokillenguss, etablieren sich neue Verfahren wie Squeeze-Casting und Gegendruck-Kokillenguss (CPC). Letzterer zeichnet sich durch schmiedähnli-

che Festigkeiten bei gleichzeitig hoher Dehnung aus [100]. Eine bewertete Übersicht der wichtigsten Auswahlkriterien für Fahrwerklenker hinsichtlich Werkstoffe, Verfahren und physikalischer Eigenschaften zeigt Bild 3-369 im Abschnitt 3.7. Dieser Katalog kann auch für den Radträger angewandt werden. Die Aluminiumdruckgussverfahren Thixo-, Rheo- und Niederdruck-Sandguss finden noch nicht in der Großserie Verwendung, bieten aber gegenüber den derzeit in Serie befindlichen Verfahren noch weiteres Potenzial zur Gewichtsreduzierung.

Radträger aus faserverstärkten Kunststoffen sind aufgrund ihrer komplexen Geometrie, hoher Sprödigkeit durch massive Glasfaserverstärkung und der aufwändigen Anbindung an die metallischen Komponenten wie Radlager oder Bremssattel ebenfalls noch nicht in Großserie im Einsatz.

3.8.3 Bauarten für Radlager

Das ursprünglich von Menschen oder Tieren geschleppte antike Rad war in stark reibungs- und verschleißbehafteten Gleitlagern abgestützt. Mit der Verbreitung des Fahrrades Ende des 19. Jahrhunderts verspürte der Mensch die kräftezehrende Gleitreibung am eigenen Leib und trieb die Entwicklung von Fertigungs- und Anwendungstechniken von Wälzlagern voran. Der rasch wachsende Kugel- und Rollenlagerbedarf für die Fahrradnaben führte zur industriellen Fertigung der Wälzlager und ermöglichte die deutliche Reduzierung der Gesamtreibung. Die seit Jahrtausenden genutzte niedrige Rollreibung zwischen Rad und Straße konnte nun auch in der Nabe des Rades genutzt werden. Viele kleine Kugeln oder Rollen wirken reibungssarm wie kleine Räder im Radzentrum.

Wurden zu Beginn für Pkw-Radlagerungen noch angestellte einreihige Kegelrollenlager oder Schräkgugellager verwendet, kommen seit den 60er Jahren hauptsächlich zweireihige Schräkgugellagereinheiten, mit einem ungeteilten Außenring und einem oder zwei getrennt angeordneten Innenringen, zum Einsatz. Je nach Integrationsgrad von Funktionen in den Innen- oder Außenring spricht man von Radlagern der 1., 2. und 3. Generation. Alle Bauformen sind in O-Anordnung ausgeführt, um eine möglichst große Stützbasis und damit hohe Steifigkeit gegen Seitenkräfte zu erreichen. In Bild 3-450 sind die derzeit in Serie befindlichen Arten von Pkw-Radlagerungen und damit die Entwicklung der Radlagereinheiten während der letzten 40 Jahre von links nach rechts dargestellt [101]. Den Vorteilen einer einfachen und bezüglich der reinen Lagerkosten preiswerten Standard-Einzellagerung mit Kegelrollenlagern (im Bild 3-450 ganz links) stehen eine Reihe von Nachteilen gegenüber:

- ◆ Beschaffung, Bevorratung und schwer automatisierbare Montage vieler Einzelteile (Dichtung, zwei Kegelrollensätze mit Innenring und Käfig, zwei Außenringe, Fett, Stützscheibe, Sicherungsmutter, Sicherungskappe, Splint),



Bild 3-447:
Radträger an angetriebenen
Hinterachsen



Bild 3-448:
Radträger an nicht angetriebenen
Vorderachsen



Bild 3-449:
Radträger an nicht angetriebenen
Hinterachsen

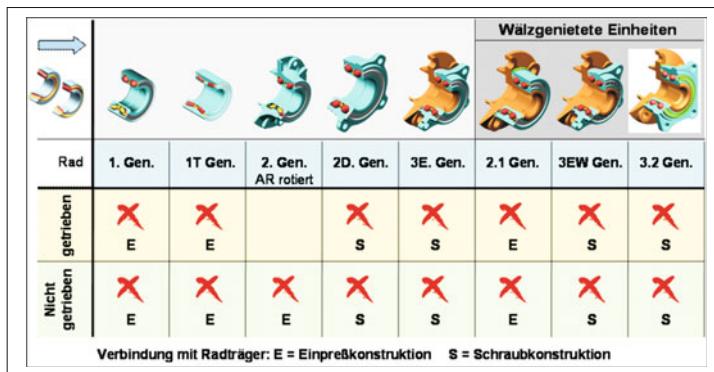


Bild 3-450:
Bauformen in Großserie produzierter Radlagereinheiten

- ♦ Befettung und Abdichtung bei der Montage am Fahrzeug,
- ♦ Anstellung der Lagerung und Sicherung der Anstellelemente in der richtigen Position,
- ♦ kleinere Stützbasis und Momententragsfähigkeit der Kegelrollen (s. **Bild 3-453**).

Mit der Einführung von sogenannten Radlagern der 1. Generation wurde 1960 daher der Schritt vom Einzellager mit Einzelkomponenten, deren Axialspiel (ca. 0 bis 10 µm) nach dem Verbau in das Fahrzeug eingestellt werden muss, zu einer integrierten, einbaufertigen Einheit vollzogen. Zwei Schräggugel- oder Kegelrollenlager werden zu einer Einheit mit einem gemeinsamen Außenring zusammengefasst und ermöglichen die Integration weiterer Funktionen:

- ♦ Abdichtung inkl. Encoder für ABS Sensorik,
- ♦ Life-time Schmierung,
- ♦ Anstellung.

Die Einzelteile sind so toleriert, dass die Lageranstellung bei der Montage durch ein definiertes Drehmoment über die Zentralmutter in relativ engen Grenzen erfolgen kann. Begleitet wurde dieser Schritt in der Achsenentwicklung von der Zunahme frontgetriebener Fahrzeuge, zusammen mit höheren Anforderungen an die Kippsteifigkeit des Radlagers.

Kommen weitere Funktionen hinzu, spricht man von steigenden Integrationsstufen oder Generationen, was gleichzeitig weniger Einzelteile und damit weniger Montageaufwand bedeutet.

Insbesondere im Großserienbau ist dies wichtig, wobei eine hohe Integration auch immer eine stärkere Spezialisierung auf nur wenige Anwendungsfälle zur Folge hat. Diese Anwendungen müssen aber dennoch eine rentable Fertigungsstückzahl sicherstellen [101].

Radlagereinheiten der ersten Generation stellen eine einfache und kompakte Radlagerung dar, die sowohl für angetriebene als auch nicht angetriebene Räder eingesetzt werden können. Der Außenring wird in den Radträger eingepresst und mit zwei Sprengringen oder einem Bund und einem Sprengring axial gesichert. Die beiden Innenringe werden über eine Zentralmutter oder eine Dehnschraube zwischen Nabe und Welle zur

Aufnahme der Lagerreaktionskräfte axial verspannt. Bei schmal bauenden Radlagereinheiten ist es nicht ausreichend, den Außenring über Sicherungsringe zu fixieren. Infolge der Kippmomente bei Kurvenfahrten kommt es zu Mikrobewegungen zwischen Radträgerbohrung und Außenring. Die daraus resultierenden Folgen, Geräuschbildung und Lockern des Ringes, können dann durch ein axiales Vorspannen des Außenringes vermieden werden.

In Radlagern der 2. Generation, die sich ca. seit 1970 im Serieneinsatz befinden, ist der drehende Flansch zur Aufnahme von Bremsscheibe und Felge in den gemeinsamen Außenring integriert. Dies spart ein zusätzliches Bauteil ein und führt zu Gewichtsreduzierung in der Radführung. Während die klassischen Radlager der 2. Generation nur für nicht angetriebene Achsen verwendet werden können, sind Radlager der 2D-Generation mit einem integrierten, stationären Flansch zur Verschraubung mit dem Radträger auch in angetriebenen Achsen einsetzbar.

Radlager der 3. Generation sind seit 1980 in Serie. Sie besitzen je einen integrierten Flansch am Außen- und Innenring zur Aufnahme von Bremsscheibe und Rad bzw. zur Verbindung mit dem Radträger. Ist die radseitige Innenringlaufbahn in den Flansch integriert, so spricht man von einer 3E-Generation, die im Gegensatz zur 3.2- bzw. 2.1-Generation nur einen separaten Innenring aufweist. Beide Varianten eignen sich sowohl für den Einsatz in angetriebenen als auch nicht angetriebenen Achsen. Vergleicht man die Einheiten 3.2 und 3E bezüglich ihrer technischen Merkmale, so sind sie hinsichtlich Ermüdungslife, Planlaufgenauigkeit und Dichtheit gleichwertig. Im Hinblick auf Bauteilstabilität, Steifigkeit und Gewicht pro Bauraum besitzt die 3E-Generation Vorteile, wohingegen die 3.2-Einheit bei der Materialauswahl für den Radflansch im Vorteil ist. Dritte Generationen mit zwei in den Flansch integrierten Innenringlaufbahnen konnten sich aufgrund des montagebedingten geringeren Kugelfüllungsgrades und der damit schlechteren Überrollfestigkeit nicht durchsetzen.

Wird in die Radlagereinheit zusätzlich das Außenprofil des Gleichlaufgelenkes als Laufbahn integriert,

so bezeichnet man dies als 4. Generation. Diese sind bisher nicht im Großserieneinsatz (s. 3.8.6).

Der weltweite Marktanteil von Radlagereinheiten der 3. Generation wuchs in den letzten Jahren kontinuierlich zu Lasten der Einheiten der 1. und 2. Generation. Die Gründe hierfür sind vielfältig und reichen von technischen Vorteilen bis hin zu strategischen Entscheidungen [102]:

- ♦ keine Mikrobewegungen zwischen Außenring und Radträger und damit Vermeidung des sogenannten „Radlagerknackens“,
- ♦ höhere Flanschfestigkeit bei 3E,
- ♦ einfache Montage an den Radträger,
- ♦ höhere Rundlaufgenauigkeit durch Verschraubung statt Presssitz des Außenrings,
- ♦ höhere Präzision (Vorspannung),
- ♦ Outsourcing-Strategie der OEM wird entsprochen, weniger Invest bei neuen Plattformen,
- ♦ Systemverantwortung liegt in einer Hand beim Wälzlagerhersteller.

Um die Lagerlebensdauer und die Führungsgenauigkeit zu erhöhen, werden Radlager der 1. bis 3. Generation inzwischen so ausgelegt, dass sie unter leichter Vorspannung laufen (ca. 0 bis 40 µm). Die Einstellung der Vorspannung erfolgt entweder lösbar über die Gelenkwellenverschraubung während der Gelenkwellenmontage im Fahrzeug oder unlösbar „for life“ während des Herstellprozesses der Radlagereinheit (Generationen 2.1, 3EW und 3.2 in **Bild 3-450**).

Bild 3-451 verdeutlicht den prinzipiellen Unterschied zwischen einer 3E- und einer 3EW-Radlagereinheit im Einbaufall. Im Falle der vorgespannten 3EW-Einheit dient die Mutter auf dem Gelenkwellenzapfen nur noch der axialen Sicherung der Gelenkwelle, die korrekte Vorspannung für die Radlagereinheit ist durch einen sogenannten Wälznetzprozess sichergestellt. Hierbei wird bereits während der Lagermontage eine Halteschulter zur Entlastung der Zentralmutter plastisch angeformt und gleichzeitig die Vorspannung im Lager eingestellt (**Bild 3-451**, rechts).

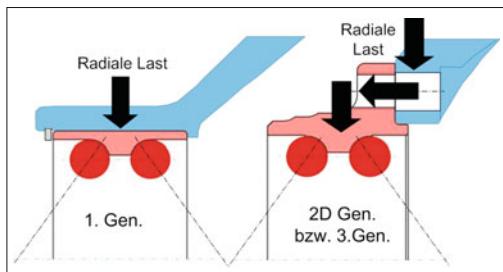


Bild 3-452: Eingepresste Radlagereinheiten vs. verschraubte Radlagereinheiten

Prinzipiell muss zwischen Konstruktionen unterschieden werden, bei denen die Radlagereinheit mit dem Außenring in den Radträger eingesetzt (1., 1T- oder 2.1-Gen.) oder über den integrierten Flansch mit dem Radträger verschraubt wird (2D-, 3E-, 3EW- oder 3.2-Gen.). Bei Radlagern mit Außenringflansch werden die Kräfte über die Schraubverbindung in den Radträger geleitet und die Radlagereinheit gleichzeitig axial fixiert (**Bild 3-452**).

Dies erweist sich insbesondere bei der Verwendung von Aluminiumradträgern als Vorteil, da damit das Problem unterschiedlicher Wärmeausdehnungskoeffizienten und die damit verbundene Gefahr von Mikrobewegungen und Spielveränderungen an der Schnittstelle Radträger-Außenring umgangen wird.

Werden Einpresslösungen in Verbindung mit Aluminiumradträgern verwendet, so muss zusätzlich zum Sicherungsring auf konstruktive Lösungen zurückgegriffen werden, die eine ausreichende axiale Fixierung auch bei erhöhten Temperaturen garantieren. Dies kann durch einen höheren Presssitz (ggf. Montage mit angewärmten Radträgern) in Verbindung mit einem Sicherungsring erfolgen, der den Lageraußenring axial vorspannt.

Alle Ausführungen existieren prinzipiell sowohl mit Kegelrollen als auch mit Kugeln als Wälzkörper, wobei die Verwendung von Schräkgugellagereinheiten für Pkw die gängigere ist. Kegelrollenlagereinheiten kommen hauptsächlich dann zum Einsatz, wenn eine höhere Traglast, wie z. B. für SUV oder Light-Truck-Anwendungen, gefordert wird. Dies geht aber zu Lasten einer geringeren Momententragsfähigkeit und damit Kurvenbelastbarkeit, wie **Bild 3-453** anhand der Lagerkenndaten veranschaulicht.

Grundsätzlich ist die Funktion aller gezeigten Radlagereinheiten sichergestellt. Sie sind daher weltweit im Serieneinsatz. Bei kleinen Fahrzeugen dominieren aus Kostengründen die 1. und die 1T-Generation. 1T-Einheiten kommen in kleinen Fahrzeugen speziell dann zum Einsatz, wenn an nicht angetriebenen Hinterrachsen insbesondere bei Trommelbremsen radial klein gebaut werden soll.

In den mittleren und schweren Fahrzeugklassen ist ein eindeutiger Trend für eine bestimmte Lagereinheit nicht erkennbar. Werden aus Gewichtsgründen Alu-

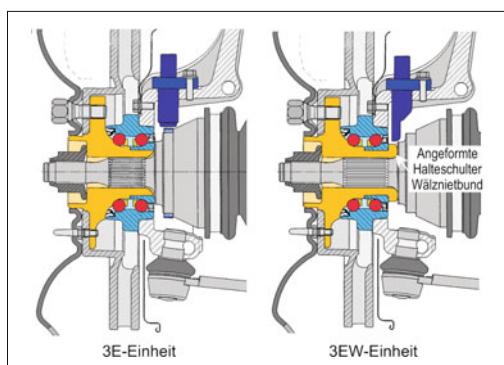


Bild 3-451: Gelenkwellenverschraubung einer 3E- und einer 3EW-Radlagereinheit

Tragzahl C	[kN]	groß	mittel
Stützbasis S	[mm]	klein ($S < B$)	groß ($S > B$)
Momententrägfähigkeit cxs [kNm]		mittel	groß
Außendurchmesser D [mm]		klein	mittel
Gesamtbreite B [mm]		mittel	mittel
Verhältnis B/H		> 2,5	< 2,5

Bild 3-453:

Vergleich von Schräkgugellagereinheiten mit Kegelrollenlagereinheiten hinsichtlich Tragzahl und Stützbasis

miniumradträger eingesetzt, so werden die Generationen 2D, 3E, 3EW und 3.2 verwendet, die z. T. mit erheblichen Produktionsinvestitionen bei der Wälzlagерherstellung verbunden sind. Daher werden auch bei schweren Fahrzeugen mit kleineren Losgrößen Radlager der 1. Gen. verbaut. Oft entscheidet auch die Fertigungstiefe des Automobilherstellers über die Auswahl der Radlagergenerationen.

3.8.3.1 Dichtung

Bei allen Radlagereinheiten spielt die Abdichtung eine wichtige Rolle. Das Dichtsystem im Radlager verhindert das Eindringen von Festkörperpartikeln oder Korrosion erzeugenden Medien (z. B. Flüssigkeiten, Straßensalz) in die Lagerlaufbahnen und den Austritt des Schmierfettes.

Die in Radlager eingesetzten Dichtungssysteme müssen für den Fahrbetrieb so ausgelegt sein, dass auch bei hohen Beanspruchungen durch Verkipplungen des Radlager/Radträgers bei Querbeschleunigung kein Abheben zwischen der rotierenden Radnabe und dem stehenden Radlagerring entsteht und hierbei kein Umgebungsmedium in den Wälzkontakt gelangen.

Heute werden hauptsächlich zwei Dichtkonzepte in Radlagereinheiten eingesetzt: Dicht- und Schleuderscheibe oder Dichtungskassetten (Bild 3-454). Herkömmliche schleifende Dichtungen und mit dem Innenring umlaufende Schleuderscheiben müssen in Nuten im Außen- bzw. Innenring fixiert werden (Bild 3-454a). Die Schleuderscheibe dreht sich mit dem Innenring und besteht aus einer Blecheinlage zur Versteifung sowie einer alseitigen Gummiummantelung als Korrosionsschutz. Dichtungskassetten enthalten die Funktion beider Teile in Integralbauweise und werden auf den dafür vorgesehenen Dichtungssitz (min. 5 mm Breite) in das Lager montiert (Bild 3-584b). Ihre Verwendung ermöglicht eine definierte axiale Vorspannung der Dichtlippen und den Entfall der Haltenuten. In die Dichtungen kann zusätzlich die Funktion des Encoders für die ABS-Sensorik integriert werden. Ist

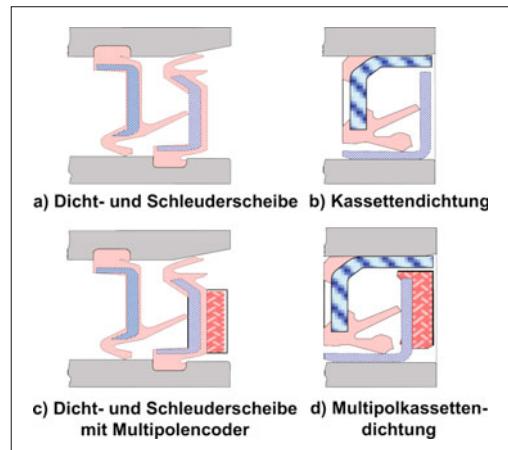


Bild 3-454: Dicht- und Schleuderscheibe und Dichtungskassetten in Integralbauweise mit und ohne Encoder

dieser magnetisiert, spricht man von Multipoldichtungen (Bild 3-454c/d sowie Bild 3-457).

Die Gestaltung von Dichtungen, Schleuderscheiben und Kassetten variiert von Hersteller zu Hersteller und es existieren zahlreiche Konstruktionen zur geometrischen Anordnung und Ausprägung von Dichtungen, sodass der Unterschied der Prinzipien nur beispielhaft veranschaulicht wird. Beide Konzepte schützen das Lager wirksam gegen das Eindringen von Schmutz und Spritzwasser bzw. Fettaustritt.

Für höhere Anforderungen, wie z. B. bei Geländefahrzeugen, kann der Anpressdruck der Dichtlippe über eine ringförmige Feder erhöht werden.

3.8.3.2 Schmierung

Radlagerungen werden in der Regel mit Langzeitwälzlagern „for-life“ geschmiert, für die sich lange, über die gesamte Fahrzeugebensdauer rei-

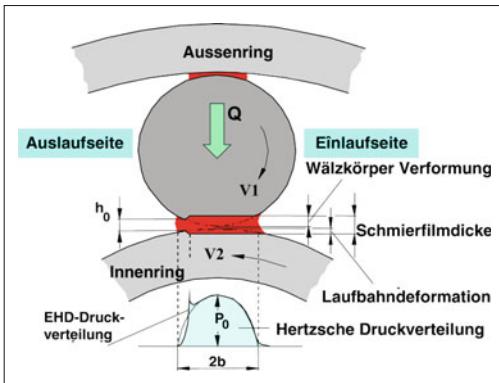


Bild 3-455: Elastohydrodynamischer Schmierfilm und Druckverteilung

chende Lagergebrauchsdaten ergeben. Sie sind die Grundvoraussetzung für den Einsatz von Radlagereinheiten, da bei vorzeitigen Lagerausfällen die ganze Lagereinheit getauscht werden muss. Meist verwendet man Fette auf Lithium-Seifenbasis mit einer hohen Grundölviskosität, da sie für einen breiten Last-, Drehzahl- und Temperaturbereich geeignet, sehr alterungsbeständig und bis 90 °C wasserbeständig sind. Um die Lagerstellen zu schmieren genügt es, die Freiräume innerhalb des Lagers zu füllen. Zur Erfüllung der „for-life“-Forderung ist eine wirksame Trennung aller im Wälzlagern in Kontakt tretenen Funktionsflächen durch einen ausreichenden Schmierfilm (**Bild 3-455**) notwendig.

Eine optimale Schmierung ist danach gewährleistet, wenn die Schmierfilmdicke so aufrechterhalten werden kann, dass eine Mischreibung oder metallischer Kontakt zwischen den Kontaktpartnern verhindert wird. Die üblichen Umfeldbedingungen, wie Winterbetrieb, Schlechtwegstrecken, Witterungseinflüsse usw. müssen von den eingesetzten Schmierstoffen ertragen werden. Radlagerfette sind in der Regel für einen Temperaturbereich von –40 °C bis kurzzeitig über 100 °C ausgelegt. Für höhere Anforderungen hinsichtlich Lagerbeanspruchung (Last, Drehzahl), Laufeigenschaften (Geräusch, Reibung) oder Umwelteinflüssen (Feuchtigkeit, Fremderwärmung) kann auch auf Sonderfette mit höherwertigeren Verdickern, Grundölen oder Additiven (z. B. EP-Zusätze) zurückgegriffen werden [103].

3.8.3.3 ABS-Sensoren

Insbesondere in Europa sind die meisten heutigen Pkws mit ABS und ESP ausgestattet, zu deren Funktion die Raddrehzahl ermittelt werden muss. Dies geschieht in der Regel über einen Impulsgeber (Encoder) und einen Sensor, die in die Umgebung von Radlager, Radträger und Gelenkglocke integriert werden. Die prinzipielle Funktionsweise ist in **Bild 3-456** dargestellt (s. hierzu auch Abschnitt 3.3.7.4).

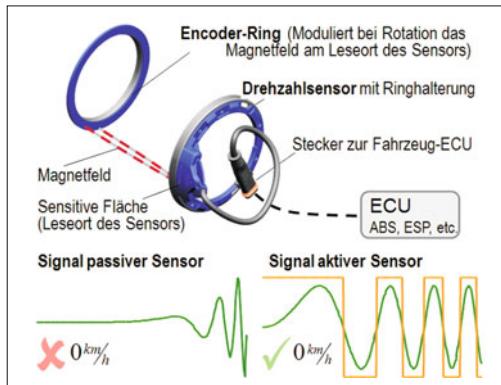


Bild 3-456: Encoder-Sensor-System mit aktivem oder passivem Sensor

Ein Impuls- oder Encoderring, der mit der Raddrehzahl umläuft, moduliert ein Magnetfeld, das von einem Sensor an der sensitiven Fläche (sogenannter Leseort) aufgenommen und intern in eine Wechselspannung umgewandelt wird. Bei „passiven“, induktiven Sensoren ist die Amplitude des Sinussignals störfest und von der Geschwindigkeit abhängig, weshalb sich diese Sensoren nicht für eine sichere Signalumformung bis zum Stillstand des Fahrzeugs eignen. Erst mit der Verwendung sogenannter „aktiver“ Sensoren, die mit Hall-Differenz-IC's oder magnetoresistiv arbeiten, steht ein stabiles Ausgangssignal mit drehzahlabhängiger Signalhöhe bis nahezu Geschwindigkeit Null zur Verfügung. Es wird als Rechtecksignal an die Fahrzeug-ECU weitergegeben und kann zusätzlich zur ABS-Regelung auch für ASR oder ESP eingesetzt werden.

Neueste Sensoren besitzen zusätzliche Intelligenz in Form von Drehrichtungserkennung und sogenannter „Luftspaltreserven“, d. h. die Sensoren liefern eine Information, ob sich der Abstand zwischen Sensor und Encoder im Sollbereich, im kritischen Bereich oder außerhalb des zulässigen Bereichs befindet. Ein möglicher Ausfall des Sensors wird so frühzeitig erkannt, die Funktion des Sensors damit sicherer und robuster gegen Luftspalttoleranzen.

Encoder können als Impulsräder in Form von Zahnrädern oder Lochkränzen ausgebildet sein und sind in dieser Form für jede Radlagergeneration geeignet. Sie werden entweder aus Blech oder Sintermaterial gefertigt und auf die Radnabe, die Gelenkglocke oder den drehenden Außenring aufgesetzt (**Bild 3-457**, unten). Ein stationärer aktiver oder passiver Sensor tastet die Zähne oder Löcher des Impulsrades ab. Anforderungen bestehen hinsichtlich Korrosionsbeständigkeit, minimalem Radialschlag und möglichst kleiner Spaltbreite. Eine Variante stellt der Impulskäfig dar, der ähnlich einem Nadellagerkäfig ausgeführt ist und in nicht angetriebenen Einheiten höherer Generation zum Einsatz kommt (**Bild 3-457**, unten, zweiter von links). Ohne axiale Bauraumvergrößerung ist er im Lagerin-

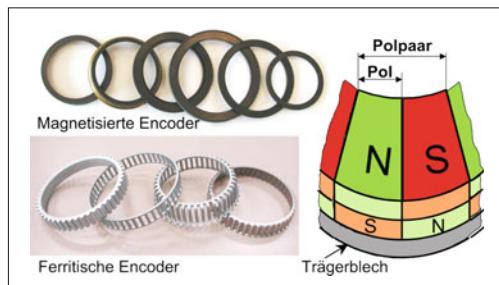


Bild 3-457: Encodervarianten

neren auf der Radaußenseite angeordnet und wird vom Sensor radial nach außen abgetastet.

Da Hall-Sensoren deutlich geringere Magnetflußänderungen benötigen als induktive Sensoren, ist auch die Integration des Impulsringes in die Schleuderscheibe oder die Dichtung möglich, wenn vor der Vulkanisierung in die Blecheinlage eine definierte Anzahl von Fenstern gestanzt wird (**Bild 3-457**, oben links). Bei Verwendung einer Impulsdichtung beträgt die Gewichtseinsparung im Vergleich zum gesinterten Impulsrad ca. 150 Gramm.

Je nach Sensortyp kann die Magnetisierung im Encoder oder im Sensor integriert sein. Geschieht dies im Encoder, so spricht man von Multipolencodern, in denen sich Süd- und Nordpol des Magneten auf einem Trägerblech abwechseln (**Bild 3-457**, rechts). Die Polpaaranzahl legt die Anzahl der Inkremente pro Umdrehung fest, die anschließend vom Sensor erkannt werden.

Der Sensor kann je nach Sensorkonzept im Radträger, über einen ringförmigen Halter oder im stehenden Außenringflansch montiert werden (**Bild 3-458**). Vorteile von gekapselten Lösungen, wie der Ringhalterung (**Bild 3-458**, oben rechts), sind der elektromagnetisch abgeschirmte Raum, die gekapselte, korrosionsgeschützte Ausführung und bei entsprechender Steckerausführung die Möglichkeit der Komplettmontage [104]. Insbesondere in Nordamerika stellt der durch

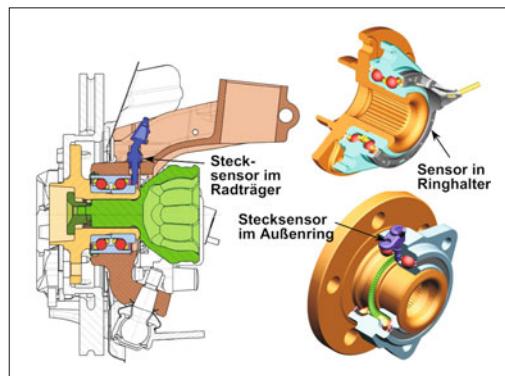


Bild 3-458: Möglichkeiten der Sensormontage

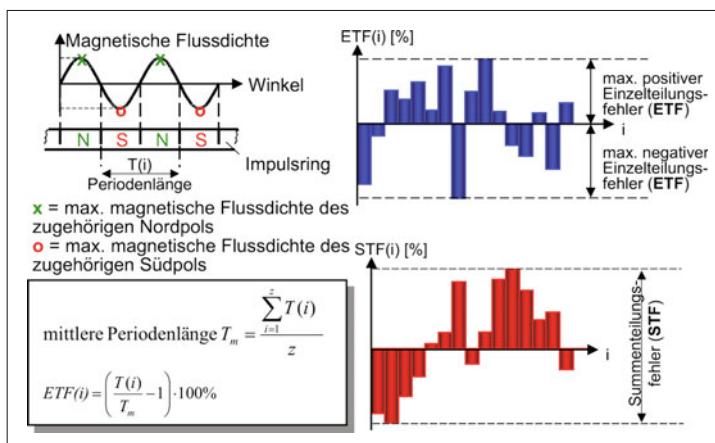
	Metall- Encoder	Multipol- Encoder
Passiver Sensor mit Magnet	✓	○
Passiver Sensor ohne Magnet	—	○
Aktiver Sensor mit Magnet	✓	○
Aktiver Sensor ohne Magnet	—	✓

✓ Stand der Technik; — ohne Funktion; ○ keine gängige Praxis

Bild 3-459: Sensor- und Encoder- Kombinationen

den Außenring zwischen die Rollen- oder Kugelreihen geführte Stecksensor eine weit verbreitete Lösung dar (**Bild 3-458**, unten rechts).

Bild 3-459 zeigt eine Zusammenfassung der möglichen Kombinationen von Sensoren und Encodern. Es bewertet diese Lösungen hinsichtlich ihres Einsatzes in der Praxis. Um den Sensor sicher schalten zu lassen, ist ein ausreichend starkes Magnetfeld (magnetische Flussdichte) und eine hohe Teilungsgenauigkeit der einzelnen Pole bzw. Polpaare notwendig (**Bild 3-460**).

Bild 3-460:
Teilungsfehler am Encoder,
Begriffsdefinitionen

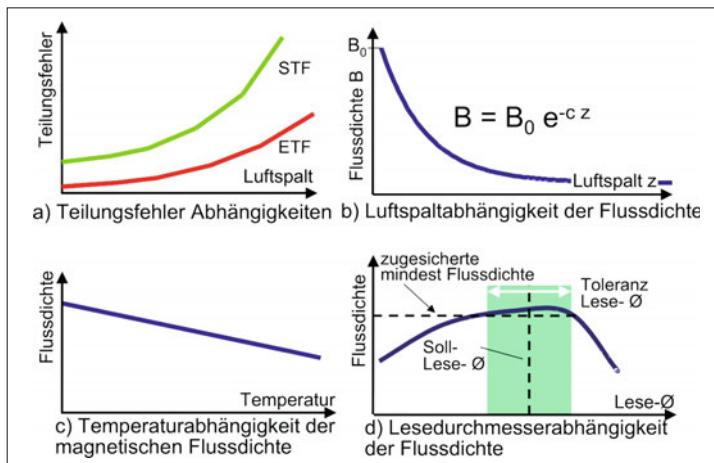


Bild 3-461:
Auslegung Encoder-Sensor-Schnittstelle

Zwei Kenngrößen, die die Genauigkeit eines Encoders beschreiben, sind der Einzelteilungsfehler (ETF) und der Summteilungsfehler (STF). Der Einzelteilungsfehler ergibt sich aus der Abweichung zwischen Ist- und Sollbreite eines Polpaars, wohingegen der Summteilungsfehler die Verteilung der Einzelteilungsfehler auf dem Umfang widerspiegelt.

Viele aufeinander folgende Einzelteilungsfehler mit gleichem Vorzeichen haben einen hohen Summteilungsfehler zur Folge. Beide Größen werden sowohl während der Entwicklung als auch in der Serienfertigung zu 100 % geprüft und als Referenz für die Güte des ABS-Systems verwendet.

Der Teilungsfehler wird durch

- ◆ die Genauigkeit des Encoders,
- ◆ den Luftspalt zwischen Sensor und Encoder und
- ◆ den verwendeten Sensor

festgelegt. Während die Genauigkeit des Encoders im Wesentlichen von der Homogenität der verwendeten Materialien, der Genauigkeit der Magnetisierung sowie der mechanischen Güte bei der Encoder-Herstellung abhängt, nehmen die Teilungsfehler mit steigendem Luftspalt progressiv zu (**Bild 3-461a**).

Die Flussdichte, und damit das für die einwandfreie Funktion des Encoder-Sensor-Systems notwendige Magnetfeld, nehmen mit zunehmendem Luftspalt exponentiell ab (**Bild 3-461b**). Daher ist bei der Auslegung der Sensor-Encoder-Schnittstelle der Luftspalt während des Betriebs so klein wie möglich zu halten. Die magnetische Flussdichte nimmt mit zunehmender Temperatur annähernd linear ab (**Bild 3-461c**). Der Effekt ist reversibel, jedoch ist die maximale Einsatztemperatur bei der Auslegung zu berücksichtigen. Für Barium-Ferrit (Temperaturkoeffizient $T_k = 0,2\text{ }^{\circ}\text{K}^{-1}$ bezogen auf $20\text{ }^{\circ}\text{C}$) ergibt sich bei einer max. Einsatztemperatur von $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ein Flussdichteverlust von 26 %. Der Lesedurchmesser des Sensors hängt von der Flussdichte ab, sodass sich für die Mindestflussdichte ein Soll-Lesedurchmesser mit entsprechendem Toleranzfeld ergibt (**Bild 3-461d**).

3.8.4 Herstellung von Radlagern

Um die für die permanente Leistungssteigerung notwendige hohe Präzision zu erreichen, sind Radlagerreinheiten vom Schmieden bis zur Montage das Ergebnis eines hochmodernen, ganz auf die Großserie abgestimmten Fertigungsprozesses (**Bild 3-462**).

3.8.4.1 Ringe und Flansche

Schmieden: In Schnellschmiedepressen werden Ringe und Flansche formgenau gepresst. Schmiedepressenart sowie die Taktzeit werden durch die Ring- bzw. Flanschgeometrie bestimmt. Im Anschluss an die Operationen Abscheren, Stauchen, Vorformen, Fertigformen und Stanzen werden die Presslinge für eine optimale spanabhebende Bearbeitung spannungsfrei gegläht.

Drehen: Auf leistungsstarken Mehr-Spindel-Automaten werden die Rohlinge außen und innen gedreht. Alle Ringe liegen bereits sehr nahe am Endmaß, das Profil der Laufbahnen sowie die Geometrie für die Aufnahme der Dichtung sind nach diesem Arbeitsgang fertig bearbeitet. Flansche werden ebenfalls an den Funktionsflächen bis nahe ans Endmaß gedreht.

Härten: Innenringe und Außenringe der 1. Generation werden durchgehärtet, wohingegen in Naben und Außenringen höherer Generationen nur partiell die Laufbahnen induktiv gehärtet werden. Dabei sind eine ausreichende Oberflächenhärte (Mindesthärte 58HRC), die richtige Einhärtetiefe sowie ein gleichmäßiger Übergang in das ungehärtete Material besonders wichtig.

Schleifen: Außendurchmesser, Seiten, Bohrungen und Laufbahnen werden bis auf das notwendige Endmaß geschliffen, wobei die Maße ständig gemessen und kontrolliert werden. Für höchste Oberflächengüten werden Laufbahnen bzw. Borde gehont.

3.8.4.2 Käfige und Wälzkörper

Die Fensterkäfige für Radlagereinheiten sind in der Regel aus glasfaserverstärktem Polyamid und werden

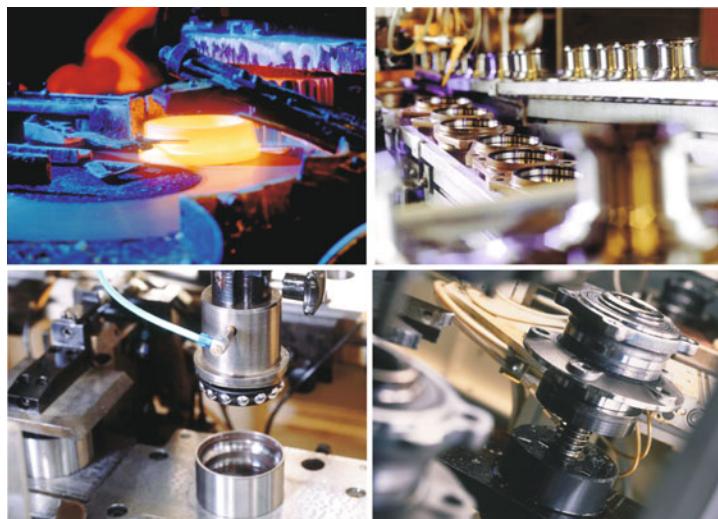


Bild 3-462:
Fertigung von Radlagern in
Großserie

spritzgegossen. Die Wälzkörper werden kalt gepresst, gehärtet und anschließend auf die Endform geschliffen. Bei Kugeln geschieht das in sogenannten Kugelmühlen.

3.8.4.3 Montage

Nach dem Sortieren und Reinigen der Bauteile erfolgt der Zusammenbau der Einzelkomponenten zur Radlagereinheit in hochautomatisierten Fertigungszellen. Die Polyamidkäfige werden mit Kugeln gefüllt und mittels Mess- und Sortiereinrichtungen so mit den fertigbearbeiteten Innen- und Außenringen gepaart, dass die Lagerung im eingebauten Zustand mit leichter Vorspannung angestellt ist. Die nicht lösbare, vorgespannte Verbindung in Radlagereinheiten höherer Generationen wird nach Dichtungsmontage und Befettung über einen Wälznietprozess realisiert. Über die Wälznietkraft lässt sich die Vorspannkraft auf das Lager kontrollieren und gezielt einstellen. Den Abschluss des Montagevorgangs bilden weitere Messvorgänge (Planschlaggenauigkeit, Geräusch etc.) und Funktionsprüfungen (ABS- Sensorik, Gängigkeit der Gewinde etc.).

Als Radlagerwerkstoff für Wälzkörper, Innen- und Außenringe kommt in der Regel der klassische, durchhärtbare Wälzlagerstahl 100Cr6 (DIN 17230) zum Einsatz. Bei integrierten Radlagereinheiten eignet sich dieser auch für eine induktive Randschichthärtung. Aufgrund der besseren Festigkeitseigenschaften werden für Flansche auch Stähle wie z. B. Cf54 oder C56 verwendet. Für eine ausführlichere Darstellung des Themas der Werkstoffauswahl sei an dieser Stelle auf die Literatur zur Gestaltung von Wälzlagern verwiesen [103].

3.8.5 Anforderung, Auslegung und Erprobung

Radträger und Radlager heutiger Großserienfahrzeuge müssen einer Reihe von Anforderungen entsprechend das vom Fahrzeughersteller vorgegebene Lastenheft erfüllen, bevor sie die Baumusterfreigabe erlangen. Im Einzelnen sind dies Vorgaben für die gesamte Fahrzeulebensdauer bezüglich

- ◆ Laufleistung und Funktion,
- ◆ Geometrie und Befestigung,
- ◆ Werkstoff (Korrosion, Cadmium- und Cr-6-Freiheit etc.),
- ◆ physikalischer Eigenschaften (Akustik, Festigkeit, Steifigkeit, Wärmebeständigkeit, Gewicht),
- ◆ Design, Ergonomie, Montage und Demontage,
- ◆ Umweltverträglichkeit, Recycling, Entsorgung,
- ◆ gesetzlicher Auflagen.

Die Anforderungen an die radführenden Bauteile werden vom Fahrzeughersteller experimentell und numerisch ermittelt, in Fahrversuchen verifiziert und achslastbezogen vorgegeben. Da die Belastungen im Kundenbetrieb noch nicht direkt ermittelt werden können, müssen die zu entwickelnden Bauteile in den hinsichtlich Gewicht und Motorisierung kritischen Fahrzeugen Mindestlaufstrecken auf Dauerlaufkursen nachweisen. Je nach Fahrzeughersteller unterscheiden sich die Auslegungsphilosophien und -strecken.

Sicherheitsrelevante Teile müssen so gestaltet sein, dass bei einer vorgegebenen Laufleistung die Qualitätsanforderung des Fahrzeugherstellers sichergestellt ist. Eine Laufleistungsforderung bei 1 % vor Kunde und 0,1 % Ausfallwahrscheinlichkeit bedeutet z. B., dass der härteste von 100 Fahrern mit dem schlechtesten von 1000 Bauteilen die geforderte Kilometerleistung ohne Ausfall zurücklegen können muss. Der Korrosionsschutz an Fahrwerksbauteilen ist so auszuführen, dass keine

Beanstandungen vor Kunde durch Korrosionserscheinungen innerhalb mehrerer Jahre zu erwarten sind. Die Vorgaben variieren hier je nach Fahrzeughersteller. Als grober Mittelwert kann hier ein Zeitraum von 3 Jahren angesetzt werden. Für massive Stahlteile ist in der Regel ein einschichtiger Lackaufbau mit schichtbildender Vorbehandlung (z. B. Phosphatierung) und einer Schichtdicke von insgesamt 20 µm ausreichend. An den Anlageflächen für Schraubverbindungen muss aufgrund des mechanischen Setzverhaltens der Beschichtung die Schichtdicke begrenzt werden. Hohlraumbildende Fahrwerksteile müssen gesondert versiegelt und gegen kondensierende Feuchtigkeit geschützt werden.

Da eine vollständige Aufarbeitung sämtlich eingangs genannter Aspekte den Rahmen dieses Kapitels sprengen würde, sei an dieser Stelle auch auf Kapitel 6 verwiesen. Im Folgenden wird nur auf die Auslegungsmerkmale eingegangen, die nicht vom Fahrzeughersteller allein festgelegt werden.

Die Radlagerungen müssen die Führungsaufgaben für das Rad, die Bremsscheibe und den Impulsgeber des ABS-Sensors übernehmen (**Bild 3-463**).

Die Anforderungen an die Führungsgenauigkeit sind seit 1950 kontinuierlich gestiegen und liegen heute bei einer Planschlaggenauigkeit der Nabe mit aufgesetzter Bremsscheibe von kleiner 40 µm. Für die Radnabe heißt dies Planschlaggenauigkeiten von kleiner 15 µm bei Flanschdurchmessern von 150 mm und größer, was eine hohe Anforderung an die Genauigkeit des Fertigungsprozesses bedeutet. Anforderungen an die Planlaufgenauigkeit des ABS-Impulsgebers liegen heutzutage bei 100 bis 150 µm.

Die Forderung der Automobilhersteller zur Leichtbauweise der Fahrwerkskomponenten bei steigenden Achslasten bzw. Rad- und Antriebskräften bedeuten, dass das Radlager und seine unmittelbaren Umgebungsbauteile hinsichtlich der Lastübertragung vom Radaufstandspunkt in das Fahrwerk einen wachsenden Einfluss bei der Fahrwerksauslegung haben.

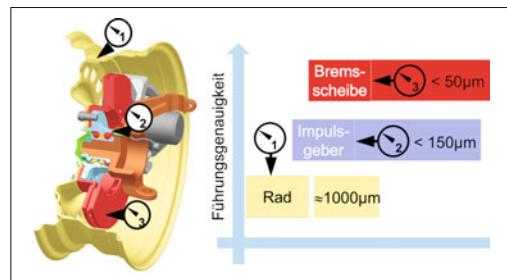


Bild 3-463: Dreifache Führung im Radsystem

In **Bild 3-464** sind die Reaktionskräfte in den beiden Radlagern einer Achse dargestellt, wie sie sich bei einer Kurvenfahrt rechts einstellen. Entsprechend den unterschiedlichen radialen und axialen Kräften im Radaufstandspunkt bilden sich die belasteten Zonen (Druckverteilungen) im Rollkontakt jeder Wälzkörpereihe aus.

Die Zusammenhänge bei der Übertragung der Radlasten machen es notwendig, bei der Bewertung der Bauteil- und Betriebsfestigkeit die beteiligten Komponenten in Berechnung und Versuch mit zu berücksichtigen. Das **Bild 3-465** zeigt den Kraftfluss vom Radaufstand über das Radlager und den Radträger in die Radaufhängung.

Die Aktionskräfte am Radaufstandspunkt werden über das Rad in die Radnabe übertragen. Im Wälzkontakt zwischen den Radlagerinnenringen, den Wälzkörpern und dem Lageraußenring entstehen Reaktionskräfte in radialer Richtung F_{R1} und F_{R2} , in axialer Richtung F_{A1} und F_{A2} sowie das Kippmoment $M_{Rdyn} = F_y \cdot R_{dyn}$ das durch die Seitenkraft F_y am dynamischen Reifenradius R_{dyn} erzeugt wird. Diese Kräfte und Momente werden in den Radträger weitergeleitet und in den Kinematikpunkten abgestützt. Im dargestellten Fall in **Bild 3-465** sind dies die Querlenkeranbindung und das Federbein.

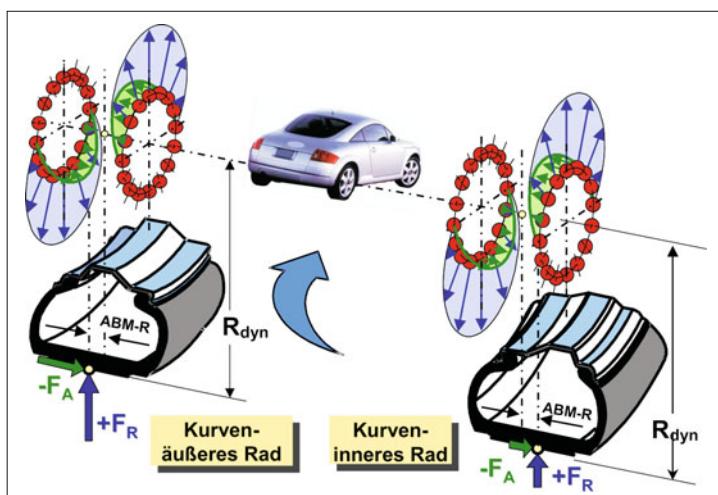


Bild 3-464:
Reaktionskräfte im Wälzkontakt bei Kurvenfahrt

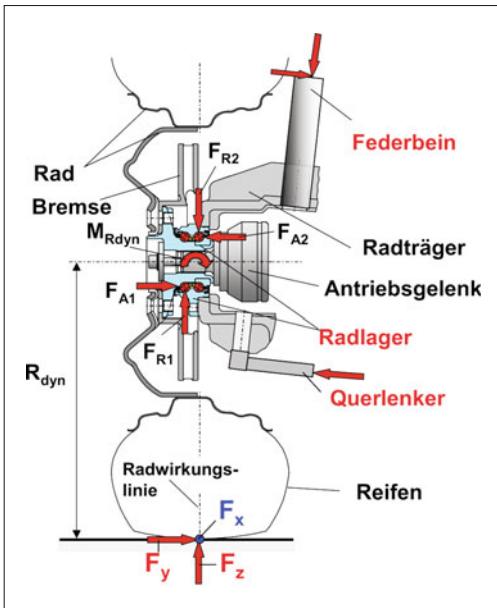


Bild 3-465: Lastübertragung vom Radaufstandspunkt in die Radaufhängung

Wie schon zu Beginn des Abschnitts 3.8 erwähnt, ist bei den Anforderungen an die Funktion der Komponenten das Radmodul gesamthaft zu betrachten. Hierbei sind hinsichtlich der Betriebsfestigkeit zwei grundsätzliche Auslegungsziele zu beachten: Entsprechend den Beanspruchungsarten die statische und dynamische Bauteilfestigkeit der beteiligten Komponenten sowie die Überrollfestigkeit des Radlagers. Für die Auslegung der Bauteilfestigkeit werden die Anforderungen hinsichtlich Betriebsfestigkeit (lineares Bauteilverhalten) und Bauteilstabilität (nicht-lineares Verhalten von Geometrie und Werkstoff) definiert. Die Beanspruchung des Bauteils bei normalen Betriebszuständen darf nicht zu einer Überschreitung der Materialstreckgrenze ($R_{p0,2}$) führen. Die Bauteilbeanspruchungen bei Sonderereignissen (Hindernisüberfahrt, Bordsteinanlauf etc.) dürfen zu leichten bleibenden Verformungen führen, ein Anriß ist nicht zulässig. Die rechnerische Lebensdauervorschage wird für die Bauteilfestigkeit der Komponenten Radnabe und Radflansch mit Bauteilwöhlerlinien abgesichert. Die Überrollfestigkeit (Ermüdungslebensdauer) des Radlagers im Wälzkontakt zwischen den Laufbahnen und den Rollkörpern (Kugeln/Rollen) wird nach einer 2-parametrischen Weibullverteilung berechnet, die folgende allgemeine Form hat:

$$F(t) = 1 - e^{-(t/T)^K} \quad \text{für } F(t) = 0,05 \dots 0,80 \quad (3.112)$$

- $F(t)$ Wahrscheinlichkeit dafür, dass ein Lager bis zum Zeitpunkt t ausgefallen ist,
 T Zeitpunkt für den Ausfall 63,2 % aller Versuchslager, d. h. $t = T$,

t Ausfallzeitpunkt,

K Maß für die Streuung der Ausfallzeiten (Weibullneigung).

Nach der Ausfallverteilung lässt sich das Ermüdungsverhalten größerer Lagermengen gut beurteilen. Das Radlager muss die Antriebskräfte in Drehbewegungen des Rades und damit in Bewegung des Fahrzeugs übertragen. Danach muss die Überrollfestigkeit im Wälzkontakt des Radlagers ermittelt werden. Darunter versteht man die Anzahl der Umdrehungen oder Laufkilometer, die das Radlager im Betrieb erreichen muss, wobei für die Betriebs- oder Überrollfestigkeit des Radlagers hauptsächlich die fahrdynamischen Radkräfte von Bedeutung sind. Spitzenwerte aus Sonder- oder Missbrauchsereignissen werden nicht als normale Betriebslasten bei der Ermittlung der Überrollfestigkeit der Radlager, jedoch bei der statischen Auslegung berücksichtigt.

3.8.5.1 Ermüdungslebensdauer (Überrollfestigkeit) des Radlagers

Bei der Dimensionierung der Wälzlagерungen der Räder unterscheidet man grundsätzlich zwei Berechnungsmethoden, **Bild 3-466** zeigt hierzu die Vorgehensweise. Die konventionelle Berechnungsmethode ist unter dem Zweig A dargestellt. Hierbei wird die Betriebsfestigkeit (Ermüdungslebensdauer) im Wälzkontakt als Grundlage für die Vorausberechnung der Lebensdauer des Radlagers mit analytischen herstellerspezifischen Berechnungsprogrammen ermittelt. Die DIN/ISO Norm 281 dient als Basis für die Auslegungsberechnung.

Aus Jahrzehntelangen Erprobungen der Lagerhersteller wurde eine Basisgleichung für die Ermüdungslebensdauer entwickelt.

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad \text{in } 10^6 \text{ Umdrehungen} \quad (3.113)$$

$$L = \pi \cdot D_R \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad \text{in km}$$

L nominelle Lebensdauer,

C dynamische Tragzahl [kN],

P dynamisch äquivalente Belastung [kN],

p Lebensdauerexponent mit $p = 3,0$ für Kugellager und $p = 10/3$ für Rollenlager,

D_R Raddurchmesser mit $D_R = 2 \cdot R_{dyn}$ [mm].

Die erweiterte Lebensdauergleichung enthält Faktoren, die auch die Einflüsse aus Umfeldbedingungen, Schmierung, Materialien usw. berücksichtigen.

Für die Wälzfestigkeit (Anzahl der Überrollungen im Wälzkontakt) ist ein entscheidender Einflussfaktor die maximale Kontaktpressung unter den äußeren Kräften. Hier gelten für Kugellager (Punktberührung) die Gleichungen nach Hertz, für die maximale Flächenpressung p_0 mit

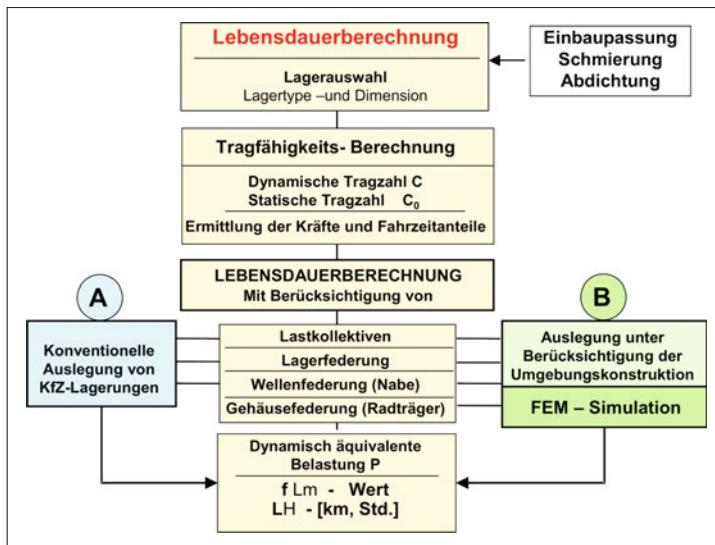


Bild 3-466:
Lebensdauerberechnung von
Wälzlagern in Kraftfahrzeugen

$$p_0 = \frac{1,5}{\pi \cdot \mu \cdot v} \cdot 3 \sqrt{\left(\frac{E \cdot \sum \rho}{3 \left(1 - \frac{1}{m^2} \right)} \right)^2} \cdot Q \text{ in N/mm}^2 \quad (3.114)$$

- E Elastizitätsmodul des Wälz Lagerstahles,
- Q Wälzkörperbelastung,
- m Querkontraktionszahl der Kontaktkörper,
- $\Sigma \rho$ Krümmungsradien der Kontaktkörper in den Hauptkrümmungsebenen,
- μ, v Hertzsche Beiwerte [103].

Neben den Radkräften selbst, die vom Radaufstandspunkt in das Radlager eingeleitet werden, bestimmen das Lagerbetriebsspiel, das die Lastverteilung im Lager beeinflusst, und der Kraftfluss der Radkräfte die Betriebslebensdauer des Radlagers. Entscheidend ist

der Abstand der Radwirkungslinie zur geometrischen Lagermitte (ABM-R).

Im Bild 3-467 rechts sind die beiden Einflussfaktoren und ihre Wirkung auf die Lebensdauer dargestellt. Als Lebensdauerkennwert ist die dimensionslose Kennzahl fL über dem Lagerbetriebsspiel und dem ABM-R-Wert aufgetragen. Die Toleranzbereiche, die die optimale theoretische Ermüdungslaufzeit erwarten lassen, können abgelesen werden. Eine zu hohe Vorspannung führt zu einem starken Abfall der Lagerlebensdauer, wohingegen zu großes Betriebsspiel eine eher geringe Reduzierung der Lebensdauer, dafür aber Steifigkeitsverlust und Geräuschbildung erwarten lässt. Oben rechts im Bild ist für die verschiedenen Lagergenerations das Betriebsspiel im Neuzustand und nach ca. 20000 km Laufleistung aufgetragen. Das Betriebsspiel der wälzgenieteten Einheiten hat sich am wenigsten

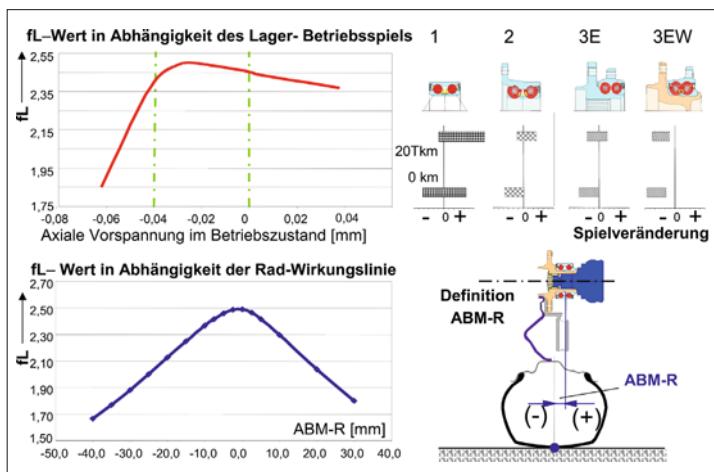


Bild 3-467:
Zusammenhang zwischen Lager-
betriebsspiel, Radwirkungslinie
und Lagerlebensdauer

verändert und befindet sich auch nach dem Setzen aller Bauteile noch im günstigen Vorspannungsbereich. Für eine ausführliche Beschreibung der analytischen Berechnungsmethoden wird z. B. auf das Fachbuch eines Wälzlagherstellers [103] verwiesen.

Für die Auslegung von Radlagern der aktuellen, gewichtsoptimierten Fahrzeuge genügt es nicht mehr, das Wälzlag als ein separates Bauteil mit starrer Umgebungskonstruktion zu betrachten und danach die Betriebslebensdauer zu berechnen.

Das bedeutet für die Berechnungs- und Entwicklungsabteilungen der Wälzlaghersteller auch unter den Gesichtspunkten der Produkthaftung, dass die Konstruktion und die Auslegung auch den Zweig B im **Bild 3-466** beinhalten muss. Hierbei wird die unmittelbare Umgebungskonstruktion (s. **Bild 3-465**) berücksichtigt, welche die Komponenten Schwenklager/ Radträger, Federbein, Wälzlag, Bremsscheibe, Felge beinhaltet.

Mit der Übernahme der Verantwortung nicht nur für die Wälzfestigkeit des Radlagers bei der zweiten und dritten Generation (s. **Bild 3-350**), sondern auch für die Bauteilstfestigkeit der Radnaben, die wie Radträger Sicherheitsbauteile sind, wurden numerische Simulationen (z. B. Spannungs- und Verformungsanalysen mit der FEM) zum Auslegungsstandard.

Aufgrund der kurzen Entwicklungszeiten sind diese in Kombination mit einer zuverlässigen Festigkeitsbewertung unverzichtbar [105].

Bei der Entwicklung von neuen Fahrzeugplattformen mit Leichtbaufahrwerken oder gewichtsoptimierten Gussradträgern werden die ungefederten Massen reduziert und es ist notwendig, die Umgebungsbauteile in die Berechnungsmodelle für die optimale Auslegung von Radlagern zu integrieren. Im **Bild 3-468** ist hierzu ein Berechnungsmodell dargestellt.

3.8.5.2 Bauteilstfestigkeit und Kippsteifigkeit

Das **Bild 3-468** zeigt ein Radlager der 3. Generation integriert in die Umgebungsbauteile Radträger (Schwenklager) mit aufgesetzter Bremsscheibe und Bremse. Die Aktionskräfte der entsprechenden Fahrzustände werden hier an den Kinematikpunkten (s. auch **Bild 3-465**) der Radaufhängung in das Radmodul eingeleitet. Die Gesamtstruktur wird über die Wälzlagerkugelreihen in der Rotationsachse der Radnabe abgestützt.

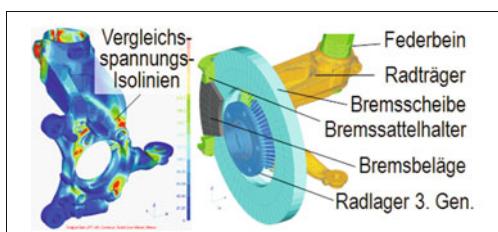


Bild 3-468: FEM- Berechnungsmodell Radmodul (Radlager mit Umgebungsbauteilen)

Das Ziel dieser Systemanalyse ist die Ermittlung der Bauteilspannungen, des Deformationsverhaltens und der Kippsteifigkeit des Gesamtsystems sowie der Anteile der einzelnen Komponenten.

Der Einfluss der Fahrdynamik (Längs-, Quer- und Vertikaldynamik) auf die Betriebsfestigkeit des Radmoduls wird über Lastkollektive des Fahrzeugherstellers berücksichtigt. Zusammen mit den Werkstoffkennwerten und den zugehörigen Beanspruchungen wird eine Bauteilschädigung ermittelt, aus der sich die Betriebsfestigkeit ableitet. Hierfür existieren bereits kommerzielle Programme als Postprocessing einer gängigen FE-Spannungsanalyse.

In der Fahrzeughochrichtung (Vertikaldynamik) wirken vertikale Kräfte, die vorwiegend aus den Reifennormalkräften und den Brems- bzw. Beschleunigungskräften entstehen. Die Beeinflussungsgrößen des Radmoduls für Verbesserung der Vertikaldynamik liegen hier in der Massenreduzierung der Komponenten, z. B. der Radnabe und des Radlageraußenringflansches, oder in der Verwendung von Leichtbauwerkstoffen für den Radträger.

Das größere Potenzial für Verbesserungen liegt in der Querdynamik. In Fahrzeugquerrichtung werden hauptsächlich die Reifenseitenkräfte von der Fahrbahn auf die Radaufhängung übertragen. Für die Komponenten des Radmoduls bedeutet das, dass eine hohe Formänderungsenergie aufgenommen werden muss und an das Lenksystem und die Radführung weitergegeben wird. Für die Entwicklung und Optimierung neuer Radmodule ist es deshalb von großer Bedeutung, die Größenordnung der Anteile der Komponenten an der Aufnahme der Formänderungsenergie zu kennen und damit den Verkippungswiderstand in Fahrzeugquerrichtung bestimmen zu können.

Das **Bild 3-469** zeigt ein Diagramm, in dem die Einzelkomponenten eines Radmoduls mit dem jeweiligen Anteil an der Kippsteifigkeit aufgetragen sind. Dargestellt sind die Werte aus dem Kugel/Laufbahn-Kontakt, der Innenringgradnabe, dem Außenringflansch und dem Radträger bei einer Kurvenfahrt mit einer Seitenbeschleunigung von $a/g = 0.6$. Um die Kippsteifigkeitsanteile separieren zu können, wurde in FEM-Analysen jeweils nur die zu beurteilende Komponente als elastisch mit den jeweiligen Elastizitätskonstanten wie E-Modul und Querdehnzahl definiert, alle anderen Komponenten waren jeweils als biegesteif angenommen.

Aus dem **Bild 3-469** ist ersichtlich, dass der größte Anteil von 40 % an der Gesamtkippsteifigkeit im Wälzkontakt aufgenommen wird.

Hier werden die Radkräfte rotatorisch abgestützt und weitergeleitet. Die Radnabe hat einen Anteil an der Kippsteifigkeit von 29 %, der Wälzlageraußenringflansch von 10 %, das Schwenklager von 21 %. Aufgrund der Interaktion zwischen den einzelnen Komponenten entspricht die Summe der Einzelanteile an der Kippsteifigkeit nicht der Gesamtkippsteifigkeit der Lagereinheit mit Schwenklager.

Mit diesen Ergebnissen sind die Ansatzpunkte für eine Optimierung des Systems bestimmt. Der Wälzkontakt

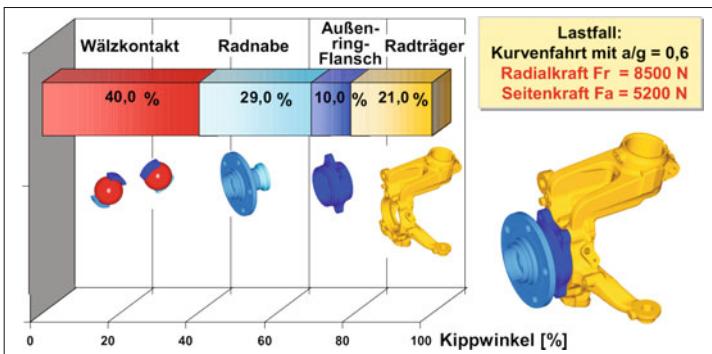


Bild 3-469:
Die Kippsteifigkeitsanteile von Radmodul-Bauteilen als Basis für die Komponentenoptimierung

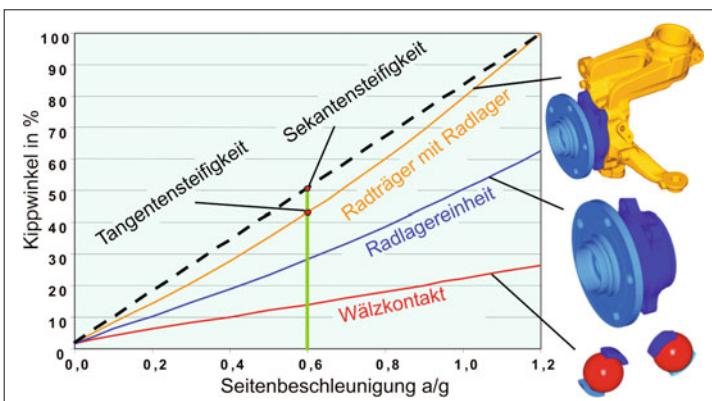


Bild 3-470:
Einfluss der Querdynamik auf die Kippsteifigkeit der Komponenten des Radmoduls

ist z. B. auf Reduzierung der elastischen Verformung zu untersuchen, die durch bessere Nutzung des zur Verfügung stehenden Bauraums möglich ist. Dabei sind auch Kollisionsbetrachtungen zu den anderen Fahrwerkskomponenten durchzuführen.

Die inneren Konstruktionsparameter des Radlagers sind bei der Auslegung entsprechend zu optimieren. Die Radnabe kann bei möglichst gleichem Gewicht in ihrer Form modifiziert werden. Der Außenring-Flansch ist ebenfalls durch entsprechende Formgebung und angepassten Herstellprozessen optimierbar.

Im Bild 3-470 ist die Kippsteifigkeit der Komponenten als Funktion der Querdynamik (Seitenbeschleunigung bei Kurvenfahrt) bis $a/g = 1,2$ aufgetragen. Die Kurven für die Komponenten Radlagereinheit, Wälzkontakt und die Summenkippsteifigkeit (Radlager und Radträger) zeigen über dem allgemein üblichen Bereich der Querbeschleunigung, dass die Kippsteifigkeit in dem untersuchten Beispiel geringfügig nichtlinear verläuft. Man unterscheidet deshalb die Tangentensteifigkeit (nichtlinear) zur Sekantensteifigkeit (linear). Die Differenz bei einer Seitenbeschleunigung $a/g = 0,6$ beträgt ca. 10 %.

Die Radträger/Schwenklager sind seit vielen Jahren Gegenstand von Optimierungsanalysen, die vorrangig eine Gewichtsreduzierung als Ziel haben. Dies wird hauptsächlich durch Form- und Materialänderungen, z. B. hochfeste Aluminiumlegierungen, erreicht, wo-

bei stets auch eine Kosten/Nutzen-Analyse durchzuführen ist. Wird das Radmodul bei Neuentwicklungen von Radträgern, insbesondere bei neuen Fahrwerkskonzepten, gesamthaft betrachtet, kann durch neuere Herstellprozesse und optimierte Geometrien die Systemsteifigkeit erhöht und damit die Radführung weiter verbessert werden.

3.8.5.3 Verifizierung durch Prüfmethoden

Radträger werden hinsichtlich Bauteilfestigkeit statisch und dynamisch auf servohydraulischen Prüfmaschinen erprobt. Je nach Entwicklungsstufe erfolgt die dynamische Bauteilprüfung ein- oder mehrachsig, d. h., unter einer oder mehreren unabhängigen Belastungen. Die Last-Zeitverläufe für eine mehrachsige Bauteilerprobung werden mit dem Ziel der größtmöglichen Zeitraffung aus den am Prototypfahrzeug gemessenen Echtzeit-Signalen abgeleitet, dabei werden unter Beibehaltung des Phasenbezugs die relevanten Lastkombinationen herausgeschnitten und schädigungsäquivalent wiederholt. Die Lastfolge kann dann entweder als Echtzeitsignal (Frequenz und Phasenbezug originär), Kollektiv (ohne Frequenzinhalt) oder einfach als Lastfolgensimulation (Blockprogramm) oder Einstufenlast aufgebracht werden. Zur besseren Abbildung des Lastpfades kann der Aufbau mit benachbarten Bauteilen erfolgen. Da insbesondere bei

Bauteilen aus Leichtbauwerkstoffen die Lebensdauer durch Schwingungsrißkorrosion herabgesetzt wird, empfiehlt sich die Erprobung bei schwingender Beanspruchung und gleichzeitigem Korrosionsangriff. Der Umwelteinfluss kann durch Berechnung mit korrosiven Medien oder durch Klimakammern abgebildet werden, wobei auf ausreichende Trocknungsphasen zu achten ist. Bei Stahlwerkstoffen ist eine statische Korrosionsprüfung in einer Sprühnebelkammer zur Überprüfung der Beschichtung ausreichend. Während die einfachen Bauteilprüfungen noch mit Einzelzylindern auf einer Spannplatte mit Berechnung realisiert werden können, müssen die komplexeren Prüfungen auf mehrachsigen Achsprüfständen in Klimakammern erfolgen (s. Abschnitt 6.6.2.2).

Vorzeitige Radlagerausfälle entstehen vorwiegend durch Missbrauchsfahrmanöver, wie Bordsteinanlauf, Schlagloch-Fahrten, Schwellenfahrten, bei nicht angepassten Geschwindigkeiten, oder Kollisionseignissen. Diese Ereignisse können bleibende Verformungen (Stillstandsmarkierungen) in den Wälzkontakten erzeugen, die dann der Beginn der vorzeitigen Lagerermüdung sind. Das kann dann vom Fahrer akustisch durch Laufgeräusche wahrgenommen werden. Eine Verminderung der Lagerbetriebslebensdauer kann auch durch anhaltend zu hohe Betriebstemperaturen im Lagerinnenraum ($> 100^{\circ}\text{C}$) ausgelöst werden. Defekte Bremsen oder extreme Bremsmanöver unter Vollast können hierfür die Ursache sein. Dabei kann der Schmierfilm im Wälzkontakt so beeinflusst werden, dass sich keine ausreichende Schmierfilmdicke ausbilden kann. Das führt zu Mischreibung (Schmierstoffmangel) und zu Verschleiß der Laufbahnen oder Wälzkörper, die letztendlich den Lagerausfall beschleunigen können.

Die Wälzfestigkeit und die Bauteilfestigkeit für die Wälzlagerungen im Fahrzeug werden im Versuchsfeld bei den Lagerherstellern an Muster- oder Serienteilen

geprüft. Auch im Versuchsfeld sind die Prüfeinrichtungen so konzipiert, dass die Schnittstellenfunktion der Radlager im Fahrzeug durch die unmittelbar montierten Original-Umgebungsbauteile und deren Umfeldbedingungen, (z. B. Aufheizen des Lagers durch Bremsvorgänge) der Realität nachgebildet wird. In Bild 3-471 ist eine Übersicht von wichtigen Prüfeinrichtungen für Radlager im Fahrzeug dargestellt.

Die Dichtheitsprüfungen für Radlager werden mit äußeren Radlasten unter geschlossenem Gehäuse und direkter Beaufschlagung mit Schmutzwasser vorgenommen. Die hierbei entstehende Korrosion kann dann das Radlager in seiner Funktion beeinflussen (Verschleißbildung). Der Prüfling muss trotzdem eine Mindestlaufzeit bis zum Ausfall absolvieren.

Die Ermittlung der Kippsteifigkeit auf einem statischen Kippsteifigkeitsprüfstand dient zur Verifizierung von Berechnungen und Hochlastlebensdauerprüfungen (Überrollfestigkeit). Dazu werden Verkipplungsmessungen vor und nach dem Prüflauf durchgeführt. Im direkten Vergleich ist erkennbar, in welcher Größenordnung sich die Verspannverhältnisse (kraftschlüssige Verbindungen) verändert haben und damit die Kippsteifigkeit beeinflusst wurde.

Die Bauteilfestigkeitsprüfung der Flansche erfolgt in Einstufenschwingversuchen auf Umlaufbiegeprüfständen. Bei hohen Biegemomenten muss im Zeitfestigkeitsbereich (LCF) eine vorgegebene Mindestschwingspielzahl erreicht werden. Das Grenzkriterium ist ein beginnender Riss im in der Anwendung rotierenden Teil.

Die Ermüdungslebensdauer oder Überrollfestigkeit im Wälzkontakt der Radlagerlaufbahnen wird auf Prüfeinrichtungen getestet, die mit Lastkollektiven nach Wälzlagerherstellervorschriften oder Vorgaben der Automobilhersteller betrieben werden können.

Axial- und Radiallasten können entsprechend den Fahrzuständen wechselnd und in richtiger Phasenlage

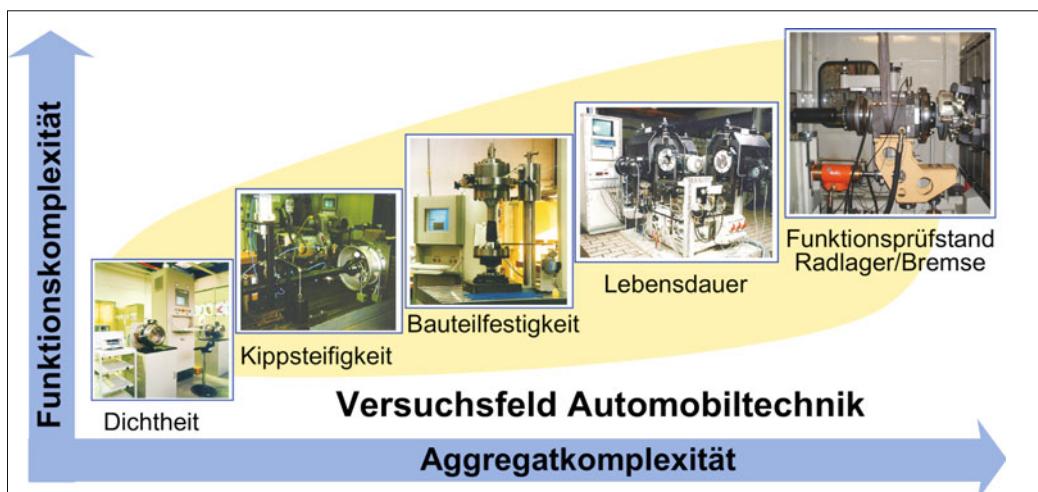


Bild 3-471: Prüfeinrichtungen für Radlager im Fahrzeug

zueinander aufgebracht werden. Hierbei ist es üblich die theoretische Ermüdungslife bei 10 % Ausfallwahrscheinlichkeit nach Weibull (L_{10}) rechnerisch zu ermitteln und eine Überrollfestigkeit in Stunden anzugeben. Diese wird der experimentell ermittelten Lebensdauer für 10 % Ausfallwahrscheinlichkeit (B_{10}) gegenübergestellt. Abschaltkriterien werden je nach Kollektivart als Vielfaches der L_{10} angegeben.

Für Neuentwicklungen von Radmodulen kann eine Prüfeinrichtung genutzt werden, die neben den Radkräften auch Bremskräfte berücksichtigt. Es ist möglich, Fahrmanöver zu simulieren, die das Radmodul unter hohen Temperaturen, ausgelöst durch Extrem-Bremsungen (Einzelstopps, Doppelstopps), und gleichzeitig wirkenden Radkräften beanspruchen. Auf dieser Prüfeinrichtung können auch Entwicklungsprüfungen von Radmodulen durchgeführt werden, die erweiterte mechanische und elektronische Funktionen integrieren z. B. ABS/ESP oder Messelemente für die Messung von Radkräften.

3.8.6 Ausblick

Wie die Beschreibung des Stands der Technik in den vorhergehenden Abschnitten zeigt, können folgende Entwicklungstrends der letzten Jahre bzgl. Radlager und Radträger als abgeschlossen bezeichnet werden:

- ◆ vom Einzellager zur einbaufertigen integrierten Radlagereinheit → „for life“,
- ◆ vom Spiel zur Vorspannung → Führungsgenauigkeit,
- ◆ insbesondere bei geschleppten Achsen: von der lösbarer Verbindung zur unlösbarer Verbindung → Wälznielen.

Wohingegen folgende Entwicklungstrends noch andauern und der zukünftige Stand der Technik noch nicht abzusehen ist:

- ◆ vom „schweren“ Radmodul zum „leichten und robusten“ Radmodul → Leichtbauradlagereinheit und Leichtbauradträger,
- ◆ vom „weichen“ Radmodul zum „steifen“ Radmodul → kurz und hochbauende Radlagereinheit,

- ◆ von der „Mechanik“ zur „Mechatronik“ → Kraftmessende Radlagereinheit.

Um der Forderung nach immer geringeren ungefederten Massen gerecht zu werden, konzentrieren sich die Anstrengungen bei Leichtbauradträgern hauptsächlich auf die Entwicklung neuer Werkstoffe oder neuer Fertigungsverfahren, die höhere Festigkeitskennwerte erwarten lassen. Hinsichtlich Werkstoffentwicklung seien hier als Beispiele einfach zu bearbeitende, austenitisch getemperte Gusseisen (ADI) [106] oder neue Sphärogusslegierungen mit erhöhten Anteilen an Silizium und Bor genannt, die eine Schwingfestigkeitssteigerung von 25 % und eine höhere Zähigkeit erwarten lassen [107]. Um Magnesiumlegierungen für Radträger in Großserie einsetzen zu können, sind noch weitere Anstrengungen bezüglich geeignetem Korrosionsschutz und ausreichender Festigkeit notwendig. Die in Abschnitt 3.8.2 bereits erwähnten Verfahren Squeeze-Casting, Thixo-Casting, Rheo-Casting und Niederdruck-Sandguss sind allesamt Druckgussverfahren und lassen in Verbindung mit Aluminiumlegierungen einen weiteren Beitrag zum Leichtbau erwarten. Aufgrund der im Vergleich zu Standardverfahren heute noch höheren Fertigteilkosten, wird ein Serie-neinsatz auf Sonderlösungen beschränkt bleiben. Ein neues Verfahren kann sich nur dann auf dem Markt durchsetzen, wenn es den Gewichtsvorteil bei nahezu gleichen Kosten bietet kann. Zielführend erscheinen hier ein- oder mehrteilige Stahlblechkonstruktionen, wie z. B. ein in Bild 3-472 gezeigter Radträger für eine McPherson-Achse [108].

Eine Innen- und eine Außenschale werden durch MAG- oder Plasmaschweißen zu einem Radträger verschweißt, das Radlager 1. Generation in einem eingeschweißten Stahlring aufgenommen. Die Anbindung an das Federbein erfolgt über zwei Schrauben, die der Lenker über eingeschweißte massive Anbindungsstücke. Federbein und Bremssattelanbindung sind durch Distanzstücke verstiftet. Als Stahlblech-Werkstoff für die Schalen wurde ZstE380 verwendet. Die Gewichtseinsparung am gewählten Fahrzeug der Kompaktklasse beträgt lt. Hersteller ca. 0,7 kg pro Radseite. Verglichen mit einem Eisenguss-Radträger



Bild 3-472:
Leichtbauradträger [108]

ist das Stahlblech-Radträger ca. 20 % leichter [108]. Es lässt sich noch weiter Gewicht einsparen, wenn in den Schalenradträger der Außenring der Radlagereinheit unlösbar integriert wird. Die zylindrische Radlageraufnahme könnte entfallen.

Eine deutliche Gewichtsreduzierung kann auch durch den Einsatz einer Leichtbauradlagereinheit, wie sie in **Bild 3-473** dargestellt ist, erreicht werden. Der massive, geschmiedete Außenring einer Radlagereinheit der 3. Generation wird durch einen Leichtbau-Außenring ersetzt. Dieser wird sowohl in den Radträger eingesetzt als auch am Bund mit Schrauben fixiert, was einer Kombination der bekannten Montagemöglichkeiten entspricht. Die Verschraubung des Lagers erfolgt durch zusätzliche Bohrungen im Flansch. Mikrobewegungen des Außenrings werden so wirksam verhindert und der Haltebord in der Radträgerbohrung kann entfallen. Diese Lösung kann sowohl in Stahl- als auch Aluminiumumradträgern angewendet werden und bringt an einer Radlagerung für ein Fahrzeug der unteren Mittelklasse (Vorderachs-Last 1250 kg) eine Gewichtseinsparung von 0,45 kg, d. h., ca. 15 % bezogen auf die Radlagereinheit.

Da durch den Presssitz der Kraftfluss im Radträger günstiger ist, kann der Serienradträger optimiert und seine Masse um weitere 0,23 kg reduziert werden. In Verbindung mit dem Leichtbau-Außenring ergibt sich so in Summe eine Massenreduzierung an der Einheit Radträger-Radlager um ca. 10 % bzw. fast 0,7 kg.

Weiteres Potenzial zur Gewichtsreduzierung bietet der massive Flansch durch sternförmige oder verrippte Radnabenkonstruktionen. Die Herausforderung liegt jedoch darin, eine, verglichen mit dem Vollflansch, gleiche oder höhere Verwölbungssteifigkeit zu erreichen, um den dynamischen Planschlag der Bremsscheibe oder das Risiko von Radschraubenlösen zu minimieren.

Der Einsatz der Leichtbauradlagereinheit ermöglicht die Verwendung neuer ABS-Sensorkonzepte (**Bild 3-474**). Das Konzept mit radialem Abgriff (links gezeigt) lässt eine robustere Sensorfunktion erwarten, da Einflüsse aus der Positionierung des Sensors im Radträger minimiert sind und sich somit die Luftspalttoleranzen weiter einschränken lassen.

Ein weiteres Konzept ist im **Bild 3-474** rechts dargestellt und erst durch den Entfall des Haltebordes im Radträger umsetzbar. Das ringförmige Gehäuse kann als Vordichtung für das Lager genutzt und das Sensorkabel einfacher geführt werden. Zusätzlich lässt sich eine bessere Kontrolle des Luftpalts realisieren, wenn der Sensor über den Ringträger direkt mit dem Lager verbunden ist. Allgemein geht der Trend bei den ABS-Sensoren hin zu intelligenteren Sensoren (s. Abschnitt 3.8.3.3). Potenziale zur weiteren Gewichtsreduzierung liegen in der Gestaltung der Schnittstelle Radnabe-Bremsscheibe.

Bild 3-475 zeigt eine „Määndernabe“, die in Kombination mit einem geänderten Bremsscheibentopf eine



Bild 3-473:
Leichtbau-Radlagereinheit

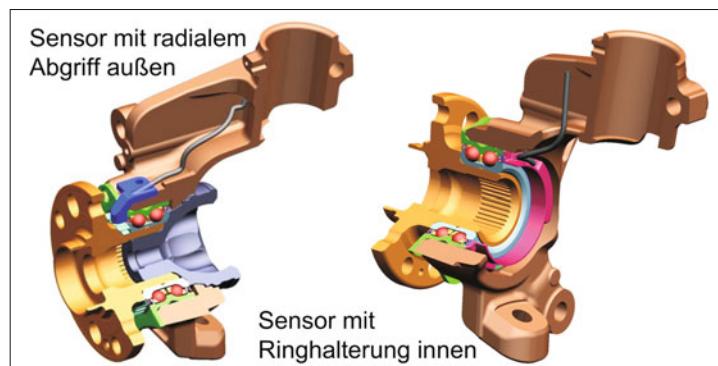


Bild 3-474:
Neue ABS-Sensorkonzepte

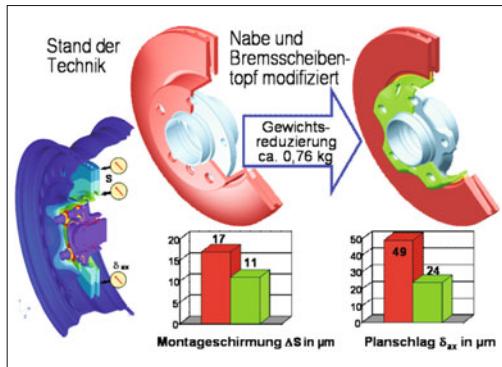


Bild 3-475: Modifikation der Schnittstelle Radnabe-Bremsscheibe

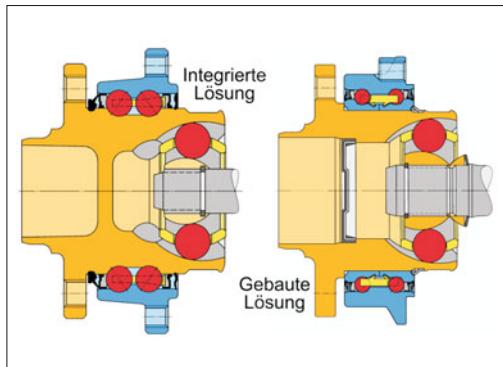


Bild 3-476: Radlagereinheit der 4. Generation

Gewichtsreduzierung von ca. 0,7 kg ermöglicht. Die modifizierte Nabe leistet einen Beitrag von 0,2 kg, wohingegen 0,5 kg aus der Bremsscheibenmodifikation resultieren. Durch rechnerische und experimentelle Analysen lässt sich nachweisen, dass sich bei entsprechender Gestaltung des Bremsscheibentopfes die Schirmung der Bremsscheibe aufgrund der Montage um ca. 1/3 reduziert.

Der auf 50 % reduzierte Planschlag zeigt, dass sich die Schnittstelle robuster gegen ungleichmäßiges Anziehen der Radschrauben verhält. Eine der fünf Radschrauben wurde nur mit der Hälfte des vorgeschriebenen Momenten angezogen (**Bild 3-475 unten**).

Radlagereinheiten, bei denen das homokinetische Gelenk mit in die Lagerung einbezogen wird, können ebenfalls einen Beitrag zur Reduzierung des Systemgewichts und Verbesserung der Fahrdynamik leisten. Seit langem wird an dieser „4. Generation“ gearbeitet und es wurden integrierte sowie gebaute Lösungen erprobt (**Bild 3-476**) [109].

Die unterschiedlichen Arten der Integration der Gelekenaußenkontur in die Radlagereinheit haben jedoch alle den Nachteil, dass sie für die Montage einen Rad-

träger benötigen, der entweder eine ausreichend große Bohrung zum Durchschieben des Gelenkes oder eine Teilung für die Montage von unten vorsieht. Dem Gewichts- und Bauraumvorteil steht daher der Nachteil einer aufwendigeren Montage am Fahrzeug gegenüber. Ein Serieneinsatz der 4. Generation ist derzeit nicht in Sicht.

Um das Bremsenverhalten hinsichtlich NVH und Verschleiß zu verbessern, muss die Kippsteifigkeit des Systems erhöht werden. Eine Möglichkeit hierzu stellen kurze und hochbauende Radlagereinheiten (RHM, *Rigid Hub Module*) dar, mit denen die Bremsscheibenauslenkung deutlich reduziert werden kann.

Für die Ausführung in **Bild 3-477** ergibt sich bei einem Bremsscheibendurchmesser von 200 mm eine Reduzierung der maximalen Bremsscheibenauslenkung um etwa 40 %. Neben dem zu erwartenden besseren Bremsverhalten erlaubt die Kurzbau-Radlagereinheit die Verwendung von Kurzzapfengelenken. Dadurch wird der Gelenkmittelpunkt zur Fahrzeugaußenseite verschoben, sodass sich Störmomente reduzieren und ein größerer Lenkeinschlag umsetzen lässt. Die Steifigkeit des Lagers kann auch erhöht werden, indem

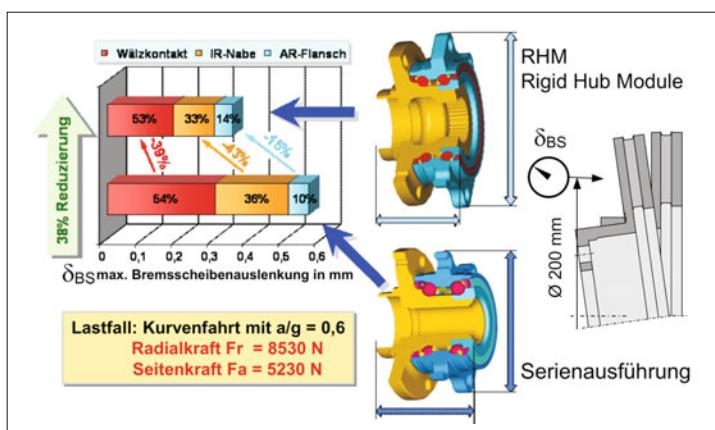


Bild 3-477:
Bremsscheibenauslenkung
der kurz- und hochbauenden
Radlagereinheit

bei gleichem Reihenabstand der Teilkreis der äußeren Wälzlagerringe vergrößert und damit die Anzahl der Wälzkörper erhöht wird.

Zur Reibungsminimierung kann das vierreihige Schrägkugellager beitragen (**Bild 3-478**). Hier werden die Kegelrollenlagerreihen durch zwei Kugellagerreihen ersetzt.

Aufgrund des Punktkontaktes und der entfallenden Bordreibung besitzt es ein geringeres Reibmoment als Kegelrollenlager. Zusätzlich wird durch dieses Design eine höhere Kurvensteifigkeit erreicht. Wegen seiner hohen Tragfähigkeit ist es für den Einsatz im Light Trucks bzw. SUVs geeignet.

Eine weitere Innovation ist die Verbindung der Seitenwellen mit der Radlagereinheit über eine Stirnverzahnung (**Bild 3-479**) an Stelle einer Radialverzahnung. Vorteile dieser Bauform, die mittlerweile im Serieneinsatz ist, sind im wesentlichen Gewichtsersparnis und eine vereinfachte Montage [110].

Einen Beitrag auf dem Weg zum „Global Chassis Management“ kann das kraftmessende Radlager leisten (**Bild 3-480**). Alle Kräfte werden im Radaufstandspunkt übertragen und durch das Radlager in das Fahrwerk geleitet. Die sich einstellenden Druckverteilungen im Rollkontakt der Wälzkörperreihen sind charakteristisch für jeden Fahrzustand und lassen auf die zugehörigen Radkräfte und -momente zurücksließen (**Bild 3-480**, oben). Die geometrische Gestaltung des Außenringes erlaubt es, dass der Bremsattelhalter direkt mit dem Radlager verbunden wird und die Bremskräfte der Betriebsbremse sich so ebenfalls korrekt messen lassen (**Bild 3-480**, links). Dehnungsempfindliche Sensoren und ASIC mit Signalaufbereitung, sowie speziellem Auswertealgorithmus auf dem Außenring, sorgen für die Weitergabe der gemessenen Kräfte an den Datenbus des Fahrzeugs (**Bild 3-480**, rechts). Erste Prototypen befinden sich bereits in Erprobung, ein Einsatz in Großserie dürf-

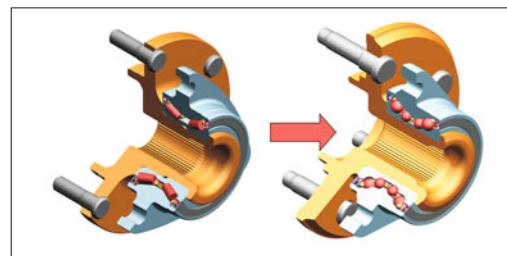


Bild 3-478: Vierreihiges Schrägkugellager

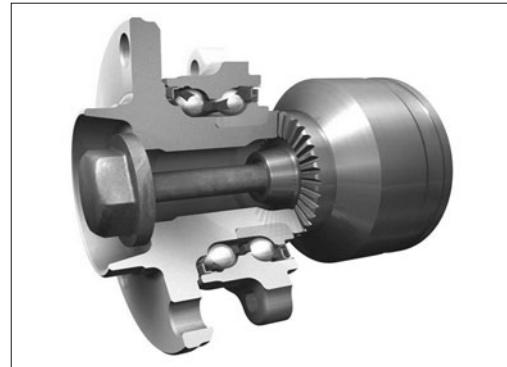


Bild 3-479: Verbindung der Seitenwellen mit der Radlagereinheit über eine Stirnverzahnung [110]

te jedoch erst nach 2015 realistisch sein. Gegenüber anderen Systemen (Kraftmessfelge, Side Wall Torsion Sensor) besitzt die Radkraftmessung im Radlager mehrere Vorteile: Die Kräfte werden am ersten stehenden Teil zwischen der Kontaktstelle Fahrbahn-Reifen und Fahrwerk gemessen, Radlager sind für die Fahrzeuglebensdauer ausgelegt und Ungenauigkeiten

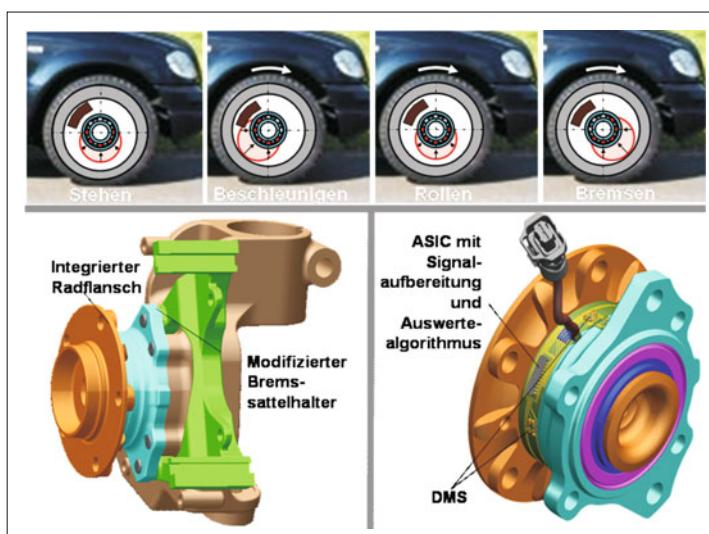


Bild 3-480:
Rad- und Bremskraftmessendes Radlager

durch das Übertragungsverhalten von Bauteilen oder die Integration indirekter Größen, wie z. B. Beschleunigungen, entfallen.

Radkraftbasierte Fahrdynamik-Regelsysteme lassen eine erhöhte Fahrsicherheit und verbesserte Fahrdynamik bei gleichzeitig niedrigerem Verbrauch erwarten, sofern die funktionale Systemintegration von Antrieb, Fahrwerk, Lenkung und Bremse gelingt.

Die individuelle Regelung von Antriebsmoment, Radstellung und Radlast ermöglicht die optimale Ausnutzung des Reifenkraftpotenzials.

Als möglicher Nutzen für Automobilhersteller und Endkunden zeichnen sich ab:

- ◆ Bremswegverkürzung,
- ◆ Antriebs-/Bremsmomentenverteilung,
- ◆ verbesserte Kurvendynamik,
- ◆ Schwimmwinkelregelung,
- ◆ Straßenbelagerkennung,
- ◆ Reifenzustandserkennung,
- ◆ Reibbeiwertmessung,
- ◆ Redundanzinformation für X-by-wire,
- ◆ Fatigue/Misuse-Monitoring.

Die dynamischen Eigenschaften eines Fahrzeuges werden somit maßgeblich durch das Reifenverhalten beeinflusst. Radlast, Federung, Dämpfung, Achskinematik und Fahrwerkselastizitäten, Motorleistung und Geschwindigkeit sowie die Einsatzart haben einen großen Einfluss auf die Auslegung von Reifen (**Bild 3-481**).

Beim pneumatischen Reifen ist das unter Überdruck eingeschlossene Gas oder Gasgemisch das tragende Element. Die Hülle bestimmt nach Form, konstruktiver Auslegung und Material weitgehend die Gebrauchseigenschaften des Reifens. An diese Eigenschaften werden von der Kfz-Industrie, dem Endverbraucher und in zunehmendem Maße vom Gesetzgeber Anforderungen gestellt, die nicht immer miteinander in idealer Weise vereinbar sind. Widerstreitende Anforderungen führen zu Zielkonflikten, die die Reifenindustrie ständig zu lösen hat.

Reifen werden im harten Wettbewerb nach den Pflichtenheften der Fahrzeugindustrie und den Vorgaben der Reifenhersteller stetig weiterentwickelt. So stellen die heutigen im Markt befindlichen Serienreifen einen weitgehend ausgewogenen Kompromiss dar, der allen Belangen der Fahrsicherheit, des Fahrkomforts, des Lenkverhaltens, der Fahrstabilität und der Wirtschaftlichkeit, aber auch den verstärkten Forderungen des Umweltschutzes in einer für den Verbraucher vernünftigen Weise Rechnung trägt.

3.9 Reifen und Räder

3.9.1 Anforderungen an den Reifen

Im System Fahrzeug–Straße nimmt der Reifen eine hervorgehobene Rolle ein. Als Bindeglied zwischen Fahrbahn und Fahrzeug überträgt er alle Kräfte und Momente, sein Übertragungsverhalten geht deutlich in Sicherheit, Fahrverhalten und Komfort des Gesamtfahrzeugs ein.

3.9.1.1 Gebrauchseigenschaften

Die Entwicklung von Pkw- und Lkw-Reifen wird entscheidend durch die sich ständig ändernden und darüber hinaus wachsenden Anforderungen der Pkw- und Lkw-Hersteller an die Kraftfahrzeuge beeinflusst.

Die Tabelle 3-8 zeigt die typischen Abhängigkeiten von Einflussgrößen der Reifenauslegung auf die Gebrauchseigenschaften.

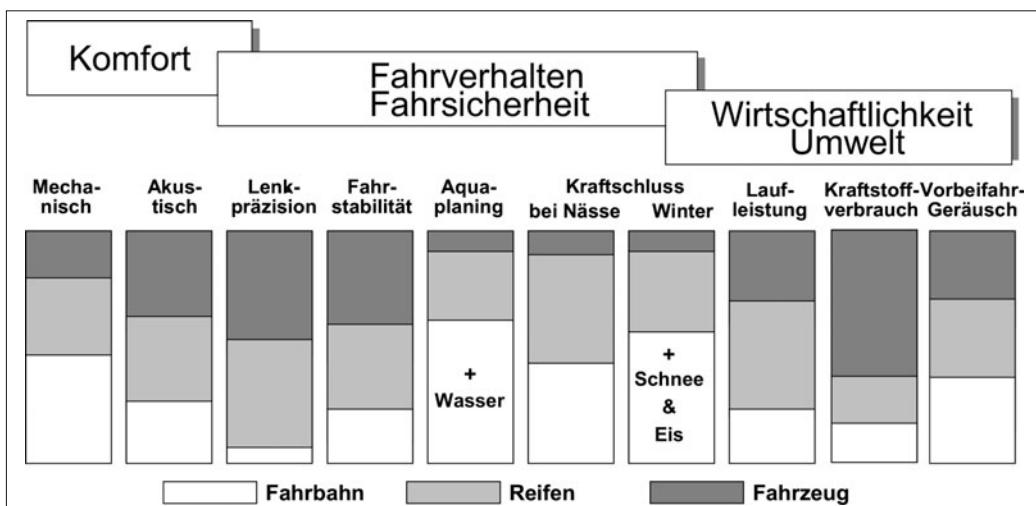


Bild 3-481: Einfluss von Fahrbahn, Reifen und Fahrzeug auf die Gebrauchseigenschaften

Tabelle 3-8: Einfluss der Reifenparameter auf die Gebrauchseigenschaften

Eigenschaft Einfluss	Nass-Ge- griff	Ge- räusch	Lauf- leistung	Roll- wider- stand	Aqua- planing	Qua- lität
Form, Kontur	●	●	●	●	●	●
Profil	●	●	●	●	●	●
Material	●	●	●	●	●	●
Konstruktion	●	●	●	●	●	●
Herstellprozess				●		●

Diese beschreiben für den Verbraucher die einzelnen Eigenschaften der Reifen und sind immer in Verbindung mit Fahrzeug, Straße und Fahrer zu sehen. Zur Ermittlung der Gebrauchseigenschaften werden Versuche durchgeführt, die sowohl nach subjektiven als auch nach objektiven Kriterien bewertet werden.

Gebrauchseigenschaften dienen zur Bewertung in Hinblick auf die jeweilige Kundenerwartung. Da sich die Rahmenbedingungen im Laufe der Zeit ändern, unterliegen auch die Anforderungen an die Gebrauchs-eigenschaften einem zeitlichen Wandel.

Die Entwicklung im Automobilbau in den letzten Jahrzehnten hat in Verbindung mit dem Ausbau des Straßennetzes dazu geführt, dass die Anforderungen an Pkw- und Lkw-Reifen gestiegen sind. Dieser Anstieg wird auch deutlich an der Zahl der Gebrauchseigen-schaften, die heute im Rahmen technischer Reifenfrei-gaben geprüft werden müssen.

1960 gab es für Pkw-Reifen im Wesentlichen 10 Kri-te rien, die am Fahrzeug oder auf dem Prüfstand unter-sucht und bewertet wurden. Es waren z.T. sehr spezielle Einzelmerkmale, wie z. B. Schienenführigkeit (die Fähigkeit des Reifens, das Fahrzeug ohne plötzlichen Seitenversatz aus den Straßenbahnschienen hinauszuleiten, ein bei den damals gebräuchlichen Diagonalreifen wichtiges Kriterium), z.T. aber auch sehr pauschale Merkmale wie Kurvenfahrt.

In den Jahren danach erwies sich eine feinere Aufteilung des Beurteilungsgitters als sinnvoll, um seitens der Reifenhersteller eine gezielte Optimierung der Reifen im Hinblick auf besondere fahrzeugspezifische Probleme durchführen zu können. Parallel dazu führte der Übergang vom Diagonal- zum Radialreifen zum Wegfall einiger Beurteilungskriterien, die für Radial-reifen nicht relevant waren.

Heute hat sich ein Beurteilungskatalog mit mehr als 40 einzelnen Beurteilungskriterien als sinnvoll herausge-stellt (**Tabelle 3-9**). Die darin aufgeführten fahrdyna-mischen Beurteilungskriterien werden dabei unter rein reifenspezifischen Gesichtspunkten betrachtet, d. h. es wird nur der Einfluss des Reifens auf das Verhalten des Gesamtfahrzeugs untersucht.

Die subjektive Bewertung eines Kraftfahrzeugs stellt auch heute immer noch den Maßstab dar, ob ein Reifen für ein bestimmtes Kraftfahrzeug geeignet ist. Trotz-

Tabelle 3-9: Übersicht über Bewertungskriterien von Pkw-Reifen

Fahrkomfort	Lenkverhalten	Fahrstabilität
Federungskomfort	... im 0°-Bereich	Geradeausstabilität
Geräuschkomfort	... im Proportionalbereich	Kurvenstabilität
Laufruhe	... im Grenzbereich	Bremsen in Kurven
	Lenkpräzision	
Kraftschluß	Haltbarkeit	Wirtschaftlich- keit/Umwelt
Traktion	Strukturelle Dauerhaltbarkeit	Lebenserwartung
Bremsweg	Hochgeschwindig- keitstüchtigkeit	Rollwiderstand
Rundenzeiten	Platzdruck	Runderneuerungs-fähigkeit
Aquaplaning	Durchschlags- festigkeit	Vorbeifahrgeräusch

dem werden große Anstrengungen unternommen, die Bewertung mehr objektiv vorzunehmen.

Der Vorteil der objektiven Bewertung ist die größere Reproduzierbarkeit und die bessere Erklärbarkeit der Ergebnisse durch eine physikalische Beschreibung der Phänomene. Kennt man die Physik hinter einer Reife-eigenschaft, kann eine Optimierung bezüglich der gewünschten Eigenschaft gezielt erfolgen.

Für den Bereich Fahrkomfort wurde durch Messung der Beschleunigungen an der Hinterachse eines Pkw bei der Überfahrt einer Schlagleiste ein Zusammenhang zwischen der subjektiven Beurteilung und den Spitzenwerten der Beschleunigung im Frequenzbe-reich bis 100 Hz gefunden (**Bild 3-482**).

Der Winterreifen regt bei der vertikalen Beschleuni-gung die Achse mit seiner Vertikalmode (ca. 75 Hz) wesentlich stärker an als der Sommerreifen, dessen Frequenz um ca. 10 Hz höher liegt. Diese fahrzeugspe-zifische Anregung wird im Fahrzeug als Dröhnen wahrgenommen. Beim Sommerreifen ergibt sich eine stärkere Anregung der zweiten Vor- und Rückmode bei ca. 55 Hz.

Durch Identifikation der Eigenmoden der Reifen aus den gemessenen Beschleunigungs frequenzspektren am Fahrzeug lassen sich die vorhandenen Frequenz-spitzen erklären und die notwendigen konstruktiven Änderungen vornehmen. Auch beim Reifenfahrbahn-geräusch ist die Wechselwirkung mit der Fahrbahn entscheidend.

Bild 3-483 zeigt, dass die Bandbreite der Geräusch-entwicklung infolge unterschiedlicher Fahrbahnober-flächen größer ist als die Bandbreite durch Reifengrö-ßen und Profilausführungen.

Zur Beurteilung des Fahrverhaltens im Proportional-bereich, d. h. bei Querbeschleunigungen bis zu 0,4 g, lassen sich zusätzlich zur subjektiven Beurteilung die Übertragungsfunktionen eines Fahrzeugs heranzie-

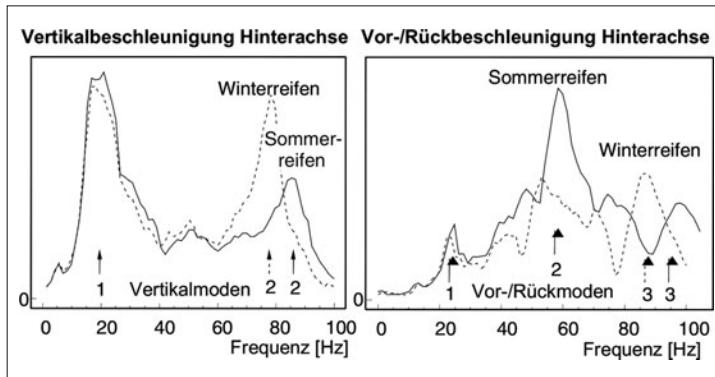


Bild 3-482:

Komfort-Vergleich von Winter- und Sommerreifen bei Überfahrt einer Schlagleiste (Zahlen im Bild geben die Ordnung der Eigenfrequenzen wieder)

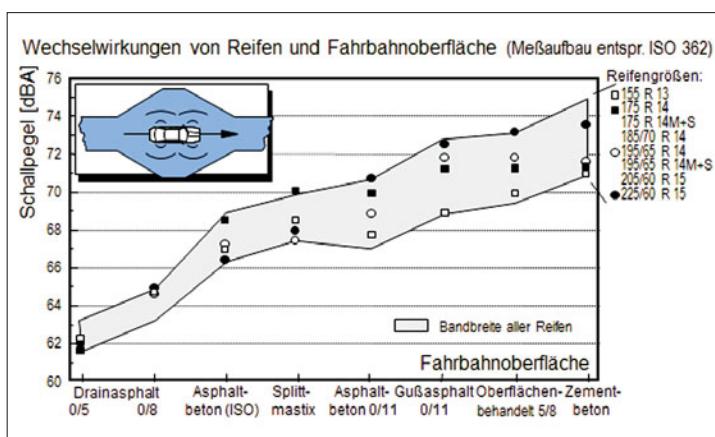


Bild 3-483:

Schallpegel auf unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen

hen, wobei die Übertragungsfunktionen durch unterschiedliche Fahrmanöver ermittelt werden können (**Bild 3-484**).

Günstig ist für eine gute subjektive Beurteilung:

- ♦ ein großer Frequenzbereich hoher Verstärkung der Querbeschleunigung,
- ♦ eine große Gierdämpfung und
- ♦ eine kleine Phasenverschiebung.

Auf dem heutigen Entwicklungsstand haben Qualitätsreifen hohe Haltbarkeits- und Festigkeitsreserven und damit auch eine zunehmende Missbrauchsresistenz. Trotzdem sind Ausfälle durch Verletzungen und Betriebsfehler nicht ganz auszuschließen.

Eine eindeutige Analyse der „Schadengeschichte“ von zerstörten Reifen ist problematisch. Reifen haben ein integrierendes Gedächtnis für die Folgen von Fehlbehandlungen. Dem Reifenfachmann gelingt ein Nachweis für einen längeren Einsatz mit Minderluftdruck anhand von Kriterien wie Wulstanscheuerungen und Innenseitenverfärbungen.

Der Energieaufwand für ein Reifenleben betrifft weniger die Herstellung oder die Verwertung als vielmehr den Betrieb am Fahrzeug. Durch den Rollwiderstand

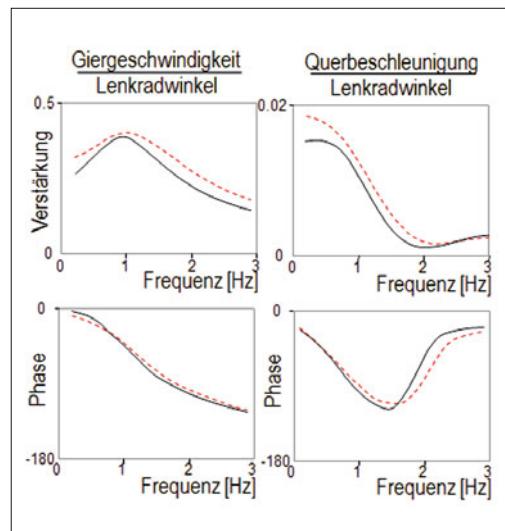


Bild 3-484:

Übertragungsfunktionen für einen typischen Pkw mit subjektiv sehr gutem (gestrichelte) und mäßig gutem (durchgezogene Linie) Reifensatz

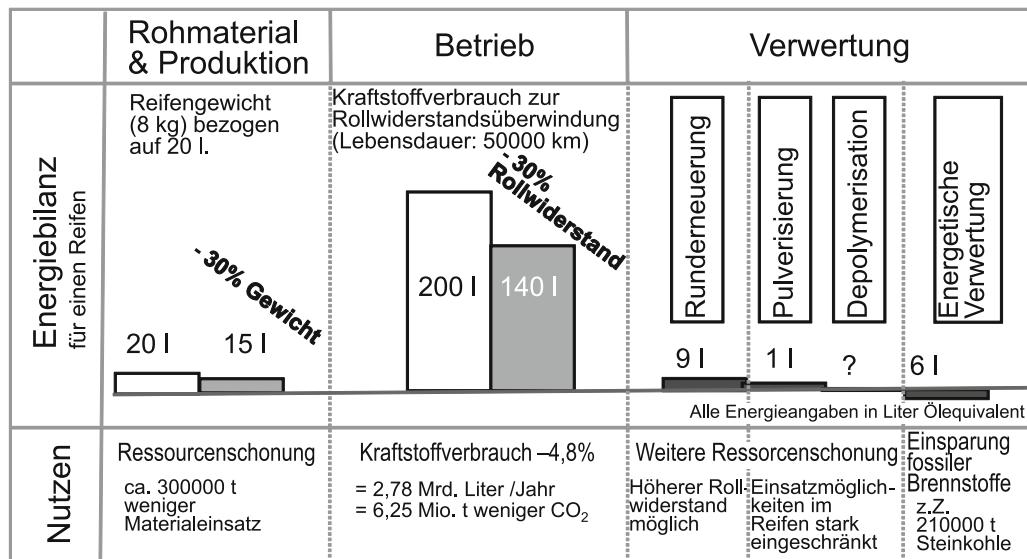


Bild 3-485: Energiebilanz von der Produktion über Betrieb bis zur Verwertung von Reifen (BRD 1997)

der Reifen muss ständig vom Verbrennungsmotor Arbeit zur Überwindung aufgebracht werden. Je weniger Rollwiderstand die Reifen besitzen, desto geringer ist der Kraftstoffverbrauch.

In **Bild 3-485** ist dieser Zusammenhang mit der Auswirkung auf die Volkswirtschaft der Bundesrepublik Deutschland dargestellt. Durch eine Reduzierung des Reifenrollwiderstandes um 30 % lässt sich der Kraftstoffverbrauch um ca. 4,8 % senken, was einer Einsparung von ca. 60 Liter pro Reifen während des Reifenlebens entspricht. Volkswirtschaftlich gerechnet ließe sich durch eine Rollwiderstandsreduzierung in dieser Größenordnung eine Kraftstoffmenge von über 2,5 Milliarden Liter Kraftstoff einsparen.

Runderneuerte Reifen haben gegenüber Neureifen meist einen Nachteil im Rollwiderstand bis zu 10 %. Demzufolge ist die Runderneuerung aus Energiebilanzgründen fraglich, da meist eine größere Menge an Kraftstoff im Betrieb verbraucht wird als durch die Wiederverwendung der Karkasse eingespart wird.

Mit dem aus Synthesekautschuk hergestellten Kernprofil lassen sich die vertikale Federsteifigkeit und damit der Komfort beeinflussen. Außerdem sorgt das Kernprofil, ebenso wie der Wulstverstärker, für Lenkpräzision und Fahrstabilität [111].

Die aus gummiertem Polyester oder Rayon gefertigte Textilcordkarkasse ist der wesentliche Festigkeitsträger gegenüber dem Reifeninnendruck. Die aus gummiertem Stahlcord bestehenden Gürteleinlagen sorgen für Fahrstabilität, verbessern den Rollwiderstand und erhöhen die Laufleistung. Die Bandage aus Nylon verbessert die Höchstgeschwindigkeitstauglichkeit.

Der Laufstreifen, der von den Reifenschultern umgeben ist, ist wesentlich für die Fahreigenschaften verantwortlich. Ein hoher Anteil an Naturkautschuk bewirkt eine reduzierte Wärmebildung. Synthetische Kautschu-

ke bewirken dagegen verbesserte Abrieb- und Rutschfestigkeit. Ruß und Kieselsäure sind die wesentlichen Füllstoffe, die der Laufstreifen enthält. Sie dienen dazu, das Abriebverhalten zu verbessern, bewirken aber auch eine Versteifung der Lauffläche. Alterungsschutzmittel beugen Schädigungen durch Ozoneinwirkung vor. Vulkanisationsmittel Schwefel, Stearinsäure und Zinkoxid fördern die Vernetzung bei der Vulkanisation. Ein sehr wichtiges Merkmal der Lauffläche ist die Profillierung. Diese bestimmt wesentlich das Geräuschverhalten, das Aquaplaning- und Nassrutschverhalten, aber auch das Winterverhalten [111].

Mit den steigenden Anforderungen an die Reifen sind auch deren unter Performance zusammengefassten Leistungsmerkmale verbessert worden. **Bild 4-486** zeigt die Entwicklung der Reifenqualität in den letzten 35 Jahren. Alle Reifieigenschaften, nämlich Laufleistung, Rollwiderstand, Gewicht, Trocken- und

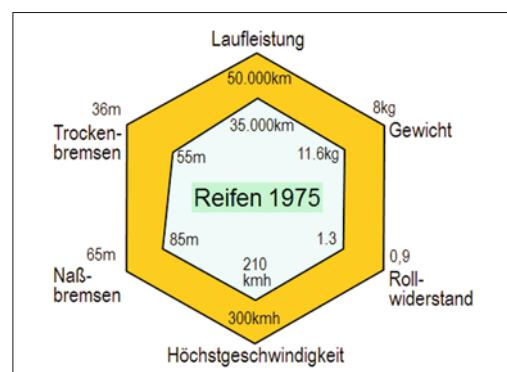


Bild 3-486: Performanceentwicklung Pkw-Reifen in den letzten 35 Jahren [112]

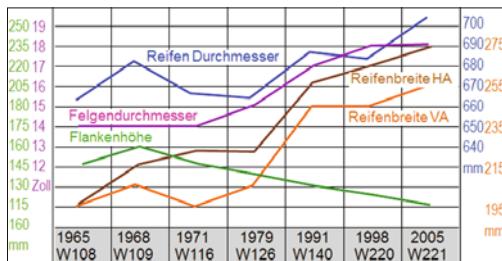


Bild 3-487: Entwicklung der Reifenabmessungen [111]

Nassbremsen sowie Höchstgeschwindigkeit haben sich ca. um 50 % verbessert [112].

Die Entwicklung der Reifenabmessungen für das gleiche Modell (Mercedes S Klasse) in den letzten 40 Jahren verdeutlicht die Tendenz zu größeren und breiteren Reifen mit abnehmenden Flankenhöhen (**Bild 3-487** [111])

3.9.1.2 Gesetzliche Anforderungen

Die gesetzlichen Anforderungen an Reifen beziehen sich auf die Reifenbeschriftung mit den entsprechenden Kennzeichnungen sowie dem Genehmigungszeichen und der Genehmigungsnummer nach ECE-Regelung 30 [113]. Die Reifen tragen in einem Kreis ein E und die Nummer des Genehmigungslandes und nachgestellt eine mehrstellige Genehmigungsnummer.

Die Normung von Reifen und Rädern ist in der ETRTO und der DIN festgeschrieben. Als Beispiel enthält die Bezeichnung der Reifengröße **195/65 R 15 91 T** folgende Informationen:

- 195 Reifennennbreite (mm)
- 65 Nenn-Querschnittsverhältnis (%)
- R Symbol für Radialreifen (Gürtelreifen)
- 15 Felgendurchmesser (Zoll-Code)
- 91 Tragfähigkeitskennzahl oder „Load Index“ („91“ bedeutet, dass der Reifen mit maximal 615 kg belastet werden darf)
- T Geschwindigkeitssymbol für zulässige Höchstgeschwindigkeit (T bedeutet max. 190 km/h)

Weitere Kennzeichnungen auf der Seitenwand sind:

TUBELESS schlauchlos

TUBETYPE sind nur mit Schlauch zu montieren

DOT Department of Transportation (US-Verkehrsministerium)

0302 verschlüsseltes Produktionsdatum (03 = 3. Woche, 02 = Jahr 2002) (bis 2000 stand nach der dritten Ziffer ein Dreieck)

TWI Kennzeichnung des Profilabnutzungsanzeigers (TWI *Tread Wear Indicator*). Über den Umfang gleichmäßig verteilte Querstege in den Längsprofilrillen, die bei 1,6 mm Restprofil auftauchen.

Reinforced bei verstärkten Reifen mit erhöhter Tragfähigkeit

M+S bei Winterreifen

Runflat bei Reifen mit Notlaufeigenschaften.

Darüberhinaus sind auch Kennzeichnungen zu finden, die auf die Freigabe durch OEMs hinweisen.

Den Megatrends Sicherheit und Umwelteinfluss bei der Herstellung und dem Gebrauch von Produkten folgend, ist die Europäische Union auch gesetzgeberisch tätig geworden. In der Richtlinie 2001/43/ECE des Europäischen Rates [113], wurden Geräuschobergrenzen für das Vorbeifahrgeräusch nach ISO 362/10844 festgelegt, die von der Fahrzeuggröße (C1...Pkw, C2...Leicht Lkw und C3...Nkw) sowie von der Reifenbreite abhängig gemacht wurden. Beispielsweise darf das Reifen/Fahrbahngeräusch von Pkw-Sommerreifen der Massengröße 205/55 R16 keinen höheren Schallpegel als 75 dBA bei rollender Vorbeifahrt mit 80 km/h im Abstand von 7,5 m erzeugen. Da diese Richtlinie sich als zu wenig herausfordernd gezeigt hat, sind inzwischen neue Grenzwerte festgelegt worden, die ab 01.11.2012 für Neuzulassungen gelten: für obiges Beispiel eines 205/55 R16 ist der entsprechende Grenzwert auf 71 dBA gesenkt worden.

Da der Rollwiderstand der Reifen etwa 1/5 der CO₂-Gesamtemissionen im Betrieb eines Kraftfahrzeugs verursacht, haben die laufenden Bestrebungen zum Klimaschutz zu einer Kennzeichnungspflicht der Reifen geführt [114], die ab 01.11.2012 verbindlich sein wird (**Bild 3-488**).

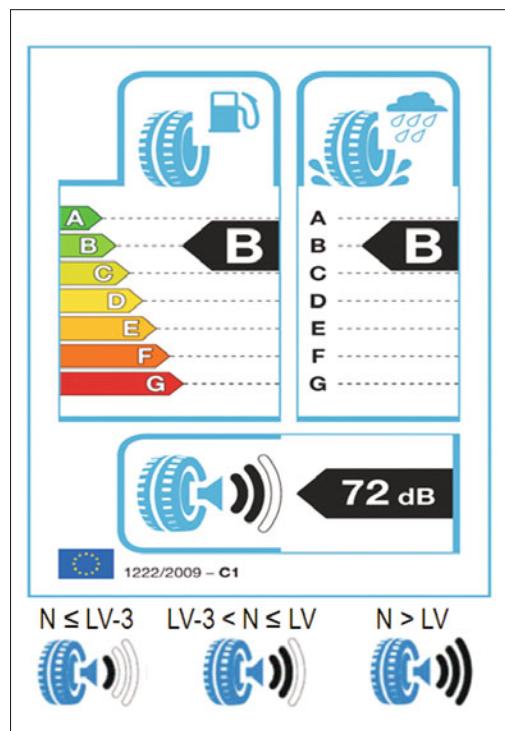


Bild 3-488: Umwelt- und Sicherheitsrelevante Reifenkennzeichnung

N gemessener Rollgeräuschpegel, LV vorgegebener Grenzwert [dBA]

Diese Kennzeichnungspflicht beinhaltet nicht nur Umwelt relevante Eigenschaften wie Rollwiderstand und Schallemissionen, sondern auch die Bremsfähigkeit der Reifen auf nasser Fahrbahn, da diese im Zielkonflikt zum Rollwiderstand steht (s. Bild 3-558). An Stelle der in der Reifenentwicklung üblichen technischen Kenngrößen werden darin Qualitätsklassen der Buchstaben A-G verwendet, um dem Konsumenten die Einordnung des Produkts im Wettbewerb zu erleichtern. Zum Beispiel bedeutet die Klasse A für Pkw im Verbrauch/Rollwiderstand einen Rollwiderstandsbeiwert kleiner oder höchstens gleich 0,0065 (das entspricht 65 N Rollwiderstandskraft je Tonne Fahrzeuggewicht), ein Wert der von heutigen Pkw-Reifen nur sehr selten unterboten wird.

Die Bremsfähigkeit wird in dieser Klassifizierung durch eine Messung der maximalen Verzögerung des Reifens in Relation zu einem genormten Referenzreifen dargestellt. Der Unterschied, der zwischen Klasse A und z. B. Klasse C liegt, wirkt sich in einer Verlängerung des Bremsweges um wenigstens 10 % aus. Das Rollgeräusch der Reifen wird neben der Angabe des Vorbeifahrgeräuschpegels in dBA durch ein dreistufiges Piktogramm visualisiert (**Bild 3-488**, unten), dessen „Anzahl“ der Schallwellen die Höhe der Schallabstrahlung bezüglich des gesetzlichen Höchstwertes signalisiert. Für die Beispiel-Reifengröße 205/55 R16 bedeutet das Piktogramm mit nur einer dick markierten Schallwelle eine weitere Absenkung des Vorbeifahrgeräuschpegels von 71 auf 68 dBA (zur Veranschaulichung: dies entspricht einer Absenkung der Lautstärke auf etwa 80 %). Höhere Werte als die gesetzlich zulässigen werden dabei noch für eine beschränkte Übergangszeit toleriert.

3.9.1.3 Umweltaspekte

Treibhauspotential

Die Beeinträchtigung der Umwelt durch das Produkt „Reifen“ ist über eine Betrachtung des gesamten Lebenszyklus des Produktes durchzuführen, der die Gewinnung der Rohstoffe (Naturkautschuk, Erdöl und Stahl), die Produktion und den Betrieb einschließlich der notwendigen Transporte zwischen diesen „Lebensphasen“ des Produktes einschließt. Nachfolgend wird das Ergebnis einer solchen sogenannten „Produkt-Ökobilanz“ nach DIN EN ISO 14040 ff., erstellt von der Fa. Continental AG für einen Pkw-Reifen 175/70 R13, zu Grunde gelegt. [115]. Auszugsweise ist in **Bild 3-489** das Treibhauspotential für einen Reifen der Größe 175/70 R13 in kg CO₂-Äquivalent, aufgeteilt nach den oben beschriebenen Lebensphasen, dargestellt. Darin fällt auf, dass der dominierende Anteil der Emissionen in der Nutzungsphase (96 %), verursacht durch den Rollwiderstand, anfällt. Somit wird die oben beschriebene Initiative des Europäischen Rates verständlich, durch die Einführung eines Reifenlabels dem Endverbraucher eine Entscheidungshilfe an die Hand zu geben, seinen persönlichen Beitrag zum Klimaschutz beim Kauf eines Reifens zu leisten.

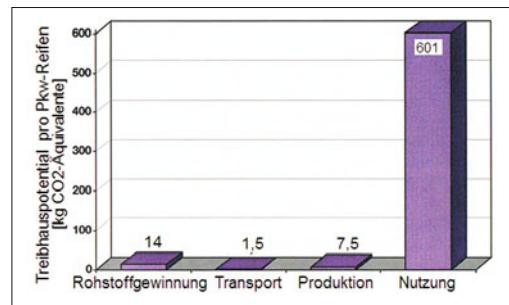


Bild 3-489: Treibhauspotential eines Pkw-Reifens 175/70 R13 nach Produktlebensphasen [115]

Legt man wiederum die Faustformel zu Grunde, dass die Reifen 1/5 des Treibstoffverbrauchs eines Pkws verursachen, können bei Verwendung eines Pkws mit einer CO₂-Emmission von 150 g/km und einer durchschnittlichen Fahrleistung von 15 000 km/Jahr durch den Kauf von Reifen der Rollwiderstandsklasse A anstatt von C (wenigstens 20 % geringerer Rollwiderstand) 90 kg CO₂/Jahr eingespart werden. Anders betrachtet, bedeutet dies, im Jahresverbrauch eines solchen durchschnittlichen Fahrzeuges etwa 35 Liter Treibstoff einzusparen.

Feinstaubemission

Der gesundheitlichen Schädlichkeit von Feinstäuben Rechnung tragend, hat auch hier die EU-Kommision verbindliche Richtlinien herausgegeben [116], die insbesondere in städtischen Ballungsräumen die maximalen Konzentrationen von PM10 (particulate matter, Teilchendurchmesser < 10 µ) mit 50 µg/m³, die an höchstens 35 Tagen im Jahr überschritten werden dürfen, begrenzen. Feinstäube dieser Größenordnung können über die Lufttröhre und die Bronchien tief in die Lunge eindringen, sich an den Lungenbläschen festsetzen und dort Entzündungen hervorrufen mit der Konsequenz von Herzrhythmusstörungen und eines möglicherweise erhöhten Herzinfarktrisikos.

Für die Reifenindustrie ist in diesem Zusammenhang von Interesse, in wie weit der Abrieb von Reifen bei starker Verkehrsbelastung zu der Fraktion von PM10 beiträgt. In [117] wurde mit Hilfe der durch Gaschromatografie identifizierten Leitsubstanzen Isopren (für Naturkautschuk NR), 4-Vinylcyclohexen (für Butadienkautschuk BR) und 4-Phenylcyclohexen (für Styrolbutadienkautschuk SBR) nachgewiesen, dass nur 3 % des Gesamtfeinstaubanteils (TSP Total Suspended Particulates, < 30 µ) dem Reifenabrieb zu zuordnen sind (für die Details siehe **Bild 3-490**).

Die Feinstaubproben wurden an verkehrsreichen innerstädtischen Messstellen in Wiesbaden und Darmstadt gesammelt. Bemerkenswert ist die Beobachtung, dass der Feinstaubanteil des Reifenabriebs vorwiegend in Form größerer Partikel also unbedenklicher Partikelgrößen entsteht, da der PM10 Anteil nur etwa 1/15 des TSP-Anteils ausmacht.

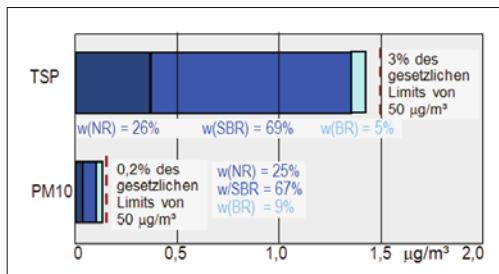


Bild 3-490: Anteil des Reifenabriebs am Feinstaub (nach NR, BR, SBR) in Relation zum EU-Grenzwert.
(nach NR, BR, SBR)

Andere Untersuchungsergebnisse [118] zeigen, dass selbst unter zukünftigen Bedingungen stark reduzierter Diesel-Rußemissionen, wie sie durch EURO V vorgegeben werden, die gesamte Feinstaubbelastung durch Reifen in etwa die gleiche Größenordnung wie die des Dieselrusses erreicht. Es zeigt sich auch hier in qualitativer Übereinstimmung mit dem bisher Beschriebenen, dass die Gesundheit beeinträchtigenden Anteile PM10 in Relation zum Dieselruss und selbst zum Bremsen- und Straßenabrieb verschwindend klein bleiben (**Bild 3-491**).

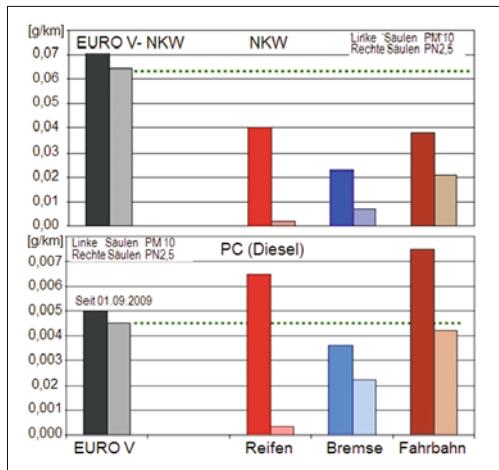


Bild 3-491: Anteile im Feinstaub verursacht durch Diesel-Ruß, Reifen-, Bremsen- und Straßenabrieb unter Berücksichtigung von EURO V

3.9.2 Bauarten, Aufbau und Material

3.9.2.1 Reifenbauarten

Bei den Bauarten des Reifens unterscheidet man zwischen Radial- und Diagonalreifen. Diagonalreifen findet man heute nur noch im landwirtschaftlichen Bereich oder bei Motorradreifen, während sich Radialreifen als Standard für Pkw und Lkw durchgesetzt haben. Der prinzipielle Unterschied beider Bauarten ist in **Bild 3-492** dargestellt.

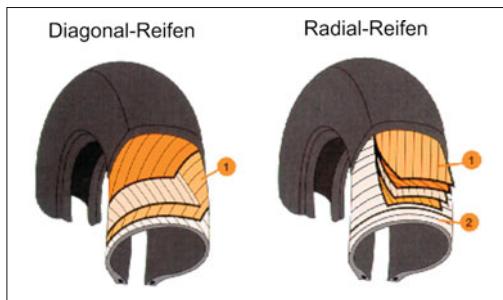


Bild 3-492: Bauarten von Reifen

Bei *Diagonalreifen* kreuzen sich die Cordfäden (1) der einzelnen Lagen des Gewebeunterbaus in einem spitzen Winkel. Der Fadenwinkel beträgt bei Normalreifen ca. 35 bis 40° bei Sportreifen ca. 25 bis 35°.

Kleinerer Fadenwinkel verleiht bessere Seitenführungs-eigenschaften, geringeren Rollwiderstand und kleinere Ausdehnung des Reifens in radialer Richtung durch die Fliehkruste. Der Reifen wird aber dadurch härter und somit seine Federungseigenschaft schlechter. Die Cordgewebe werden aus Rayon-, Nylon- oder Polyesterfäden hergestellt. Die Gewebelagen sind bei Diagonalreifen von Wulst zu Wulst gelegt und dort um den Wulstkern umgeschlagen.

Bei *Radialreifen*, auch *Gürtelreifen* genannt, sind die Cordfäden der Karkasse (2) radial im Winkel von 88 bis 90° zur Reifenlängsrichtung angeordnet. Zwischen der Karkasse, die auch aus zwei Lagen besteht, und der Lauffläche wird ein zusätzlicher Gürtel (1) aus wenigstens zwei Lagen von Stahlcorden eingebaut. Der steife Gürtel ergibt einen kleinen Rollwiderstand und verhindert Bewegungen in der Aufstandsfläche. Dies ergibt eine geringere Wärmeentwicklung und weniger Reifenverschleiß. Ferner bleibt das Profil in der Aufstandsfläche offen, was eine bessere Ableitung des Wassers bei nasser Fahrbahn zur Folge hat.

3.9.2.2 Reifenaufbau

Der Reifen ist also ein komplexer Verbundkörper aus Materialien unterschiedlichster physikalischer Eigenschaften (**Bild 3-493**). Der Radialreifen besteht aus Reifenwulst, Karkasse, Gürtel und Laufstreifen.

Der Reifenwulst gewährleistet den festen Sitz des Reifens auf der Felge. Um diese Aufgabe erfüllen zu können, sind in den Reifenwulst ein oder mehrere zugfeste Drahtkerne eingebettet. Beim schlauchlosen Reifen übernimmt der Reifenwulst außerdem die Abdichtung des eingeschlossenen Luftvolumens gegenüber der Umgebung.

Der eigentliche Festigkeitsträger eines Reifens ist der Gewebeunterbau oder die Karkasse. Die Karkasse besteht aus einer oder mehreren Gewebelagen, die am Kern verankert sind. Der Kernreiter über dem Kern hat maßgeblichen Einfluss auf Reifenverformung, Lenkreaktion und Einfederungskomfort.

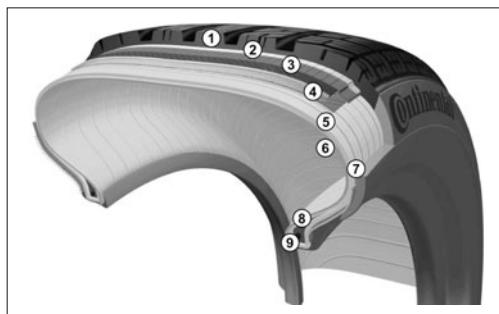


Bild 3-493: Reifenaufbau: 1) Laufstreifen, 2) Unterplatte, 3) Nylonbandage, 4) Gürtellagen, 5) Karkasse, 6) Innenschicht, 7) Seitenwand, 8) Kernprofil, 9) Kern

Der Laufstreifen umgibt die Karkasse an ihrem äußeren Umfang und muss die zwischen Kraftfahrzeug und Fahrbahn auftretenden Kräfte übertragen. Die Gummimischung und die Profilierung des Laufstreifens werden nach den geforderten Eigenschaften ausgelegt. Ein hoher Anteil an Naturkautschuk bewirkt eine reduzierte Wärmebildung. Synthetische Kautschuke bewirken dagegen verbesserte Abrieb- und Rutschfähigkeiten. Die Füllstoffe Ruß und Kieselsäure dienen dazu, das Abriebverhalten zu verbessern, bewirken aber auch eine Versteifung der Lauffläche.

Die Profillierung der Lauffläche bestimmt wesentlich das Geräuschverhalten, das Aquaplaning- und Nassrutschverhalten sowie das Winterverhalten.

Das Profil der Lauffläche kann sehr unterschiedlich gestaltet werden und hängt stark vom vorgesehenen Einsatz ab. Für Winterreifen zum Beispiel hat sich in den letzten Jahrzehnten eine deutliche Wandlung vom

grobstolligen Klotzprofil hin zum weichen Hochlammprofil vollzogen (**Bild 3-494**).

Die abriebfeste Seitenwand dient als Schutz gegen Beschädigungen der Karkassfäden, z. B. bei Bordsteinüberfahrten. Sie hat aber auch wesentlichen Einfluss auf die Fahreigenschaften und den Komfort.

3.9.2.3 Sommer-, Winter-, All-Seasonreifen

All-Season, Winter- und Sommerreifen müssen sehr unterschiedliche Anforderungen erfüllen. Die Zielwerte für die drei Reifenarten sind im **Bild 3-495** zusammengestellt [112]. So sind bei All-Season-Reifen die Komforeigenschaften von besonderer Bedeutung, dagegen bei Winterreifen die Traktioneigenschaften unter winterlichen Bedingungen. Die Hochgeschwindigkeitseigenschaften für die Winterreifen spielen keine besondere Rolle, weil diese geschwindigkeitsbegrenzt sind, was über einen vom Gesetzgeber geforderten M+S-Aufkleber gekennzeichnet wird.

Da die Gummieigenschaften temperaturabhängig sind, wird unter 7 °C ein Wechsel auf Winterreifen (und umgekehrt) dringend empfohlen. Über 7 °C steigt jedoch der Verschleiß der Winterreifen deutlich und verkürzt die Lebensdauer des Reifens.

3.9.2.4 Reifenmaterialien

Die beschriebenen Funktionalitäten der einzelnen Reifenbauteile werden durch den Einsatz von im Wesentlichen drei Materialgruppen sichergestellt:

Textilien, Stahlcorde/Drähte zur Aufnahme des Fülldrucks und der externen Radlasten und Gummi zur Lufthaltung und Kraftübertragung des Reifens zur



Bild 3-494:
Entwicklung
der Profile von
Winterreifen



Bild 3-495:
Zielwerte für
Sommer-,
Winter- und
All-Season-Reifen
[112]

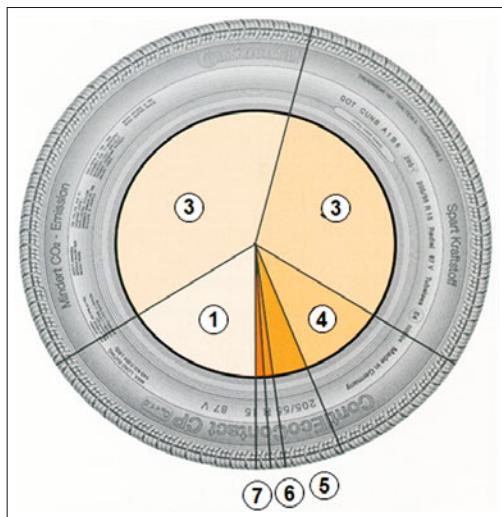


Bild 3-496: Gewichtsanteile der einzelnen Materialien im Reifen: 1) Festigkeitsträger (Stahl, Rayon/Polyester, Nylon) 17 %, 2) Kautschuk (Natur- und Synthesekautschuk) 39 %, 3) Füllstoffe (Ruß, Silica, Kreide) 28 %, 4) Weichmacher (Öle) 7 % 5) Vulkanisationschemikalien (Schwefel, Beschleuniger, Zinkoxid) 3 %, 6) Alterungsschutzmittel (Licht-, Ozon- und Hitzeschutz) 3 %, 7) Sonstiges 3 %.

Strasse. Bild 3-496 zeigt die prozentuale Verteilung der Festigkeitsträger sowie der wesentlichen einzelnen chemischen Bestandteile von Gummi.

Das Ausgangsprodukt zur Gummiherstellung ist der Kautschuk, ein zugleich plastisches und elastisches polymeres Material, das sich aus langen Molekülketten mit hoher Beweglichkeit im Anwendungstemperaturbereich zusammensetzt.

Der Naturkautschuk war lange Zeit der alleinige Basisrohstoff der Gummifabrik. Er wird vorwiegend aus dem Saft, genannt Latex, des Gummibaumes (*Hevea Brasiliensis*) in den Kautschukplantagen in Asien gewonnen.

Durch Anritzen der Rinde tritt der Latex mit einem Kautschukgehalt von etwa 35 % aus und wird gesammelt. Nach Zugabe von Säure trennen sich Kautschuk und wässrige Bestandteile (Koagulation), sodass der Kautschuk abgetrennt und durch Trocknung, Konserverung sowie Formgebung zum festen Naturkautschuk verarbeitet werden kann. Der Anteil von Naturkautschuk bei heutigen Pkw-Reifen liegt bei etwa 15 bis 20 %.

Seit Mitte des 20 Jahrhunderts ist zunehmend auch Synthesekautschuk wesentlicher Bestandteil von Reifenelastomeren. Basierend auf Erdöl werden die Monomere aus verschiedenen Fraktionen des Crackprozesses in der Rohölraffinerie gewonnen. Durch Polymerisation der Monomere, dass heißt durch Aufbau von langen Molekülketten aus kleinen Bausteinen,

kann heute eine Vielzahl von Synthesekautschuken hergestellt werden. Dabei werden die Polymerisationsreaktionen sowohl in Emulsion als auch in Lösung durchgeführt, die Produkte sind durch unterschiedliche Eigenschaftsprofile gekennzeichnet. Der Anteil von Synthesekautschuk liegt in modernen Pkw-Reifen bei etwa 15 bis 20 % des Gesamtgewichtes.

Als weiterer wesentlicher Bestandteil der Kautschumischung werden Füllstoffe eingesetzt. Ihre Verwendung verbessert wichtige Materialcharakteristika wie z. B. Steifigkeit, Festigkeit, Reißdehnung, Abriebwiderstand, die für die Erzielung wesentlicher Reifeneigenschaften erforderlich sind. Je nach Reifenbauteil kommen bevorzugt Ruß und/oder gefällte Kieselsäure zum Einsatz.

Der verwendete Ruß (*carbon black*) wird großtechnisch durch unvollständige Verbrennung von Erdöl erzeugt. Industrieruß besteht nahezu ausschließlich aus Kohlenstoff, durch geeignete Prozessparameter können die Rußeigenschaften kontrolliert eingestellt werden. Ruß ist aufgebaut aus zusammengewachsenen Primärteilchen, den Aggregaten. Wesentliches Merkmal für die verstärkende Wirkung in der Kautschumischung ist die spezifische Oberfläche des Russes, sie liegt üblicherweise im Bereich von 80 ... 150 m²/g und wird durch die Primärteilchengröße im nm-Bereich bestimmt. Nach der Einarbeitung in die Kautschumatrix verursachen hohe physikalische Wechselwirkungen zwischen Russoberfläche und Kautschumolekülen die Verstärkung des Werkstoffes als Grundlage der inneren Festigkeit des Gummis.

Seit etwa 20 Jahren löst zunehmend gefällte Kieselsäure (*silica* oder auch *white carbon black*) Russ als Füllstoff, besonders in Laufstreifenmischungen, ab. Speziell in Verbindung mit ABS-Fahrzeug-Regelsystemen ist mit Hilfe von Kieselsäuremischungen der Eigenschaftskonflikt zwischen optimaler Haftung und Rollwiderstand auf höherem Niveau lösbar (*Silica-Reifen*). Ähnlich wie Russ besteht auch Kieselsäure aus kleinen Teilchen mit hoher Oberfläche, eine erfolgreiche Anwendung in Kautschumischungen gelingt allerdings nur in Verbindung mit Kopplungsagentien (*Silanen*), die einerseits eine optimale Füllstoffeinarbeitung und andererseits eine chemische Anbindung des Kautschuks an die Füllstoffoberfläche als Basis für die Verstärkungswirkung ermöglichen. Mit Hilfe von Chemikalien (Schwefel, Beschleuniger) und unter Einwirkung von Druck und Wärme werden im finalen Prozessschritt der Vulkanisation, die langen Kautschukketten durch langlebige Schwefelbrücken verknüpft. Gleichzeitig findet die endgültige Formgebung des Reifens statt. Durch die Vernetzung verliert die Kautschumischung nahezu all ihre plastischen Eigenschaften, es entsteht das Elastomer Gummi mit viskoelastischen Eigenschaften.

3.9.2.5 Viskoelastische Eigenschaften von Gummi

Die mathematische Beschreibung des Verhaltens von Gummi ist wegen des stark nichtlinearen und über der Zeit veränderlichen Verhaltens sehr anspruchsvoll.

Bild 3-497 zeigt einen Zugversuch, bei dem in 5 Stufen die Dehnung um jeweils 10 % erhöht wurde. In den jeweiligen Stufen wurde die Dehnung 10-mal hoch und heruntergefahren. Der erste Zyklus einer Laststufe zeigt immer die höchsten Kraftwerte, die dann während der nächsten Zyklen immer weiter abnehmen, bis ein stationärer Zustand erreicht ist.

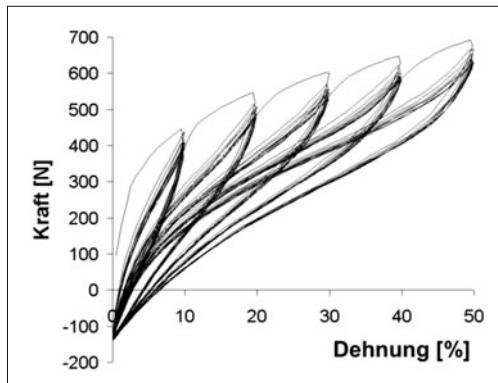


Bild 3-497: Experimentelle Untersuchung des Dehnungsverhaltens einer rußgefüllten Gummiprobe bei zyklischer Belastung über 5 Laststufen

Dieses Materialverhalten modellmäßig abzubilden, erfordert einen hohen Aufwand für die Simulation. Die Nachbildung kann z. B. durch eine Anordnung von Federn, Dämpfern und Reibelementen erfolgen, die für verschiedene Dehngeschwindigkeiten das elastische, viskose und plastische Gummiverhalten beschreiben (**Bild 3-498**).

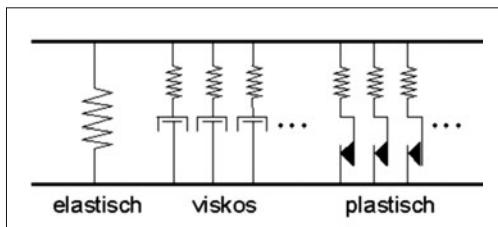


Bild 3-498: Ersatzmodell für Gummiverhalten

Das elastische Verhalten beschreibt allgemein das Gummiverhalten. Es wird durch eine meist nichtlineare Feder beschrieben, die sowohl die Nichtlinearität der Spannungs-Dehnungs-Kurve als auch die Inkompressibilität berücksichtigt. Der viskose Anteil entsteht

aus der geschwindigkeits- und frequenzabhängigen Steifigkeit des Gummimaterials und beschreibt über das Temperatur-Frequenz-Äquivalenzprinzip auch das Temperaturverhalten. Je höher die Frequenz oder je tiefer die Temperatur desto härter reagiert Gummi auf äußere Belastung.

Generell wird das viskoelastische Verhalten von Gummi durch den sogenannten komplexen Elastizitätsmodul E^* beschrieben, der aus Speichermodul E' und Verlustmodul E'' besteht (in komplexer Zahlschreibweise: $E^* = E' + i E''$). Der Verlustbeiwert $\tan \delta$ als Verhältnis Verlustmodul zu Speichermodul ist ein Maß für die Energieverluste bei der Deformation des viskoelastischen Gummis. Die Anpassung des Speicher- und Verlustmoduls über einen Frequenzbereich von ca. 5 Dekaden (**Bild 3-499**) ist mit 10 Maxwell-Elementen bestehend aus je einer Feder und einem Dämpfer möglich. Mit dem plastischen Anteil kann der inneren Materialstruktur Rechnung getragen werden. Eine Hypothese besagt, dass unter Deformation die Polymerketten auf den Füllstoffoberflächen gleiten, und eine Reibungshysterese hervorgerufen wird. Sichtbar wird dieses in **Bild 3-500** dadurch, dass die Kraft auch bei niedrigen Dehngeschwindigkeiten bei

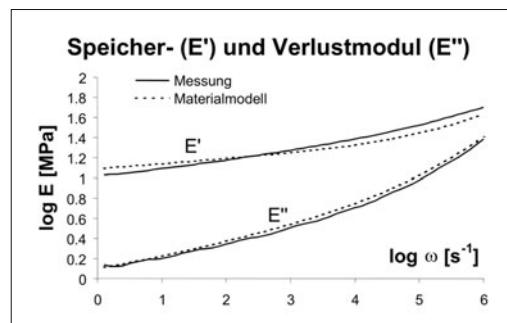


Bild 3-499: Materialgesetzanpassung an die Messwerte

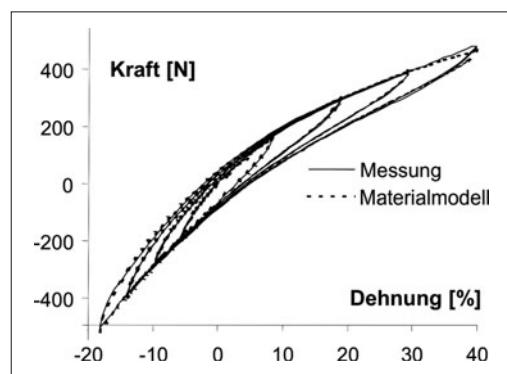


Bild 3-500: Materialgesetzanpassung an die Materialhysterese im stationären Zustand bei unterschiedlichen Dehnamplituden

Dehnungszunahme (Belastung) größer ist als bei Dehnungsabnahme (Entlastung).

Die Anpassung erfolgt über die Prandtl-Elemente (Feder und Reibelemente), die den plastischen Materialanteil beschreiben (s. **Bild 3-498**). Sowohl die Kurvenform als auch die typische Gummihysterese für gefüllte Netzwerke wird richtig wiedergegeben.

3.9.3 Kraftübertragung Reifen–Fahrbahn

Der Reifen muss nicht nur bei den unterschiedlichsten Fahrbahnbelägen (Asphalt, Beton, Pflaster), sondern auch bei allen Witterungsbedingungen und Geschwindigkeiten des Fahrzeugs die Kraftübertragung zur Straße sicherstellen. Damit bedeutet das Kraftschlussverhalten einen Schwerpunkt für den Reifenentwickler. Als Einflussgrößen auf das Kraftschlussverhalten werden vor allem Reifenart und Reifenzustand, Fahrbahnart und Fahrbahnzustand, Betriebsbedingungen und Betriebsfehler berücksichtigt.

3.9.3.1 Tragverhalten

Das Tragverhalten (F_z) einer idealen Membran ist beschrieben durch $p_i \cdot A$ (Innendruck · Kontaktfläche) (**Bild 3-501**). Beim Reifen kommt durch die steife Schalenstruktur des Reifens noch ein zusätzlicher Strukturtraganteil (k) von ca. 10 bis 15 % hinzu. Bei Reifen mit Notlaufegenschaften ist k deutlich größer (s. Abschnitt 3.9.5.2).

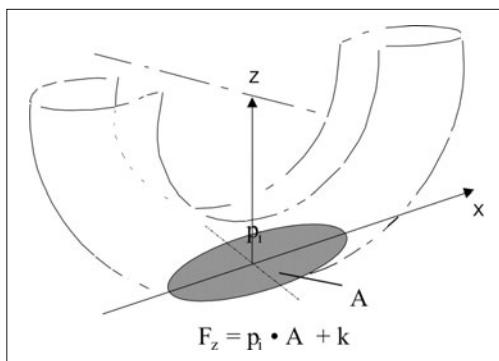


Bild 3-501: Tragverhalten eines Luftreifens

3.9.3.2 Kraftschlussverhalten, Aufbau von Horizontalkräften

Das Kraftschlussverhalten von Reifen wird im Wesentlichen von den Reibpartnern Gummi und Fahrbahnoberfläche bestimmt. Der Kraftschlussbeiwert ist dabei nicht konstant, sondern hängt vom Material und der geometrischen Struktur der Lauffläche des Reifens und der Straßenoberfläche, dem Kontaktdruck, der Gleitgeschwindigkeit sowie der Temperatur ab.

Es gilt: Je niedriger der Kontaktdruck gehalten werden kann und je homogener die Druckverteilung innerhalb

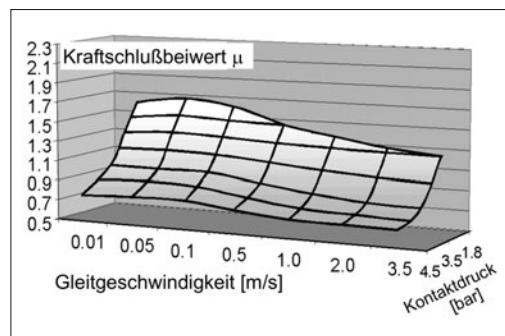


Bild 3-502: Kraftschlussbeiwert μ abhängig vom Kontaktdruck und der Gleitgeschwindigkeit auf Korund-180 für eine typische Laufflächenmischung

der Bodenaufstandsfläche ist, desto höher sind die übertragbaren Seiten- und Umfangskräfte. Bei höheren Schlupf- oder Gleitgeschwindigkeiten nehmen die Kraftschlussbeiwerte ab (**Bild 3-502**).

Je nach Einsatzgebiet entwickeln Gummimischungen in unterschiedlichen Temperaturbereichen ihre höchsten Kraftschlusswerte. Bei einem Betrieb außerhalb dieses Temperaturbereichs sind die Werte deutlich kleiner. So werden häufig Winterreifen für einen Temperaturbereich von -20 bis 10 °C, Sommerreifen von 5 bis 40 °C ausgelegt. In diesen Temperaturbereichen haben sie den höchsten Kraftschluss.

Der Kraftschluss von Gummi auf rauer Oberfläche wird durch die Modellvorstellung der Hysteresereibung erklärt. Die beim Gleiten eines Gummiklotzes entstehenden höheren Kompressionskräfte auf der auflaufenden Seite einer Unebenheit und die niedrigeren sich langsam entspannenden Kontaktkräfte auf der ablaufenden Seite führen zu einer asymmetrischen Druckverteilung mit einer entgegen der Gleitrichtung wirkenden Komponente, d. h. der Reibkraft.

Als stark verkürzte Erklärung mag hier genügen, dass der Entwickler verschiedenen Temperaturbereichen der Kurve für den Verlustbeiwert $\tan \delta$ auf Basis eines Temperatur-Frequenz-Äquivalentprinzips (WLF-Transformation) bestimmte typische Reifeneigenschaften zuordnen kann. Physikalisch unterscheiden sich die in **Bild 3-503** gekennzeichneten Bereiche der $\tan \delta$ Kurve: Bereiche 1 und 2 sind relevant für das Bremsen auf nasser Fahrbahn, Bereich 1 vor allem für den quasi Haftbereich mit sehr kleinen Gleitgeschwindigkeiten im vorderen Bereich der Bodenaufstandsfläche, Bereich 2 für die höheren Gleitgeschwindigkeiten im hinteren Teil der Aufstandsfläche oder beim Blockierbremsen. Bereich 3 ist relevant für den Rollwiderstand mit der zyklischen Gummideformation beim Rollen. Dem Bereich 1 kann physikalisch eine adhäsionsunterstützte nanoskalige Hysteresereibung, Bereich 2 eine mesoskalige Hysteresereibung und Bereich 3 eine impulsförmige Gummideformation zugeordnet werden. Je kleiner die Rauigkeitsskala im Kontakt Reifen–Fahrbahn wird, desto höher ist die zugeordnete Frequenz.

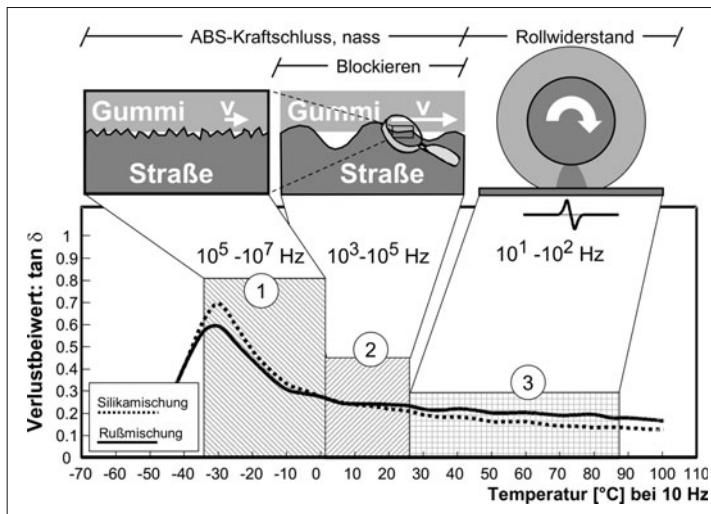


Bild 3-503:
Verlauf des Verlustbeiwerts $\tan \delta$ über der Temperatur mit den relevanten Bereichen für Kraftschluss auf nasser Straße und Rollwiderstand für zwei Reifenmischungen (Ruß- und Silikamischung)

Die Kompromisslage niedriger Kraftstoffverbrauch durch niedrigen Rollwiderstand ($\tan \delta$ klein im Bereich 3 bei 60°C) bei kurzen Bremswegen ($\tan \delta$ groß in den Bereichen 2 und 3, d. h. kleiner 20°C) soll auf ein möglichst hohes Niveau gebracht werden. Wie aus **Bild 3-503** zu entnehmen, ist dies bei Silikamischungen gelungen.

3.9.3.3 Antreiben und Bremsen, Umfangskräfte

Im **Bild 3-504** wird beispielhaft ein Bremsvorgang ohne ABS dargestellt. Hier soll nicht auf Bremsysteme, sondern auf den Beitrag der Reifen eingegangen werden. Dargestellt ist der Kraftschlussbeiwert μ , definiert als Quotient aus Umfangskraft und Normalkraft, aufgetragen gegenüber dem Radschlupf beim Bremsen. Allgemein wird der Schlupf λ bei seitenkraftfreiem rollendem Rad definiert als:

$$\lambda = \frac{R_{\text{dyn}} \cdot \omega - v}{v} \quad (3.114a)$$

mit R_{dyn} dynamischer Rollradius, ω Raddrehzahl und v Fahrzeuggeschwindigkeit. Der dynamische Rollradius ist der wirksame Abrollradius des Rades. Er wird indirekt aus der zurückgelegten Strecke und der Anzahl der Radumdrehungen bestimmt.

Um beim Antreiben bei durchdrehendem Rad nicht auf Werte über 1 bzw. 100 % zu kommen, wird der Schlupf häufig statt auf die Fahrzeuggeschwindigkeit auf die Radgeschwindigkeit $R_{\text{dyn}} \cdot \omega$ bezogen. **Bild 3-504** zeigt, dass Reifen über den ganzen Bereich bis zum Schlupf 100 % gefordert werden können.

Die Reifen müssen beim Bremsen mit blockierten Rädern die gesamte kinetische Energie umwandeln, beim ABS-Bremsen dagegen wird der größte Anteil von der Bremsanlage „übernommen“. Mit Erhöhen des Bremschlupfes bilden sich zunehmende Gleitbereiche in der Aufstandsfläche aus (**Bild 3-505**).

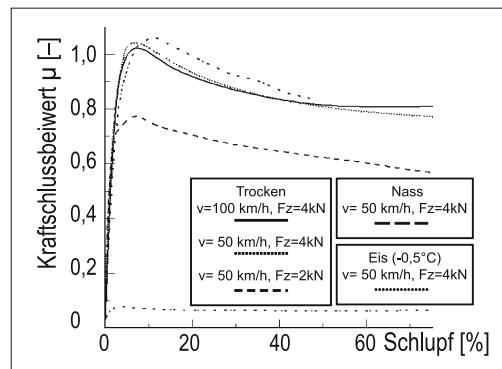


Bild 3-504: Kraftschlussbeiwert μ bei unterschiedlichen Fahrbahnzuständen und Einsatzbedingungen

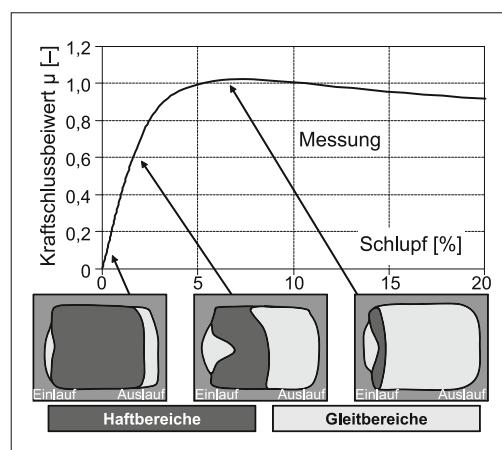


Bild 3-505: Haft- und Gleitzonen in der Bodenaufstandsfläche eines Reifens beim Bremsen

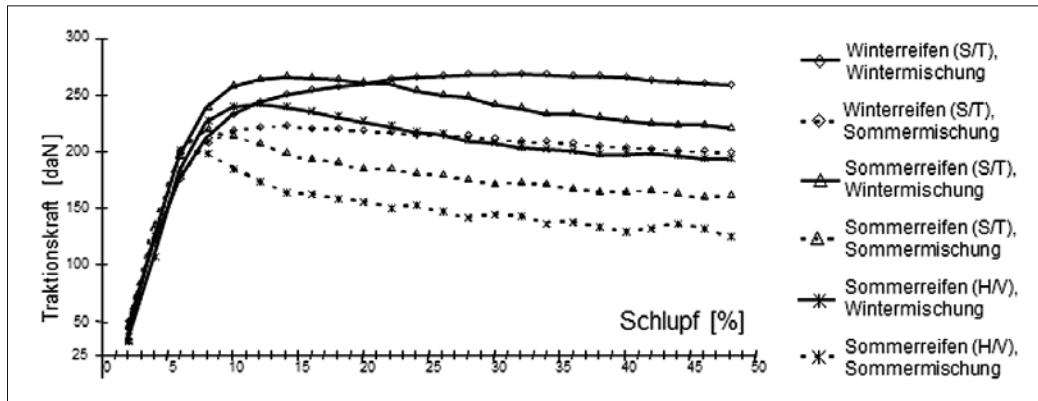


Bild 3-506: Beeinflussung des Kraftschlusspotenzials durch Reifen und Laufflächenmischungen bei Traktion auf Schnee

Vom Auslauf, jeweils auf der rechten Seite dargestellt, vergrößert sich die Gleitzone Richtung Einlauf. Kurz vor dem Erreichen des Schlupfmaximums befindet sich fast die gesamte Kontaktzone im Gleitzustand. Der im vorderen Teil der Bodenaufstandsfläche als Haftbereich gekennzeichnete Teil charakterisiert einen Bereich, in dem nur sehr kleine Gleitgeschwindigkeiten auftreten, also makroskopisch Quasihaften vorliegt.

Neben der Abhängigkeit von der Fahrzeugauslegung und der Fahrgeschwindigkeit haben Reifenart und Fahrbahnrauigkeit einen bestimmenden Einfluss.

Die Darstellungen in den Bildern 3-504 bis 3-506 zeigen den erreichbaren Kraftschluss abhängig von den Einflussfaktoren Fahrbahn, Reifen und Betriebsbedingungen und damit Kenngrößen für erreichbare Antriebsbeschleunigungen und Bremswege. Verschiedene Kombinationen von Reifenprofilen und Laufflächenmischungen können sehr unterschiedliche Traktionspotenziale auf Schnee erzeugen (Bild 3-506).

Diese Kombination zeigt, dass für die Wintereigenschaften vor allem die Laufflächenmischung mit Wintereigenschaften entscheidend ist, die bei tiefen

Temperaturen gegenüber Sommermischungen elastischer bleibt.

3.9.3.4 Schräglaufrad, Seitenkräfte und Rückstellmomente

Für die Fahrdynamik von Fahrzeugen sind die Größe und Charakteristik der zu übertragenden Seitenkräfte von entscheidender Wichtigkeit für ein angenehmes und sicheres Fahren. Mit zunehmendem Schräglaufwinkel des Reifens wird die Seitenkraft radlastabhängig bis zu einem Maximalwert im Bereich zwischen 5° und 15° Schräglaufwinkel aufgebaut (Bild 3-507).

Durch die bei Schräglaufrad linear ansteigende Querverformung der Profilklotze von Latscheinauf zu Auslauf zwischen Gürtel und Fahrbahn rutscht der Angriffspunkt der Seitenkraft, der sogenannte pneumatische Nachlauf, auf etwa 1/6 der Latschlänge hinter die Reifenmitte und bildet ein Rückstellmoment.

Dieses Rückstellmoment versucht das Rad und damit auch das Lenkrad wieder in die Ausgangsstellung zurückzudrehen. Es erreicht ein Maximum, wenn die

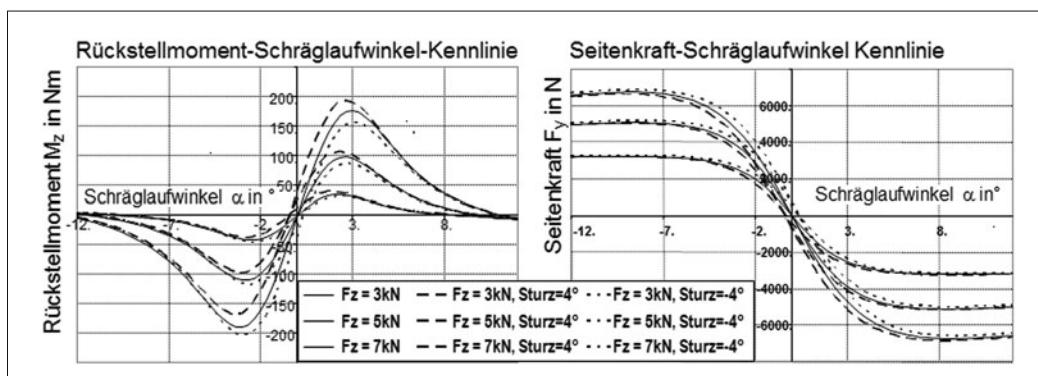


Bild 3-507: Rückstellmoment M_z und Seitenkraft F_y als Funktion von Schräglaufwinkels α , Radlast F_z und des Sturzes

Schräglaufkennlinie beginnt, den linearen Anstieg deutlich zu verlassen und kann bei weiter zunehmendem Schräglaufwinkel negativ werden.

Zusätzlich dargestellt ist der Sturzeinfluss des Rades. So erhöht ein negativer Sturz die Seitenkraft bei Kurvenfahrt, vermindert aber gleichzeitig das Rückstellmoment. Ein positiver Sturz wirkt umgekehrt.

3.9.3.5 Schräglaufsteifigkeit

Eine wichtige Kenngröße für die Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen ist die Anfangssteigung der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie aus dem Ursprung. Diese Anfangssteigung ist die Schräglaufsteifigkeit oder *Cornering-Stiffness*. Ein Beispiel für die Schräglaufsteifigkeit und den Einfluss des Fülldruckes ist in **Bild 3-508** dargestellt.

Für kleine Radlasten ist die Schräglaufsteifigkeit bei niedrigem Fülldruck am größten, wogegen sich dieses Verhalten bei größeren Radlasten umkehrt.

Neben konstruktiven Änderungen am Reifen hat die Felgenmaulweite einen großen Einfluss auf den Aufbau der Seitenkräfte des Reifens. Eine um 1 Zoll größere Felgenmaulweite ermöglicht eine um ca. 10 % vergrößerte Schräglaufsteifigkeit (**Bild 3-509**).

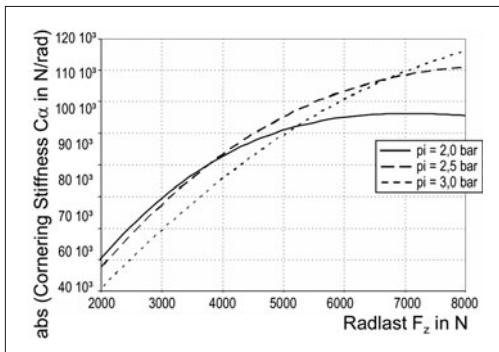


Bild 3-508: Schräglaufsteifigkeit abhängig von der Radlast für verschiedene Fülldrücke

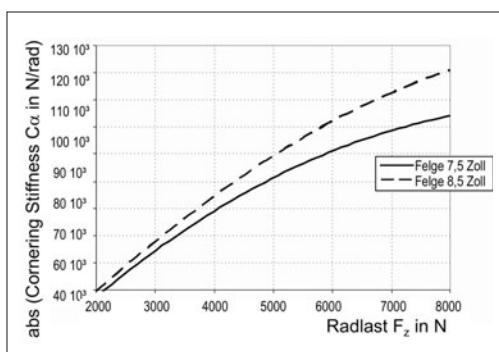


Bild 3-509: Einfluss der Felgenmaulweite auf die Schräglaufsteifigkeit

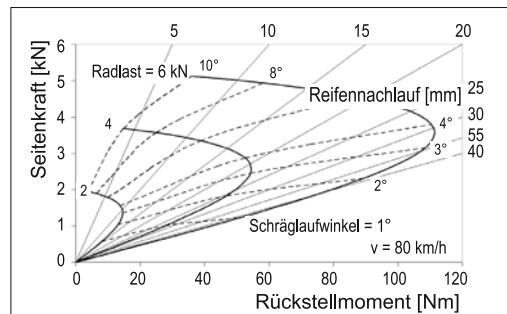


Bild 3-510: Gough-Diagramm für einen Pkw-Reifen

Eine kompakte Darstellung der Reifenkräfte ermöglicht das sogenannten Gough-Diagramm (**Bild 3-510**) in den Koordinaten Seitenkraft über Rückstellmoment für die Parameter Radlast, Schräglaufwinkel und Reifennachlauf. Der Nachlauf ist definiert als der Abstand des Angriffspunkts der resultierenden Seitenkraft im Latsch zur Reifenmitte.

Das Gough-Diagramm ermöglicht die quasi-statische Bestimmung der Seitenkräfte und Rückstellmomente an beiden Rädern einer Achse bei Kurvenfahrt.

Alle bisher betrachteten Kräfte und Momente gelten für den stationär rollenden Reifen. Bei einer Änderung der Betriebsbedingung des Reifens wie Schräglaufwinkel, Last, Sturz und Felgenquerverschiebung relativ zum Latsch dauert es eine gewisse Zeit, bis sich der neue stationäre Zustand eingestellt hat. Dies soll an zwei Beispielen für die Seiten- und Umfangskraft verdeutlicht werden: Die Änderung der Seitenkräfte wird über das Einlaufverhalten des Reifens beschrieben und ist besonders für die Querdynamik des Fahrzeugs von Bedeutung. Der Reifen baut die Reaktionskräfte über eine bestimmte Wegstrecke auf, deren Länge im Wesentlichen von den Reifenparametern Masse, Dämpfung, Reibung im Latsch und den Betriebszuständen abhängt. Die entsprechende Kenngröße ist die Relaxations- oder Einlauflänge; sie ist die Abrollstrecke, bei der die Sei-

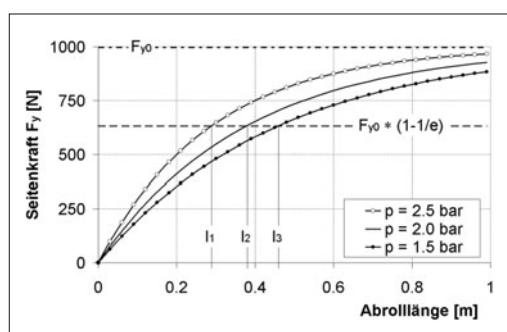


Bild 3-511: Seitenkraftaufbau mit zugehörigen Einlauflängen $l_{1,2,3}$ in Abhängigkeit vom Fülldruck p bei einer stufenförmigen Schräglaufwinkeländerung von 0° auf 1°

tenkraft $F_y = F_{y0} \cdot (1 - 1/e) = 0,63 \cdot F_{y0}$ erreicht (**Bild 3-511**). Für Pkw-Reifen liegen typische Einlauflängen zwischen 0,2 und 0,7 Meter. Die Einlauflänge l kann auch über $l = C_\alpha / C_y$ mit der Schräglauftiefe C_α und der Quersteifigkeit C_y abgeschätzt werden.

Grundsätzlich gibt es Einlauflängen für alle Kraftrichtungen. Bei periodischen Änderungen der Betriebsbedingungen ergibt sich ein Phasengang. Dazu kommt die dynamische Antwort des schwingungsfähigen Systems im Zeitbereich.

In **Bild 3-512** ist eine Kennlinie für den Umfangskraft-Bremsschlupf für zwei Geschwindigkeiten dargestellt.

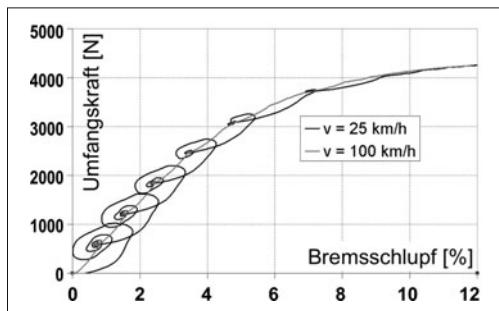


Bild 3-512: Dynamische Reifenantwort auf eine stufenweise Erhöhung der Bremskraft

Beim Aufbringen eines Bremsimpulses nimmt zunächst der Schlupf zu, bevor die Kraft aufgebaut wird. Es bildet sich eine Reihe von Konvergenzpunkten, die den stationären Kurvenverlauf kennzeichnen. Das Reifenantwortverhalten auf die Bremsmomentänderung wird bestimmt von der Reifendynamik und Einlauflänge in Umfangsrichtung.

3.9.3.6 Reifen unter Quer- und Längsschlupf

Hier ist neben der Frage des Kraftschlusses insbesondere auch die Reifencharakteristik für die Beherrschbarkeit eines Fahrzeuges im Grenzbereich interessant. Sportlich geübte Fahrer nutzen einen höheren, schmalen Grenzbereich für höhere Kurvengeschwindigkeiten, für den Normalfahrer ist ein breiter Grenzbereich

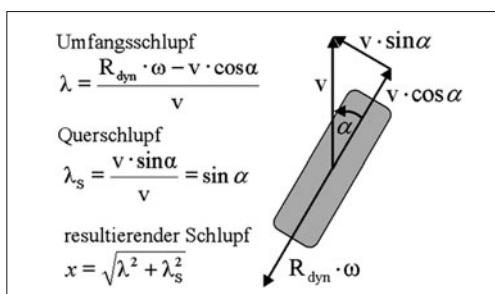


Bild 3-513: Geschwindigkeits- und Schlupfverhältnisse am rollenden Rad unter Schräglauft

anzustreben. Zunächst soll **Bild 3-513** die Geschwindigkeits- und Schlupfverhältnisse am rollenden Rad unter Schräglauft verdeutlichen (s. Abschnitt 2.2).

Der Reifen kann sein max. Kraftschlusspotential jeweils nur in einer Richtung anbieten (**Bild 3-514**). Da die Kraftschlussmaxima in Umfangsrichtung und Querrichtung bis zu einem bestimmten Grade unterschiedlich sind, wird der allgemein angesetzte (Kammsche) Kraftschlusskreis zu einer Ellipse. Für verschiedene Schräglauftiefen ist das Verhältnis Seiten- zu Umfangskraft in **Bild 3-515** dargestellt.

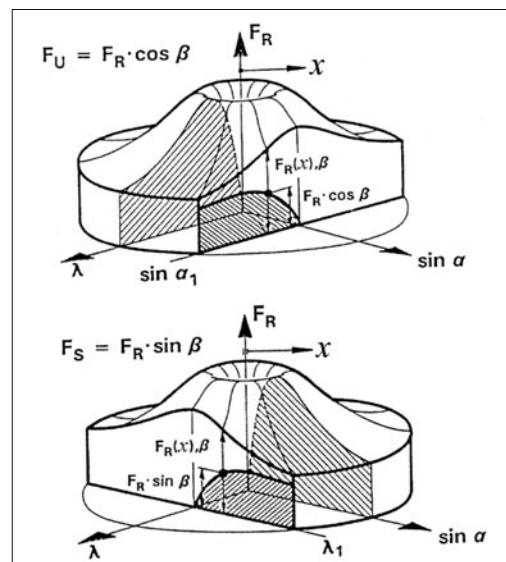


Bild 3-514: „Reibungskuchen“ nach Prof. Weber als Darstellung der resultierenden Führungskräfte am Reifen: F_U Umfangskraft, F_S Seitenkraft, F_R Reibkraft, χ Schlupf, α Schräglauftiefe, α_1 beliebiger Schräglauftiefe $\neq 0$, λ Längsschlupf, λ_1 beliebiger Längsschlupf $\neq 0$, β Reibkraftrichtungswinkel im Kammschen Kreis

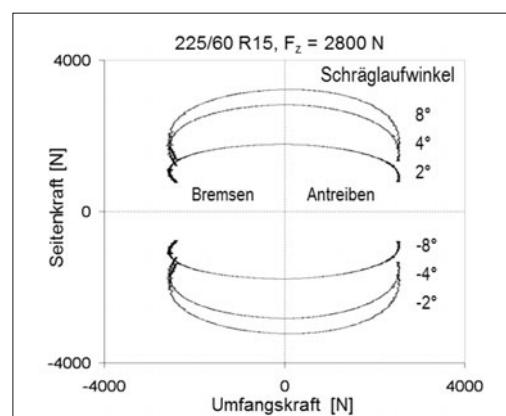


Bild 3-515: Kraftschlusspotenzial bei kombinierter Reibkraft durch Seiten- und Umfangskraft

3.9.3.7 Reifengleichförmigkeit

Strukturseitenkraft und Konizität

Reifen laufen ohne Führung durch die Radaufhängung aufgrund ihres Schichtaufbaus der Festigkeitsträger nicht geradeaus. Jeder Reifen besitzt bei Schräglaufwinkel Null konstante Seitenkräfte, die ein Abweichen von der idealen Gerade bewirken. Diese Kräfte setzen sich zusammen aus den drehrichtungsabhängigen Strukturseitenkraft F_{SS} und der drehrichtungsunabhängigen Konizitätskraft F_K . Die Strukturseitenkraft ergibt sich aus der inneren Struktur des Reifens, die Konizitätskraft aus der Reifengeometrie.

Durch Wenden der Reifen auf der Felge lassen sich in der Praxis Reklamationen wegen „einseitigen Ziehens“ vielfach beseitigen (**Bild 3-516**).

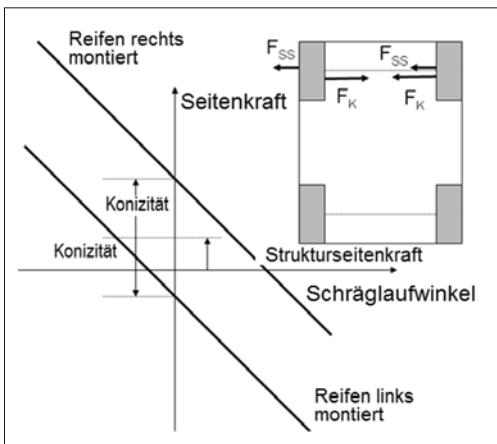


Bild 3-516: Einfluss der Drehrichtung auf die Resultierenden aus Strukturseitenkraft F_{SS} und Konizität F_K

Reifenrundlauf

Eine Reifengleichförmigkeit beschreibt die Abweichung des Reifens von einem idealen Rotationskörper. Die geometrischen Abweichungen werden durch Höhen- und Seitenschläge dargestellt. Wichtiger sind die Kraftschwankungen des eingefedert rollenden Rades in radialer, lateraler und tangentialer Richtung. Sie stellen die Summenwirkung aus der Variation von Geometrie und Steifigkeit über dem Umfang dar. In der Praxis sind für diese Größen Grenzwerte festgelegt, die nicht überschritten werden dürfen, damit im Fahrzeug diese Störungen ungespürt bleiben.

3.9.4 Reifenmodelle für die Simulation

Reifenmodelle dienen dazu, Reifeneigenschaften qualitativ oder quantitativ darzustellen und vorherzusagen. Sie können je nach Anforderung unterschiedliche Komplexität besitzen, beginnend bei einfachen mathematischen bis hin zu detaillierten dynamischen FEM-Modellen. Für die Auslegung von Reifen werden in der Reifenindustrie vorwiegend FEM-Modelle ein-

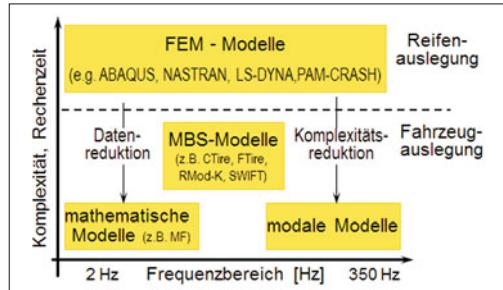


Bild 3-517: Darstellung unterschiedlicher Einsatzfelder für Reifenmodelle

gesetzt, die sich zur Kopplung mit Fahrzeugmodellen aufgrund der sich ergebenen Rechenzeiten nicht eignen (**Bild 3-517**). Die in der Mitte stehenden MKS-Modelle bilden die Reifenphysik in ihrer Beschreibung des Gesamtverhaltens ab, erfassen aber meist keine Strukturdetails.

3.9.4.1 Reifenmodelle für die Horizontaldynamik

Da der Kern der Prozeduren für die Fahrsimulation Zeitschrittverfahren sind, müssen in jedem Zeitschritt die Reifenmodelle rasch in der Lage sein, die entsprechenden Reifenkräfte und -momente aus den Radlasten und kinematischen Randbedingungen wie Schlupf, Schräglau- und Sturzwinkel zu berechnen. Dafür wurden mathematisch-empirische Modelle entwickelt, deren Kern analytische Formeln sind, die mit möglichst wenigen Parametern das gemessene Charakteristikerverhalten des eingesetzten Reifens ausreichend genau beschreiben. Die Magic Formula [119] ist dabei heute wohl das am häufigsten eingesetzte Reifenmodell. Für die Fahrdynamiksimulation ist es also notwendig, möglichst realistische Reifencharakteristiken zur Verfügung zu haben. Diesen Anforderungen wurde die europäische Automobil- und Reifenindustrie durch die Entwicklung der TIME-Prozedur (*Tire Measurement*) schon im Jahr 1999 gerecht.

Basierend auf Untersuchungen an typischen Fahrzeugen ergeben sich realistische Belastungskorridore für Reifenmessungen an Prüfständen. Ein Beispiel für hauptsächlich vorkommende Radlast-Schräglauwinkel-Kombinationen zeigt **Bild 3-518**. Das Diagramm deckt vier unterschiedliche Achstypen ab: eine Vorderachse mit Front- und Standardantrieb, eine Hinterachse mit Standardantrieb und eine Hinterachse mit Starrachse. Im Gegensatz zu konventionellen Messprozeduren, bei denen für eine konstante Radlast und einen konstanten Sturzwinkel der Schräglauwinkel kontinuierlich verstellt wird, basiert die TIME-Prozedur auf realistischen Belastungen, denen der Reifen auch im Fahrversuch ausgesetzt wird. Die Belastungen für den Reifen ergeben sich aus stationären Kurvenfahrten auf wechselnden, unterschiedlichen Radien mit verschiedenen Querbeschleunigungen. Die Auswertung der Änderungen von Schräglauwinkel-, Sturzwinkel- und Rad-

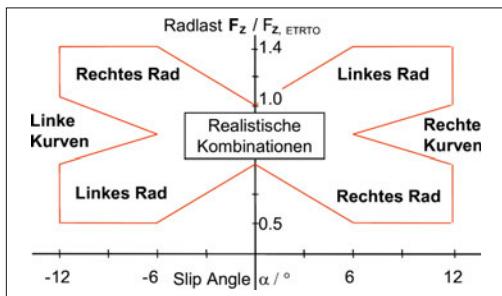


Bild 3-518: Qualitative Zuordnung der Radlasten an den vier Radpositionen in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel für front- und heckgetriebene Fahrzeuge

lastbedingungen an einem Reifen bei oben genannten Fahrten ergibt einen festen Zusammenhang zwischen Schräglauftyp, Sturz und Radlast, der hauptsächlich von der statischen Radlastverteilung eines Fahrzeugs und den Achscharakteristiken abhängt. Das Bild 3-519 zeigt Ergebnisse aus Fahrversuchen, die im Rahmen des TIME-Projektes [120] durchgeführt wurden. Während der Reifentestung nach der TIME-Prozedur werden Schräglauftyp, Sturz und Radlast gleichzeitig verstellt, als würde der Reifen am Fahrzeug montiert belastet. Weitere Messpunkte werden im linearen Bereich zur Schräglauftyp- und Sturzsteifigkeitsermittlung aufgenommen. Vor der Messung durchläuft der Reifen eine Warmlaufphase. Bild 3-520 zeigt den Ablauf der gesamten Messprozedur für einen Reifen.

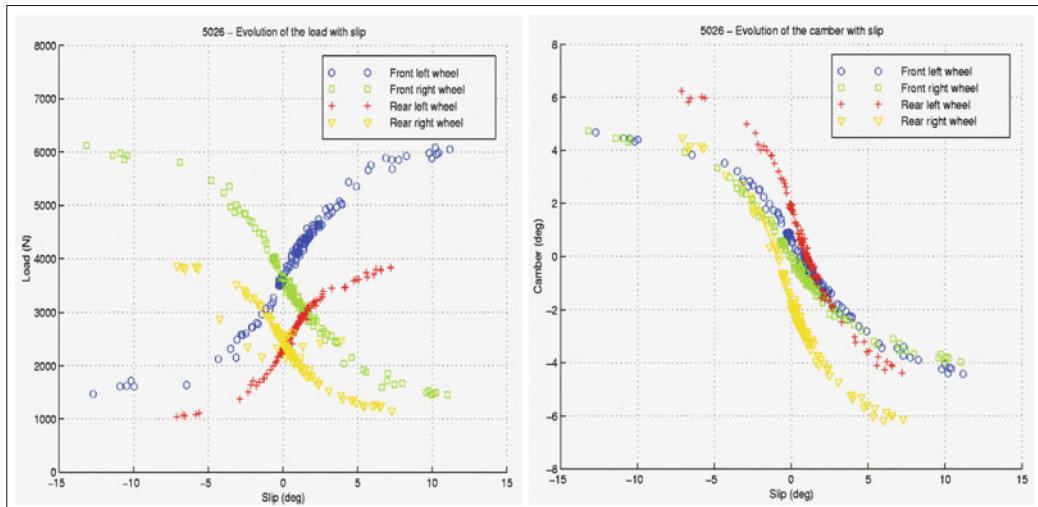


Bild 3-519: Gemessene Abhängigkeiten der Radlasten und des Sturzes an den vier Radpositionen in Abhängigkeit vom Schräglauftyp

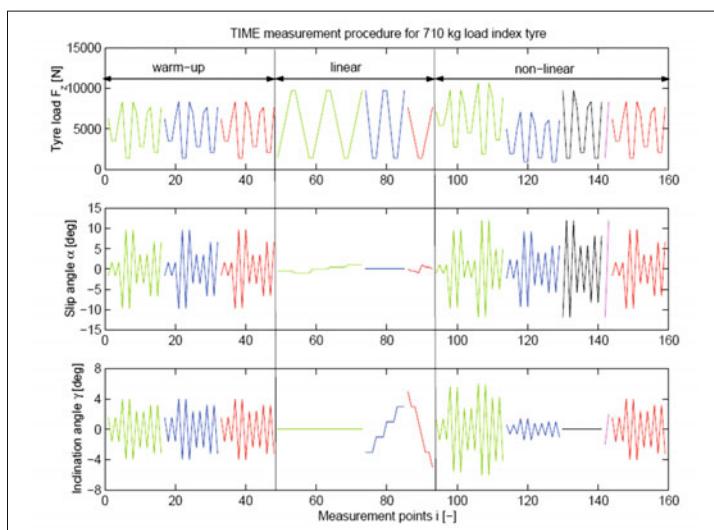


Bild 3-520:
Ablauf der Reifentestung nach der TIME [120]

3.9.4.2 Reifenmodelle mit Finiten Elementen (FEM-Modelle)

In den letzten 20 Jahren versucht die Reifenindustrie die aufwendigen Messungen der Reifeneigenschaften durch eine geeignete Modellierung des Reifenkörpers ja sogar des Reifenprofils mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente zu ersetzen. Primäres Ziel ist dabei nicht die Kosteneinsparung durch Versuchssubstitution, sondern das verbesserte Verständnis einzelner Funktionsmechanismen im Reifen, die dem Experiment schwer zugänglich sind.

Das Einbringen der komplexen Gummibeschreibung in Form von Materialgesetzen in die Reifenberechnung ermöglicht eine Vielfalt an Vorhersagen von Reifeneigenschaften. Ein Beispiel ist die Reifenverformung unter Schräglauflauf im stationär rollenden Zustand. Die Informationen über die lokalen Kraft- und Reibverhältnisse in der Bodenaufstandsfläche erleichtern die Optimierung von Kraftschluss unter Seitenkraft bei Antreiben und Bremsen (**Bild 3-521**). Dabei muss den Reibverhältnissen in dem Kontaktbereich Reifen–Fahrbahn besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden. Die Kraftübertragung ist im Wesentlichen abhängig von dem lokalen Anpressdruck, der Gleitgeschwindigkeit der Profillötzte und der Temperatur in der Kontaktzone.

Unter Berücksichtigung dieser Kontaktphänomene lassen sich mit FEM-Analysen stationäre Kennlinien für Seitenkraft, Rückstellmoment und Umfangskraft schon recht genau berechnen. Einen Vergleich der gemessenen und berechneten Seitenkraft-Schräglaufkennlinien zeigt **Bild 3-522**. Weitere Anwendung findet die FEM bei der Vorhersage von Haltbarkeit, Rollwiderstand, Temperaturverteilung, Abrieb, Aquaplaning, usw. Die Parameter der in die FEM Berechnungen eingehenden Materialgesetze müssen durch separate Tests von Materialproben mit der Fahrbahnoberfläche ermittelt werden. Das kann im Labor oder mit mobilen Prüfeinrichtungen auf der Teststrecke durchgeführt werden. Die in Bild 3-502 gezeigte Abhängigkeit des Reibkoeffizienten μ vom Kontaktdruck und der Schlupfgeschwindigkeit muss für eine erfolgreiche Berechnung berücksichtigt werden.

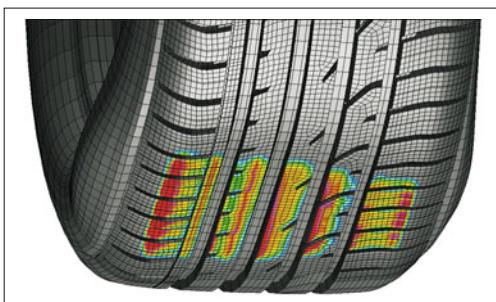


Bild 3-521: FEM Reifenberechnung für stationär rollenden Reifen unter Schräglauflauf (Kontaktdruck berechnet)

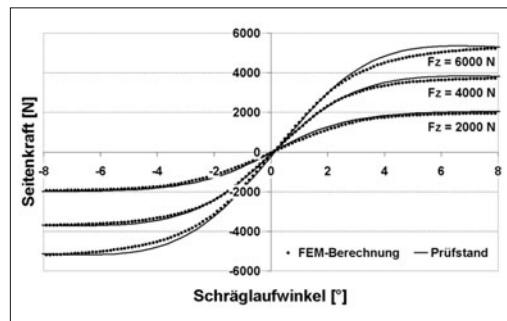


Bild 3-522: Vergleich von Prüfstandswerten mit FEM berechneten Seitenkraft-Schräglaufkennlinien

Um einen hohen Kraftschluss zu erhalten, sollte bei Optimierungsrechnungen angestrebt werden, den Kontaktdruck möglichst niedrig und die Druckverteilung in der Bodenaufstandsfläche möglichst homogen, d. h. ohne Kontaktspitzen zu halten.

3.9.4.3 Reifenmodelle für die Vertikaldynamik

Als Beispiel für ein einfaches MKS-Reifenmodell (MKS, Mehrkörpersystem), bestehend aus Federn, Massen und Dämpfern, kann das Modell aus **Bild 3-523** angesehen werden. Sichtbar sind die Felge und das deformierte Gürtelband sowie die Kräfte an der Achse und in der Reifenaufstandsfläche.

Die zur Berechnung notwendigen Reifenparameter können über spezielle Messungen oder Berechnungen aus komplexeren Reifenmodellen (z. B. FEM, Finite Elemente Methode) bestimmt werden. Das Modell ist damit in der Lage, eine unebene Straße zu überfahren und die entstehenden Kräfte an die Achse und damit an ein angekoppeltes Fahrzeugmodell weiterzugeben. Der Bodenkontakt wird über sog. Bürsten (nicht dargestellt) abgetastet und die entstehenden Kontaktkräfte berechnet. Eine Möglichkeit den Rechenaufwand von Komfortmodellen zu verringern, besteht in der Reduktion der Freiheitsgrade der mechanischen Struktur

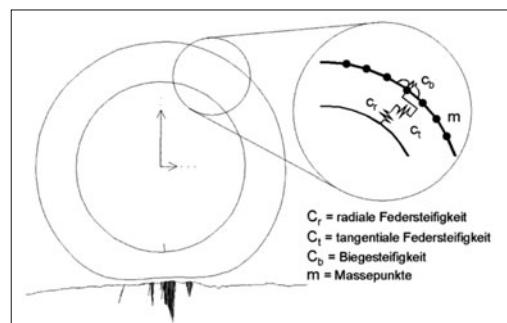


Bild 3-523: Einfaches MKS-Reifenmodell zur Fahrt über eine rauhe Straßenoberfläche, Darstellung der Achskräfte nach Größe und Richtung

des Reifens auf sogenannten Reifenmoden, die experimentell oder simulativ mit der FE-Methode bestimmt werden.

3.9.4.4 Reifenmoden

Die Eigenschwingungen von frei schwingenden Reifen unter Innendruck können unterschiedliche Bewegungsformen annehmen (**Bild 3-524**). Jede Mode kann dabei in ihrer Grundschwingung oder in ihren höheren Harmonischen schwingen. Experimentell kann man einzelne Moden ca. bis 350 Hz auflösen. Bei noch höheren Frequenzen wird die Modendichte immer höher, sodass keine eindeutige Identifizierung mehr möglich wird.

Wird ein Reifen durch den Fahrbahnkontakt zum Schwingen angeregt, so überträgt er diese Bewegungen auf die Felge und damit auf das Fahrzeug.

In der Übertragungsfunktion (**Bild 3-525**) findet man die einzelnen Reifenmoden durch Überhöhungen z. B. im Beschleunigungsspektrum wieder. Wo der Reifen Eigenfrequenzen aufweist, kann eine Störfrequenz besonders intensiv an das Fahrzeug weitergeleitet werden. Bei der Auslegung von Fahrzeugen sollte daher darauf geachtet werden, dass dominante Reifen- und Fahrzeugeigenfrequenzen nicht zusammenfallen.

3.9.4.5 Eigenschwingung der Kavität

Eine besonders intensive Anregung erfolgt durch die Schwingung der Luftsäule im Reifen (**Bild 3-526**). Deren Frequenz hängt im Wesentlichen von der Größe des Luftraumes ab (zwischen 200 und 250 Hz.). Diese Frequenz kann bei vielen Reifen deutlich im Innenraum eines Fahrzeugs wahrgenommen werden, wenn sie zum Beispiel beim Überfahren von rauen Straßen intensiv angeregt wird. Unbedingt zu vermeiden ist, dass die erste Eigenmode der Felge ebenfalls in diesen Frequenzbereich fällt.

3.9.4.6 Gesamtmodelle

Der Austausch der Modelle zwischen Reifen- und Fahrzeugindustrie verbreitert die Fahrzeugkompetenz bei beiden Entwicklungspartnern in Verbindung mit einer Ausweitung der automotiven Produktpalette. Zur Simulation des komplexen Zusammenspiels von Fahrzeugkomponenten und Reifen kommen bevorzugt Mehrkörpersystem-Programme zum Einsatz (**Bild 3-527**).

Reifenmodelle für die Horizontaldynamik, die mit den Fahrzeugmodellen gekoppelt werden, geben in der Simulation auf ebenen Fahrbahnen mit konstantem Reibwert das Reifenverhalten mit hoher Genauigkeit wieder. Um Aussagen zur Längs- und Vertikaldynamik machen zu können, kommen komplexere Reifenmodelle zum Einsatz, die die Reifenkräfte und -momente auch auf unebenen Fahrbahnen mit wechselnden μ -Werten liefern.

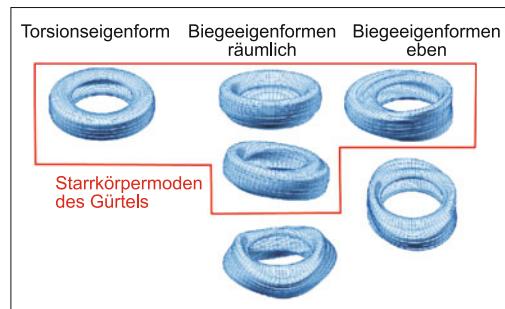


Bild 3-524: Niederfrequente Reifenmoden, frei schwingend unter Innendruck

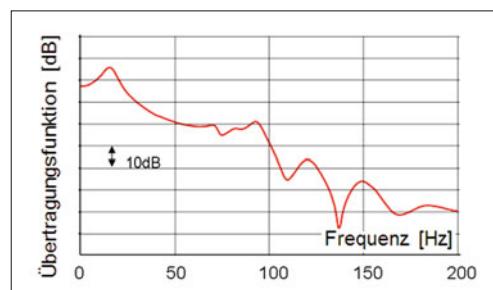


Bild 3-525: Übertragungsfunktion von der Reifenaufstandsfläche zur Felge

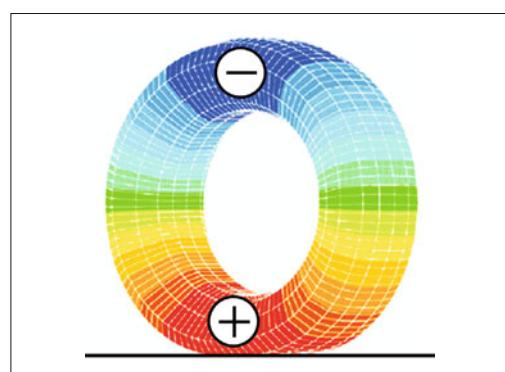


Bild 3-526: Schwingung des Reifeninnendrucks

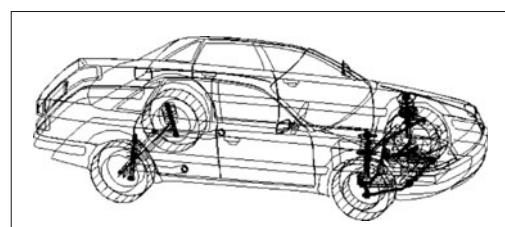


Bild 3-527: Komplexes Fahrzeugmodell für die Fahrdynamiksimulation

3.9.5 Auswahl und Entwicklung von Reifen und Rädern

3.9.5.1 Reifen

Für die grundlegende Dimensionierung des Reifens für neue Modelle müssen Außendurchmesser, Breite, Mindestfelgengröße, Tragfähigkeit, Höchstgeschwindigkeit festgelegt werden. Die dazu notwendigen Daten lassen sich aus den Fahrzeugspezifikationen ableiten. Anschließend werden in einem Lastenheft alle weiteren Anforderungen spezifiziert. Im Wesentlichen sind dies Spezifikationen zur Sicherheit (Bremsen, Aquaplaning, Nassverhalten, Wintereigenschaften, Schnelllauf), Handling (Fahrverhalten), Komfort (mechanisch und akustisch) und Wirtschaftlichkeit (Verschleiß, Rollwiderstand, Gewicht, Kosten).

Da heute für jedes Modell mindestens 3 Felgengrößen angeboten werden, sind die Reifen so auszuwählen, dass der Außendurchmesser immer – nahezu – gleich bleibt, damit die Tachometeranzeige für alle Größen genau genug arbeitet und die Radhäuser optimal ausgelegt werden können. Die Unterschiede in den Felgengrößen werden durch die unterschiedlichen Reifenflankenhöhen und -breiten ausgeglichen. Außerdem muss gewährleistet sein, dass alle Reifen, obwohl sie unterschiedliche Breite haben, außenbündig sind. Das wird durch angepasste Einpresstiefen der Felge erreicht. **Tabelle 3-10** zeigt eine Tabelle für einen Satz von 4 Normreifen mit unterschiedlichen Größen, jedoch gleichem Außendurchmesser.

Aus dem Fahrzeugdesign ergibt sich immer wieder die Forderung nach großen Felgen und relativ kleinen Flankenhöhen. Bei komfortorientierten Fahrzeugen sollte die Flanken Höhe jedoch über 130 und bei Sportfahrzeugen über 95 mm betragen. Große Flankenhöhen reduzieren die Reifendurchschläge auf Schlechtwegstrecken. Große Durchmesser stehen für guten Komfort, niedrigen Rollwiderstand, geringes Abrollgeräusch und hohe Laufleistung. Die Reifenbreite beeinflusst Fahreigenschaften, Laufleistung und Latschfläche. Sie ist auf die Motorleistung abzustimmen. Bei Frontantrieb gilt z. B. bei 100 kW eine empfohlene Mindestbreite von 185 mm [111].

Die Mindestfelgengröße wird meist bestimmt durch die notwendige Bremsleistung, d. h. durch die Außen-durchmesser von Bremsscheibe und Bremssattel, die im Felgeninnenraum angeordnet sind.

Tabelle 3-10: 4 Normreifen mit gleichem Außendurchmesser (als Beispiel) für ein Fahrzeugmodell

Reifen	Ø	Felge	B	Last	ET
195/65 R15	645	6,0 J 15	209	290	39
205/55 R16	642	7,5 J 16	233	291	47
225/50 R16	642	7,5 J 16	248	291	53
225/45 R17	642	7,5 J 17	234	295	47

Die Tragfähigkeit wird nicht nur durch den Reifenaufbau, sondern auch durch Außendurchmesser, Breite und Flanken Höhe bestimmt.

Wichtigste Einschränkung bei Reifenauslegungen ist jedoch der Bauraum. Besonders für die Vorderräder muss die für die Reifengröße notwendige Hüllkurve unter Berücksichtigung von Einfederhub, Lenkan-schlägen, Elastokinematik, Toleranzen, Schneekette und Fliehkräfteinflüssen ermittelt werden. Die Lasten- und Geschwindigkeitsindizes werden immer mit großen Reserven ausgewählt. Ein Fahrzeug mit typischer Maximalbeladung darf nicht mehr als 88 % der Tragfähigkeit ausnutzen. Diese Prozentzahl sollte bei der statistisch häufigsten Beladung sogar nur 65 % sein.

3.9.5.2 Rad

Die Autoräder bestehen aus einer Radscheibe und der Felge. Die Felge ist der ringförmige Teil des Rades, auf dem sich die Reifenwulste abstützen und die Rad-scheibe mit 3–5 Befestigungslöchern dient als Über-brückungselement zwischen Felge und Nabe. Es gibt viele Felgenausführungen. Allgemein werden in Pkw Tiefbettfelgen (J-Hornfelgen) mit beidseitigem Sicherheitshump eingesetzt (**Bild 3-528**).

Die Funktion des Rades ist an erster Stelle das Ab-stützen und Übertragen von Kräften zwischen Nabe und Reifen. Die Felge muss so geformt sein, dass die Reifenwulste unter allen Fahrbedingungen – auch bei

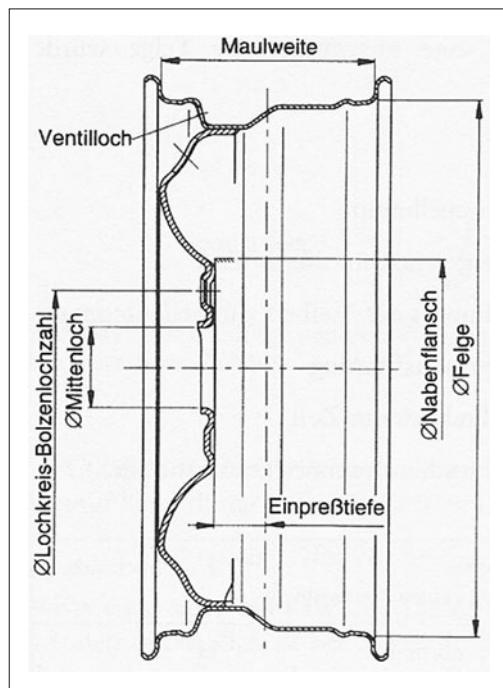


Bild 3-528: Bezeichnungen des Rades

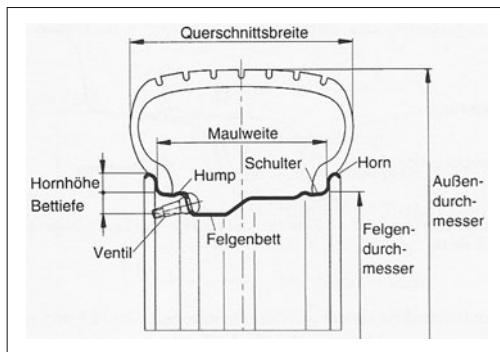


Bild 3-529: Felgen Bezeichnung und Kennzeichnung

niedrigen Reifendrückken – auf den Felgenschultern gehalten werden. Montage und Demontage des Reifens muss unkompliziert möglich sein [61].

Die Felge besteht aus Tiefbett, Schulter, Hump, Horn und Ventilloch. Die Felgenbezeichnung ist genormt, z. B. 8Jx 17 H2 ET 20, LK 5x120 MZ60. Die erste Zahl der Felgenbezeichnung gibt die Maulweite in Zoll an, dann folgt die Angabe für die Hornausführung (z. B. J) und den Felgendurchmesser, ebenfalls in Zoll (Bild 3-529).

Nach ETRTO Standards sind für jeden Felgendurchmesser sind 4 Maulbreiten möglich.

Nach einer Überschlagsregel sollte die Reifenbreite in mm ca. das 33,55-fache der Maulbreite in Zoll betragen (z. B. für eine 7“ Felge sollte die Reifenbreite $7 \times 33,55 = 234,9$ – genormt als 235 mm betragen).

Ein sehr wichtiges Maß des Rades ist die *Einpresstiefe* (weltweit abgekürzt als ET). Sie bezeichnet den Abstand zwischen der Radmitte und der Anlagefläche zur Radnabe. Die Einpresstiefe kann positiv (Offset nach außen) oder negativ sein, wobei sie, um mehr Platz in der Radschüssel zu erhalten, meist positiv ausgelegt wird. Vorteilhaft für die Lagerbelastung ist ein negativer Offset, was allerdings, bedingt durch die unterschiedlichen Reifenbreiten eines Fahrzeugmodells, nicht durchgehend eingehalten werden kann.

Die Räder werden aus Stahl oder Aluminium (selten auch Magnesium) mit tiefgezogenen Blechteilen, durch Schmieden oder Giessen (beides nur für Aluminium) hergestellt. Zweiteilige Stahlblechräder sind als Massenware sehr kostengünstig und robust. Räder aus Aluminium bringen jedoch deutliche Gewichtserspartisse und können im Design attraktiver gestaltet werden. Obwohl sie ca. viermal teurer sind als die Stahlräder, werden sie bevorzugt als Option eingesetzt (z. T. sogar als Standardausstattung).

3.9.6 Moderne Reifentechnologien

3.9.6.1 Reifensorik

Der für die Fahrsicherheit bedeutendste Teil des Gebiets der Reifensorik bezieht sich auf die Ermittlung des Reifeninnendrucks. Daneben wurden und werden eine Reihe von Systemen untersucht, die weitergehende Informationen über den Reifen ermitteln sollen [121].

Reifendruckkontrolle

Besonders seit in den USA alle Neuwagen (außer Lkw und Bussen) mit einer Reifendruckkontroll-Vorrichtung ausgerüstet werden müssen [122], haben Systeme, die den Luftdruck im Reifen direkt messen, wirtschaftlich an Bedeutung gewonnen. In Europa wurden die Diskussionen über eine verpflichtende Einführung von Reifendruckkontroll-Vorrichtungen dadurch vorangetrieben, dass durch die genaue Einhaltung des empfohlenen Luftdrucks der Rollwiderstand der Reifen und damit die CO₂-Emissionen der Fahrzeuge deutlich reduziert werden kann.

Bei einer Reifendruckkontroll-Vorrichtung misst in jedem Rad ein Modul den Reifenluftdruck mit einem Drucksensor und sendet diesen Wert per Funk an einen Empfänger im Fahrzeug zur weiteren Auswertung oder Anzeige, Bild 3-530. Die heute kommerziell erhältlichen Systeme sind an der Felge befestigt und verwenden als Energieversorgung eine Batterie. Ein Überblick über die Leistungsfähigkeit moderner Reifendruckkontroll-Vorrichtungen findet sich in [123].

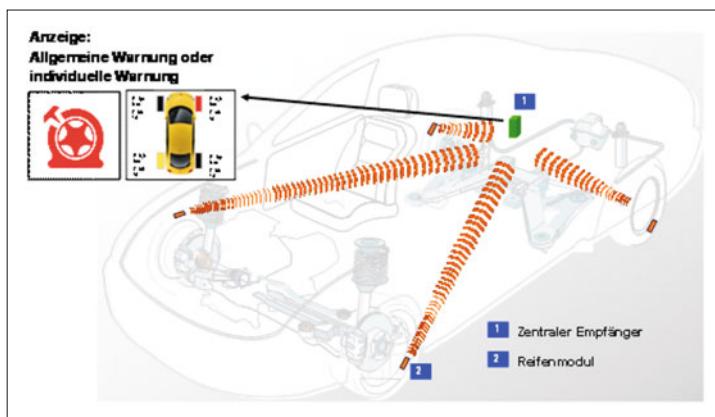


Bild 3-530:

Signalübertragung und Auswertung der Reifenluftdruckmessung am Fahrzeug

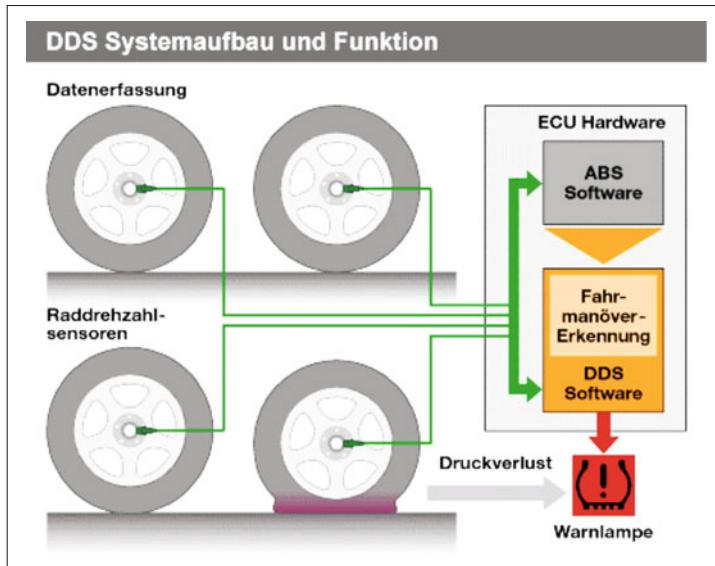


Bild 3-531:
DDS (Deflection Detection System): Luftdruckkontrolle durch Analyse der ABS-Sensorsignale

Systeme, die am Reifen befestigt und/oder batterielos sind, befinden sich in der Entwicklung und werden in wenigen Jahren Marktreife erlangen.

Neben den direkt messenden Systemen gibt es vor allem in Europa kostengünstige Systeme, die einen Druckverlust im Reifen anhand der Analyse der Radgeschwindigkeiten erkennen. Diese basieren auf dem Prinzip, dass der dynamische Abrollumfang eines Reifens mit geringerem Luftdruck kleiner wird und sich dadurch die Drehgeschwindigkeit dieses Reifens bei gleicher Fahrzeuggeschwindigkeit erhöht. Die Änderung der Raddrehgeschwindigkeiten kann mit ABS-Sensoren erfasst werden, wodurch dieses System kostengünstig zu realisieren ist, (Bild 3-531) [124].

Andere Sensorsysteme

Wie oben erwähnt, werden Reifendruckkontroll-Vorrichtungen, deren Sensormodul nicht mehr an der Felge, sondern an der Innenseite des Reifens [125], [126]

befestigt ist, in wenigen Jahren kommerziell angeboten. Im ersten Schritt sollen diese Module den Reifendruck messen und weitere reifenspezifische Informationen an die zentrale Steuereinheit weitergeben. Dadurch können die Kosten für die Module gesenkt, das Reifendruckkontrollsystem an die jeweiligen Reifen angepasst sowie der Fahrer über mögliche Einschränkungen (z. B. Geschwindigkeitslimits bei Winterreifen) informiert werden. Darüber hinaus bietet die Positionierung auf der Reifeninnenseite die Möglichkeit, mittels eines Beschleunigungssensors die Länge der Bodenaufstandsfläche zu ermitteln und daraus mithilfe der ebenfalls vorhandenen Fülldruckinformation die Radlast abzuschätzen. Die Machbarkeit von solchen Systemen wurde in Prototypen am Fahrzeug nachgewiesen.

Sensorsysteme, die andere Größen am Reifen ermitteln, befinden sich noch im Forschungsstadium. Im Wesentlichen wird an der Ermittlung des Kraftschlusspotentials zwischen Reifen und Fahrbahn, der Ermittlung

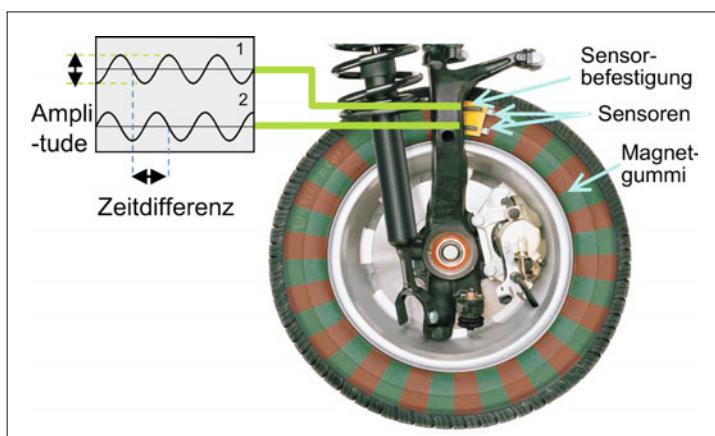


Bild 532:
Messprinzip des SWT-Sensors

lung der aktuell vom Reifen übertragenen Kräfte, der Detektion von Aquaplaning und sie Sensierung der strukturellen Integrität des Reifens gearbeitet.

Continental hat mit dem Sidewall Torsion Sensor (SWT) [127] ein System vorgestellt, das mittels Magnetfeldsensoren am Fahrwerk die Verformung der Reifenseitenwand ermittelt und daraus die vom Reifen übertragenen Längs- und Querkräfte berechnet (**Bild 3-532**). Die Kenntnis der Radkräfte erlaubt es, zusätzlich zur Abweichung der Fahrzeug-Gierrate von der Vorgabe des Fahrers den Schwimmwinkels des Fahrzeugs zu ermitteln und auf diese Weise die Fahrzeugregelung wesentlich zu verbessern. Dies wurde mit Fahrzeugen demonstriert, die mit SWT ausgestattet waren.

Ein anderes Sensorprinzip wurde von der TU Darmstadt erforscht. Mittels im Profil eingebetteter Sensoren wurde die Verformung des Profils ermittelt und daraus Informationen über die übertragenen Kräfte, über die Gefahr von Aquaplaning und über den Reibbeiwert gewonnen. In einer Version wurde die dreidimensionale Bewegung eines Magneten relativ zu einem Array aus Magnetfeld-Sensoren ermittelt [128], [129]. In einer anderen Version, die in Kooperation mit Siemens und Continental entwickelt wurde, wurde zur Gewinnung der Messdaten ein Oberflächenwellen-(OFW)-Sensors benutzt (**Bild 3-533**) [130].

Des Weiteren sind verschiedene Ansätze zur Ermittlung des Kraftschlusspotentials aus der Analyse der verschiedenen für ESP notwendigen Sensoren untersucht worden. So bietet die schwedische Firma NIRA Dynamics ein System an, das beruhend auf den Arbeiten von F. Gustafsson [131], [132] die Radgeschwindig-

keitssignale auswertet. Von der TU Karlsruhe wurde ein Verfahren entwickelt, bei dem das Kraftschlusspotential aus einer größeren Zahl von Informationen vor allem zur Fahrbahn (z. B. Akustik, Temperatur, Regen) durch ein Schrankenverfahren indirekt abgeschätzt und vorgegebenen Wertebereichen zugeordnet wird [133]. Bridgestone [134] untersucht mit zwei Systemen die Verformung von Reifen: zum einen mit Hilfe von zwei nebeneinander auf der Innenseite (Inliner) angebrachten Dehnungsmessstreifen (CAIS I) und zum anderen mit einem auf der Innenseite angebrachten Ein-Achsen-Beschleunigungssensor (CAIS II). Aus dem zeitlichen Verlauf der Sensorsignale kann mit dem CAIS-I-System die Länge der Bodenaufstandsfläche ermittelt und daraus Querkraft und Radlast abgeschätzt werden. Aus dem CAIS-II-Signal leiten Morinaga et al. [134] den Reibwert in vier Klassen ab.

Im APOLLO-Projekt [135], an dem u. a. Pirelli, VTT-Finnland und die RWTH Aachen beteiligt waren, wurden drei Sensor-Prinzipien untersucht:

1. Optischer Sensor: Mittels einer IR-Diode auf der Reifeninnenseite und eines positionsempfindlichen IR Sensors, kann die relative Verschiebung der beiden Sensoren in drei Dimensionen ermittelt werden.
2. G-Sensor: Ein 3-Achsen-Beschleunigungssensor ist auf der Innenseite des Reifens aufgeklebt.
3. Piezo-Sensor: Piezo-Sensoren, die auf die Innenseite des Reifens geklebt werden, ermitteln die Dehnung des Reifens in Umfangs- und in Querrichtung.

Der optische Sensor liefert Informationen über die Reifenverformung mit sehr hoher Güte, während dem Beschleunigungssensor wegen seiner Robustheit das größte Potential für die Serienanwendung bescheinigt wurde, **Tabelle 3-11**. Das Projekt kommt ferner zum Schluss, dass kein Sensor allein den Reibwert ermitteln kann. Daher wurde in einem Nachfolge-Projekt [136] unter Einbeziehung des optischen Sensors aus dem APOLLO-Projekt ein System entwickelt, das durch Auswertung der verschiedenen Sensorinformationen im Fahrzeug einen Reibwert schätzt.

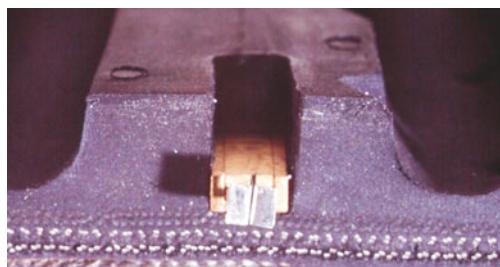


Bild 3-533: Oberflächenwellensensor zur Messung der Profilverformung

3.9.6.2 Reifennotlaufsysteme

Die Forderung nach Reifen mit Notlaufeigenschaften wird in zunehmendem Maße von der Automobilindu-

Tabelle 3-11: Ergebnis der Sensoruntersuchungen des APOLLO-Projekts (aus [135])

	Radlast Fz	Querkraft Fy	Längskraft Fx	
Optischer Sensor	c	c	c	+ hohe Genauigkeit, Kräfte in 3 Richtungen detektierbar - hoher Energieverbrauch
Beschleunigungs-sensor	c	b	b	+ hohes Potential für Serienanwendung - nur Radlast detektierbar
Dehnungssensor	c	c/b	b	+ niedriger Energieverbrauch - geringe Haltbarkeit

a: kein Potential, b: beschränktes Potential, c: hohes Potential

strike erhoben. Diese leitet sich ab aus dem Anspruch der Verbraucher nach mehr Sicherheit und Komfort sowie dem Wunsch der Fahrzeughersteller, auf das Reserverad zukünftig zu verzichten. Es gibt mehrere unterschiedliche Systemansätze.

Zu heutigen Reifen-Felgenkombinationen kompatible Systeme sind die selbsttragende Karkasse sowie im Rad integrierte Stützringe.

Bei der selbsttragenden Karkasse (**Bild 3-534**) werden die Reifenflanken so verstärkt, dass im Falle eines Luftverlustes die Reifenstruktur die Trageeigenschaften übernehmen kann. Die Reifenkonstruktion erfordert dafür spezielle Gummimischungen und Verstärkungen, die trotz der hohen Deformation in der Seitenwand nicht überhitzen und damit unnötig hohen Rollwiderstand erzeugen sowie noch akzeptablen Abrollkomfort liefern [137].

Bei moderaten Fahrgeschwindigkeiten lassen sich im Pannenlauf durchaus Distanzen bis zu 100 km und mehr zurücklegen. Dem Fahrer wird damit der Reifenwechsel in einer gefahrlosen Umgebung oder einer Werkstatt ermöglicht.

Da im Pannenfall der Luftverlust vom Fahrer nicht bemerkt wird und das Tragverhalten nur mehr bei reduzierter Geschwindigkeit gewährleistet ist, sind für solche Systeme zwingend Luftdrucküberwachungsanlagen vorgeschrieben.

Im Rad integrierte Stützelemente können auf herkömmlichen Felgen zusammen mit herkömmlichen Reifen montiert werden. Im Pannenfall rollt der Reifen auf dem Stützelement ab. Dieses verhindert auch das Abrutschen der Reifenwülste ins Tiefbett (**Bild 3-535**). Das Tragelement besteht aus einem profilierten Metallring mit Gummifüßen. Im Pannenfall erfolgt eine Schmierung der Kontaktfläche zum Reifen, da hier große Relativbewegungen auftreten.

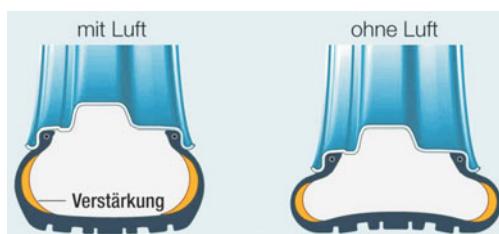


Bild 3-534: Reifen mit selbsttragender Karkasse

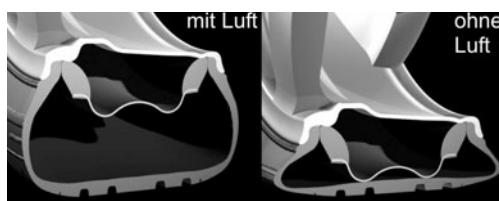


Bild 3-535: Metallring mit Gummilagerung im Stand-Radreifen als Stützelement beim Pannenlauf



Bild 3-536: Prinzipwirkung eines selbstdichtenden Materials gegen Luftverlust bei eingedrungenem Fremdkörper durch die Lauffläche

Untersuchungen zeigen, dass etwa 85 % der Reifenpannen aus Beschädigungen der Lauffläche resultieren. Der Luftverlust wird dabei durch Eindringen von Gegenständen verursacht, die zu 95 % kleiner als etwa 5 mm ausgedehnt sind.

Da bei Penetrationen der Lauffläche in dieser Größenordnung die Festigkeit der Reifenkonstruktion nicht gefährdet ist, besteht die Möglichkeit, durch geeignete hoch klebrige und zähe Substanzen im Bereich der Innenplatte eine Selbstdichtungsfähigkeit dieser sicher zu stellen. In 80 % der Reifenpannen kann dadurch eine uneingeschränkte Mobilität erhalten werden. **Bild 3-536** zeigt die Prinzipskizze eines solchen Systems. Ein solches Pannenlaufsystem erhöht zwar die Reifenmasse um etwa 1,5 kg, hat aber im Gegensatz zu Pannenlaufreifen mit selbsttragender Karkasse nicht den Nachteil reduzierten Federungskomforts und erhöhten Rollwiderstands sondern bietet auch den Vorteil geringerer Abrollgeräusche um etwa 3dBa.

Ein völlig neuer Weg wird mit dem PAX-System beschritten (**Bild 3-537**). Im Innenraum befindet sich das Stützelement. Durch die ungleich hohen Felgenhörner kann es leicht in den Reifen eingebracht werden. Die spezielle Wulstkonstruktion ermöglicht den sicheren Sitz auf der Felge im Notlauf. Sowohl Reifen als auch Felge sind mit bisherigen Systemen nicht mehr kompatibel.

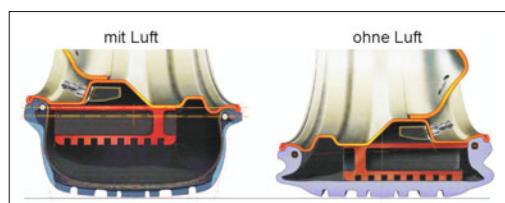


Bild 3-537: PAX-System mit Stützring

3.9.6.3 Reifen und Regelsysteme

Wintereigenschaften

Eine konsequente Abstimmung zwischen der Charakteristik von Winterreifen und dem ABS-Regler ermög-

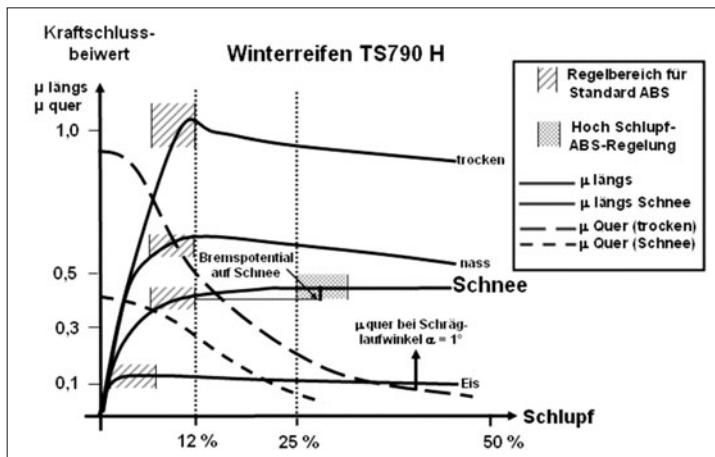


Bild 3-538:
 μ -Schlupf-Verlauf von Winterreifen bei unterschiedlichen Fahrbahnzuständen

licht eine deutliche Verbesserung des Bremsens auf Schnee ohne die Einschränkung anderer Eigenschaften. Die detaillierte Kenntnis der Fahrzeugregelalgorithmen in Verbindung mit dem Know-how zur Kraftschlussphysik des Reifens ermöglicht es, beide Komponenten gezielt aufeinander abzustimmen. Der Reifenentwickler kann durch die Wahl von Laufflächenmischung und Profildesign gezielt Einfluss auf die Form der μ -Schlupfkurve nehmen. Die μ -Schlupfcharakteristik beeinflusst entscheidend das Regelverhalten. Speziell für Winterreifen ergeben sich Ansätze, den Zielkonflikt zwischen dem Bremsen auf trockener und schneedeckter Fahrbahn auf höherem Niveau zu lösen [138]. Im Bild 3-538 ist der Verlauf des Kraftschlussbeiwertes μ für Längs- und Seitenkräfte (bei einem Schräglauftwinkel von 1°) über dem Bremsschlupf des Reifens bei unterschiedlichen Fahrbahnzuständen dargestellt. Auf trockenen und nassen Oberflächen zeigt sich der typische Abfall der Bremskraft nach dem Maximum im Bereich von 10 % Schlupf. Eis zeigt ein nahezu konstantes Verhalten auf sehr niedrigem Niveau, wohingegen auf Schnee ein nahezu kontinuierliches Ansteigen beobachtet wird.

Standard-Regelalgorithmen regeln auf das Maximum dieser Kurven für trockene und nasse Oberflächen hin und begrenzen den maximal auftretenden Schlupf, um ein ausreichendes Potenzial an Seitenführung zu gewährleisten. Ein etwaiges Bremspotenzial auf Schnee bei höheren Schlupfwerten bleibt daher völlig ungenutzt.

Die Kenntnis der Charakteristik der μ -Schlupfkurven ermöglicht eine detaillierte Anpassung der ABS-Regelstrategie an deren Form. Der zunehmend breitere Einsatz von Fahrdynamikregelsystemen, wie zum Beispiel ESP, stellt die notwendige Sensorik zur Erkennung des Seitenführungsbedarfs (Lenkwinkel- und Querbeschleunigungssensor) zur Verfügung.

Dadurch kann im Fall des Geradeausbremsens ein ABS-Hochschlupfregler dargestellt werden, der bei Seitenkraftbedarf automatisch auf den Standardregler zurückgeschaltet wird.

Der adaptive Hochschlupfregler gibt den erweiterten Schlupfbereich dann frei, wenn die Beobachtung der Räder ergibt, dass der Gradient des μ -Wertes über den üblichen Regelbereich hinaus positiv bleibt. Das ist speziell auf Schnee der Fall. Nach dem Regelkonzept können die Vorderräder auf einen beliebigen Punkt der μ -Schlupfkurve geregelt werden. Die erzielbare Bremswegverkürzung liegt auf Schnee für Winterreifen im Mittel bei 10 %.

3.9.6.4 High-Performance-(HP-) und Ultra-High-Performance-(UHP-)Reifen

Die fast explosionsartige Steigerung von Breitreifen-Formaten ist unübersehbar. Die Absatzzahlen in Deutschland für High-Performance-Reifen im Ersatzgeschäft belegen dies. Seit 2002 ist die Zahl der Reifen mit Geschwindigkeitsfreigaben von mehr als 240 km/h kontinuierlich gestiegen. Ende 2010 lag die Zahl der verkauften schnellen Sommerreifen weit über 3,8 Millionen – Tendenz steigend. Selbst in der automobilen Kompaktklasse wird Wert auf sportliche Optik gelegt, sodass füllige Breitreifen und Leichtmetallfelgen entsprechende Zuwachszahlen verzeichnen. Es gibt aus technischer Sicht durchaus Gründe, die für Breitreifen sprechen. Die in der Praxis auftretenden Reibwerte sind auch abhängig vom Flächendruck zwischen Fahrbahn und Reifenlatsch – geringere Flächenpressung lässt höhere Reibwerte zu und umgekehrt. Vergrößert man bei gleicher Radlast die Aufstandsfläche (*Footprint*) sinkt die Flächenpressung und erhöht das Haftungspotenzial in Längs und Querrichtung – bessere Traktion und kürzere Bremswege sind das Ergebnis [139]. Eigenschaften auf trockener wie auf bewässerter Fahrbahn geben den Breitreifen ein hervorragendes Sicherheitszeugnis: Auf trockener Straße kommt nach einer Studie des VDAT e.V. (Verband deutscher Automobilfotunter e.V.) von 2002 der auf 18-Zoll-Reifen umgerüstete VW Golf aus Tempo 100 nach 40,3 Metern und damit 4,1 Meter früher als sein Pendant mit 15-Zoll-Serienräder zum Stillstand. Auch auf nasser

Fahrbahn dominieren die Breitreifen deutlich: Aus Tempo 80 erreichte das Fahrzeug mit 27,6 Metern einen um 2,9 Meter kürzeren Bremsweg als das Auto mit Serienbereifung.

„Einer der Väter der Breitreifenidee war der Rennsport und entsprechend leistungsfähig sind die Erbanlagen für den zivilen Gebrauch“ schrieb einst Conti in einer Werbung. Schräglauftiefeigkeit, Lenkwinkelbedarf, Spurhaltung, Zielgenauigkeit, Fahrstabilität, Lenkungsansprechen, Bremsansprechen sowie die gesamte Agilität verbessern sich signifikant. Anders ausgedrückt: besseres Fahrverhalten bei extremen Leistungsanforderungen. Auch konzeptionelle Gründe, wie die Verwendung von größeren wirksamen Bremsanlagen sprechen für diese Reifen-Räder-Dimensionen. Dies ist einerseits durch die höheren Leistungen und besserer Aerodynamik und durch die höheren Geschwindigkeiten und Gewichte heutiger Fahrzeuge notwendig. Andererseits setzen heute ABS-Systeme bei einer Vollbremsung mehr Energie in der Bremse um, während der Reifen weniger beansprucht ist als mit konventionellen Bremsanlagen [139].

Die Hochgeschwindigkeitstauglichkeit, welche im Hochgeschwindigkeitstest (s. Abschnitt 3.9.7.2) ermittelt wird, ist durch die Breitreifen wegen des niedrigeren Reifenquerschnitts erheblich besser geworden. Es wäre nahezu undenkbar, einen ZR-Hochgeschwindigkeitsreifen (**Tabelle 3-12**) mit einem Höhen-/Breitenverhältnis von 80 (Serie 80) zu bauen.

HP-Reifen (High Performance) haben einen Speed-index (Si) von V (bis 240 km/h), UHP-Reifen (Ultra High Performance) von über 270 km/h. (**Bild 3-539**).

Waren diese HP- und UPH-Reifen früher weitgehend den Sportfahrzeugen und sportlichen Fahrzeugen vorbehalten, so sind sie heute bis in die Kompaktklasse weit verbreitet. Hochgeschwindigkeitsreifen können

Tabelle 3-12: Speedindex (Si, Geschwindigkeitsindex, Geschwindigkeitssymbol) nach ECE R 30

Si	km/h	Si	km/h	Si	km/h
G	90	P	150	H	210
J	100	Q	160	V	240
K	110	R	170	VR	> 210
L	120	S	180	W	270
M	130	T	190	Y	300
N	140	U	200	ZR	> 240

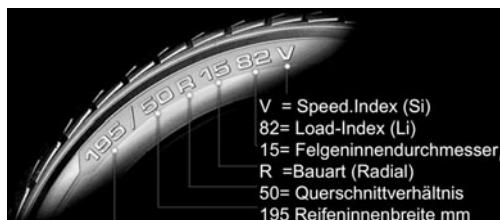


Bild 3-539: Reifenbeschriftung nach ECE R30 [116]



Bild 3-540: HP-Winterreifen und UHP-Sommerreifen (ContiSportContact 2)

inzwischen bis 360 km/h zugelassen werden (z. B. ContiSportContact Vmax).

Eine vergleichbare Entwicklung gibt es auch bei den Winterreifen (**Bild 3-540**).

Der Einsatz von Ultra-High-Performance-Reifen UHP beschränkt sich nicht mehr ausschließlich auf prestigeträchtige Sportwagen. Sie sind immer häufiger auch auf leistungsstarken Limousinen, wie z. B. der Oberklasse zu finden. Durch die hohen Gewichte dieser Fahrzeuge ergeben sich hohe Anforderungen an das Festigkeitsverhalten (**Tabelle 3-13**).

Besonders anspruchsvoll wird der Einsatz im Premium-Segment der SUV und Crossover (**Bild 3-541**), mit Radlasten bis 1000 kg und Geschwindigkeiten an die 270 km/h.

Tabelle 3-13: Load Index (Li) nach ECE R 30

Li	kg	Li	kg	Li	kg	Li	kg
80	450	88	560	96	710	104	900
81	462	89	580	97	730	105	925
82	475	90	600	98	750	106	950
83	487	91	615	99	775	107	975
84	500	92	630	100	800	108	1000
85	515	93	650	101	825	109	1030
86	530	94	670	102	850	110	1060
87	545	95	690	103	875	111	1090



Bild 3-541: UHP-Reifen am SUV

3.9.7 Test und Messmethoden im Fahrversuch

In aufwendigen Tests untersuchen die Reifen- und Fahrzeugherrsteller, ob Konstruktion, Laufflächenprofil und Gummimischung eines Reifens den Kundenerwartungen im Hinblick auf Sicherheit, Fahrcharakter, Komfort und Verschleiß genügen [140]. Auch wenn objektive Versuchs- und Bewertungsmethoden immer weiter ausgebaut werden, haben die subjektiven Bewertungsverfahren im nichtlinearen und komplexen Interaktionsverhältnis Fahrzeug–Reifen–Fahrer–Umgebung nach wie vor eine zentrale Bedeutung. Die Entwickler bedienen sich daher einer Reihe spezieller, komplementärer Testverfahren zur objektiven und subjektiven Bewertung, die ein möglichst breites Spektrum der Kundenwünsche abdecken sollen. Von zentraler Bedeutung ist, dass die Tests reproduzierbar und aussagekräftig sind, was bei teilweise inkonstanten Versuchsbedingungen über der Dauer der Tests hohe Anforderungen an den Testablauf stellt. So müssen beispielsweise Sonnenschein, Regen und Bodentemperatur leider so hingenommen werden, wie sie am Testtag auftreten. Verfahren wie die Referenzierung (**Tabelle 3-14**) [139], Referenzkollektivbildung [141] und statistische Auswertungen von Versuchsreihen müssen in einem robusten Versuchs- und Bewertungsprozess integriert werden. Nur in Relation zu einem, in seinen Eigenschaften, bereits gut bekannten Reifen oder Reifenkollektiv lassen sich die übrigen Testreifen sicher einordnen und bewerten.

Tabelle 3-14: Beispiel für eine Testreihe mit 3 verschiedenen Reifensätzen (A, B, C)

1	2	3	4	5
Reifen Referenz	Reifen A	Reifen B	Reifen C	Reifen Referenz

3.9.7.1 Subjektive Testverfahren

Die Bestimmung der Eigenschaften der Reifen in dynamischen Fahrzuständen erfolgt in der Regel auf dem Handlingkurs, Kreisbahn, Hochgeschwindigkeitskurs oder auf der Fahrdynamikplattform. Das Fahrzeug wird hierfür bei deaktivierten elektronischen Stabilitätssystemen (z. B. ESP), jedoch mit ABS in verschiedenen Fahrmanövern, vom Ansprechen bis hin zum Grenzbereich der Reifen gefahren [141]. Die Fahrmanöver sind dabei im Versuchsablauf, den Teststrecken, den Geschwindigkeiten und Lenkeingaben klar definiert. Auf dem Handlingkurs beispielsweise orientiert man sich üblicherweise an einer markierten Mittellinie, um das Fahrzeugverhalten besser bewerten zu können (**Bild 3-542**). Die Versuchsdurchführung erfolgt immer in definierter Weise: 1. Warmlaufrunde, 2. Runde im linearen Fahrbereich, 3. Runde im Grenzbereich, 4. Runde mit Provokation des Untersteuerverhaltens (z. B. Nachlenken), 5. Runde mit Provokation des



Bild 3-542: Fahrtest auf dem Handlingkurs

Übersteuerverhaltens (z. B. Lastwechsel, Bremsen in Kurve, Beschleunigen in Kurve), 6. nächster Reifensatz bzw. Einstellung. Die subjektive Bewertung des Fahr- und Lenkverhaltens erfolgt durch den Fahrer. Als Kriterien werden folgende Parameter beurteilt:

- ◆ Lenkansprechverhalten,
- ◆ Lenkwinkelbedarf,
- ◆ Rückmeldung,
- ◆ Seitenführung VA/HA,
- ◆ Seitenkraftaufbau,
- ◆ Bremsansprechen,
- ◆ Lastwechselverhalten,
- ◆ Eigenlenkverhalten,
- ◆ Balance VA/HA,
- ◆ Traktion,
- ◆ Spurhaltung/ Zielgenauigkeit.

Für jedes Kriterium werden nach dem Bewertungsschema aus **Tabelle 3-15** Punkte zwischen 10 und 1 (die Vergabe von halben Punkten ist möglich) oder mit Plus und Minus nach der Referenzskala aus **Tabelle 3-16** vergeben. Während die Punkteskala bei Fahrzeugherrstellern üblich ist, bedienen sich die Reifenhersteller zumeist der Referenzskala. Beide Verfahren haben gewisse Vor- und Nachteile.

Tabelle 3-15: Zweistufige 10er Bewertungsskala

10	derzeit optimal
9	sehr gut
8	gut
7	befriedigend
6	noch akzeptabel
5	unbefriedigend
4	mangelhaft
3	ungenügend
2	schlecht
1	sehr schlecht

Tabelle 3-16: Referenzskala

+++	++	+	0	-	--	---
-----	----	---	---	---	----	-----

3.9.7.2 Objektive Testverfahren für die Längshaftung

Bremsen / Traction trocken / nass / Schnee / Eis

Zur Bestimmung der Verzögerungsleistung wird das Fahrzeug mittels ABS-unterstützter Vollbremsung, in der Regel aus einer Geschwindigkeit von 90 km/h (auf nasser und trockener Fahrbahn) bzw. 60 km/h (Schnee und Eis), bis zum Stillstand abgebremst. Die Aufzeichnung des Bremswegs erfolgt zwischen 80 und 20 km/h auf trockener und nasser Fahrbahn bzw. zwischen 50 und 10 km/h auf Schnee und Eis [141].

Aus mindestens 6 gültigen Werten pro Reifen wird der Mittelwert gebildet. Als Ergebnis wird über den Mittelwert des Bremswegs und der Start- und Endgeschwindigkeit die mittlere Verzögerung a_{long} ermittelt. Die Unterschiede können dabei selbst im Reifen-Premiumsegment markant sein und können mit „Low Cost“-Reifen sehr starke Abweichungen vom „Stand der Technik“ erreichen (Bild 3-543). Zur Vollständigkeit sei erwähnt, dass als Erweiterung hierzu für Winterreifen unter Winterbedingungen (Eis und Schnee) Zugkraftmessungen durchgeführt werden.

Aquaplaning in Längsrichtung

Zur Bestimmung der Leistungsfähigkeit bei Aquaplaning in Längsrichtung wird die Aufschwimmgeschwindigkeit bestimmt. Hierbei wird mit konstanter



Bild 3-544: Fahrtest Aquaplaning in Längsrichtung

Geschwindigkeit mit einer Fahrzeugseite in ein Wasserbecken mit 6 bis 8 mm Wassertiefe eingefahren und im Wasserbecken beschleunigt (Bild 3-544).

Während des Beschleunigungsvorgangs wird die Geschwindigkeit aufgezeichnet, bei welcher der im Wasserbecken laufende Vorderreifen aufschwimmt bzw. durchdreht.

Der Eintritt des Aufschwimmens ist durch das Überschreiten eines Schlupfunterschieds von 15 % zwischen den Drehzahlen der beiden Vorderräder definiert. Aus Gründen der Aussagesicherheit wird dieser Versuch meist mit einem Testfahrzeug mit Vorderradantrieb gefahren. Aus mindestens 6 gültigen Werten pro Reifen wird der Mittelwert für die Aufschwimmgeschwindigkeit v_{aqua} gebildet.

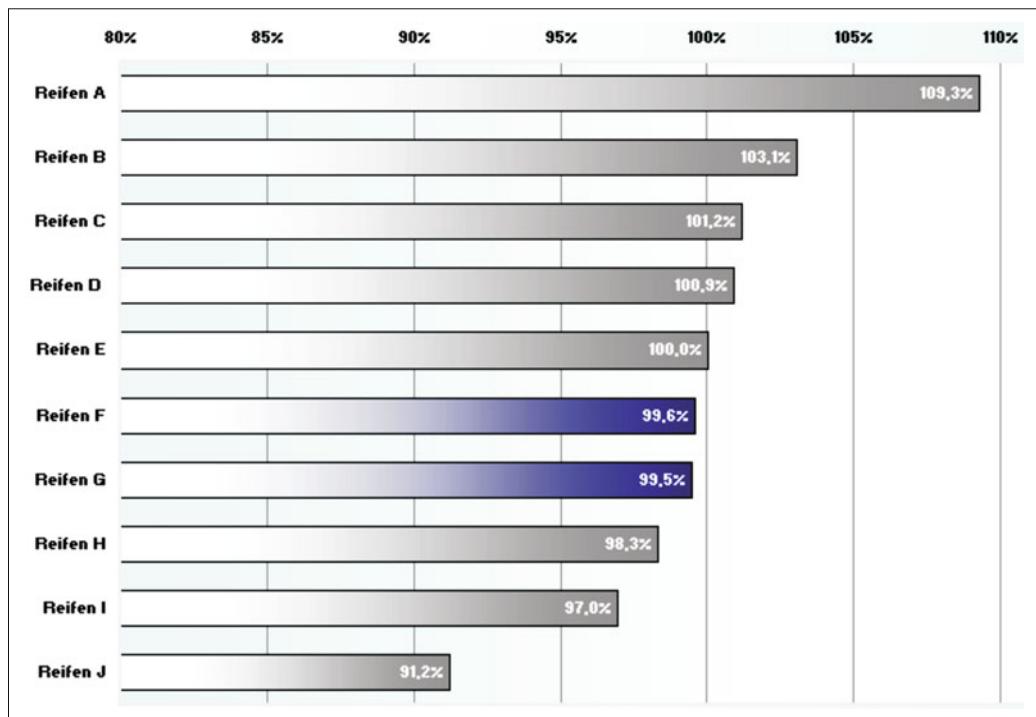


Bild 3-543: Streuung der Längshaftungseigenschaften auf nasser Bahn von Premium-Winterreifen (100 % = 6,06 m/s²)

3.9.7.3 Objektive Testverfahren für die Seitenhaftung

Die Bestimmung der Leistungsfähigkeit in der Seitenführung erfolgt u. a. bei der stationären Kreisfahrt (trocken, nass, Schnee, Eis) [141]. Das Fahrzeug wird dabei mit deaktivierten elektronischen Fahrzeugregelsystemen (z. B. ESP) auf einer Kreisfahrbahn an der Haftgrenze der Reifen mit der maximal möglichen Geschwindigkeit gefahren, bei der das Einhalten des Kurvenradius ohne Lenkkorrekturen und bei möglichst neutral liegendem Fahrzeug (d. h. kein ausgeprägtes Über- oder Untersteuern) möglich ist.

Sobald ein stationärer Zustand erreicht ist, wird die Zeit pro Runde genommen. Aus mindestens 5 gültigen Zeiten pro Reifen wird der Mittelwert für die Rundenzeit gebildet. Als Ergebnis wird über den Mittelwert der Rundenzeiten und des Kreisradius die Querbeschleunigung a_{lat} ermittelt. Alternativ dazu können auch aufwendigere Messmethoden wie bei der Fahrdynamikmessung mittels IMU (*Inertial Measurement Unit*) eingesetzt werden. Als Erweiterung zur stationären Kreisfahrt dient die Rundenzeitmessung auf dem Handlingkurs, um die Bewertung auf die Abfolge verschiedener Kurvenradien und Richtungen zu stützen. Aus mindestens 3 gültigen Zeiten pro Reifen wird der Mittelwert gebildet und als Ergebnis die Durchschnittsgeschwindigkeit $v_{Handling}$ ermittelt.

Aquaplaning in Querrichtung

Zur Bestimmung der Leistungsfähigkeit bei Aquaplaning in Querrichtung wird die Spurstabilität auf einer Kreisbahn bestimmt. Hierbei wird stationär (konstante Geschwindigkeit/Querbeschleunigung) mit schrittweise erhöhter Geschwindigkeit in ein Wasserbecken mit 6 bis 8 mm Wassertiefe innerhalb der Kreisbahn eingefahren. Die Auswertung des Seitenhaftungspotenzials der Reifen erfolgt durch den Querbeschleunigungsabriß (**Bild 3-545**). Bewertet werden das Querbeschleunigungsmaximum sowie die Grenzbereichsbreite durch die Dression [139].

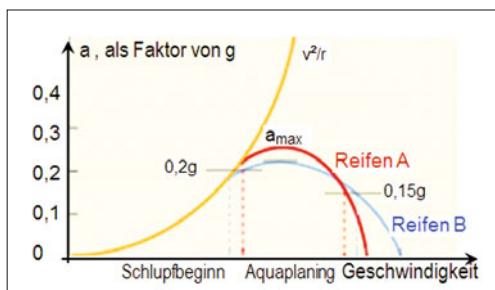


Bild 3-545: Auswertung Aquaplaning quer [103]

3.9.7.4 Akustik

Zur Bestimmung des Abrollgeräusches werden Reifen im Standardverfahren, wie in der Richtlinie 92/23/EWG (mit Erweiterung 2001/43/EG) beschrieben,



Bild 3-546: Reifengeräuschmessfahrzeug

gemessen. Das Fahrzeug wird hierfür durch die Messstrecke mit abgeschaltetem Motor und Getriebe in Leerlaufposition gerollt. Der maximale Schalldruckpegel in dB(A) für die rechte und linke Fahrzeugseite wird zusammen mit der Geschwindigkeit aufgezeichnet. Diese Messungen werden mehrmals bei verschiedenen Geschwindigkeiten aufgezeichnet und die Ergebnisse mittels Regressionsanalyse auf die Referenzgeschwindigkeit bezogen.

Um die Reifenakustikeigenschaften vom Fahrzeug besser zu trennen, werden mittels erweiterten Methoden in Motor, Antriebsstrang, Ansauganlage und Abgasanlage speziell gekapselte Fahrzeuge, wie in **Bild 3-546** dargestellt, eingesetzt. Die Akustikmessungen lassen sich neben dem Schalldruckpegel auch in seine Frequenzspektren zerlegen. Damit ergeben sich für die Fahrzeugentwicklung wichtige Informationen für die Optimierung des Transferpfades von der Geräusquelle Reifen–Fahrbahn zum Innengeräusch.

3.9.8 Test und Messmethoden im Labor

Während es bei den Test- und Messmethoden im Fahrversuch darum geht, die vom Kunden erlebbaren Eigenschaften möglichst gut nachzubilden, geht es im Labor auf der einen Seite darum, die Eigenschaften des Reifens vom Fahrzeug zu separieren, erhöhte Reproduzierbarkeit zu schaffen, und kostenoptimal zu arbeiten. Zudem lassen sich gerade die Festigkeitsprüfungen aus Sicherheitsgründen nicht im Fahrversuch darstellen. Weitere Tests umfassen spezielle Verfahren wie die Vermessung von Streckenprofilen, Verlustleistungsanalysen und Messungen der Reifentemperatur.

3.9.8.1 Grundkonzepte für Reifenprüfstände

Das Ziel von Prüfstandstests ist es, im Laborversuch die Bedingungen im Fahrgeschehen so realistisch wie möglich nachzubilden. Dass dies auf Grund zahlreicher Zielkonflikte keine triviale Aufgabe darstellt, leuchtet schnell ein. Heute haben sich im Allgemeinen vier Grundkonzepte für Reifenprüfstände durchgesetzt, welche allesamt von der Anwendung abhängige, individuelle Stärken und Schwächen bieten (**Bild 3-547**).

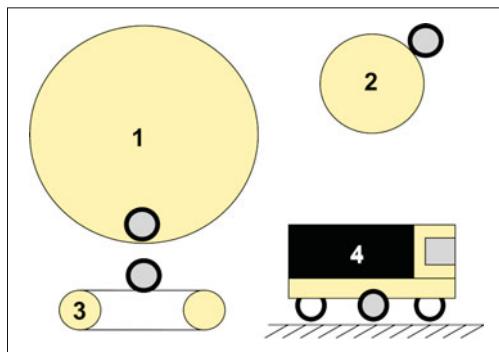


Bild 3-547: Grundkonzepte für Reifenprüfstände:

- 1) Innentrommel, 2) Außentrommel, 3) Flachband,
- 4) Reifenmessfahrzeug

Auf Grund der Haft- und Verlustleistungsmechanismen ist man grundsätzlich bestrebt, den Reifenlatsch wie auf ebener Fahrbahn möglichst realistisch darzustellen. Während man sich bei Reifenmessfahrzeugen mit instabilen Randbedingungen auseinandersetzen muss, sind Flachbandkonzepte im Bezug auf Leistungsfähigkeit, Trägheiten bzw. Steifigkeiten und Kosten mit gewissen Einschränkungen behaftet. Außentrommelprüfstände sind auf Grund des Kosten-Nutzen-Verhältnisses für nahezu alle Anwendungen am meisten verbreitet. Innentrommelprüfstände hingegen sind weitgehend Unikate, bieten aber einzigartige Möglichkeiten der Applikation verschiedener Streckenbelagsvarianten, welche mittels Kassetten ausgetauscht werden können. Damit lassen sich die Reifeneigenschaften sogar bei Nässe, Eis und Schnee darstellen. Bei der Universität Karlsruhe steht ein derartiges Prüfstandskonzept mit Beschneiungs- und Vereisungsanlage.

3.9.8.2 Festigkeitsprüfung

Die Feststellung der Festigkeitseigenschaften und der Betriebssicherheit erfolgt am Prüfstand. Für die Festigkeit des Reifens sind als signifikanter Einflussparameter die Temperatur (s. Abschnitt 3.9.7.9), Verweildauer und Fliehkräfte zu nennen.

Schnellauffestigkeit

Zum Bestehen des Tests muss der Prüfreifen das Prüfprogramm nach Richtlinien der ECE R30 (PKW), R54 (leichte Lkw) und FMVSS (104, 109, 139) [142], [143], [144] durchlaufen und die darin beschriebenen Anforderungen im Hinblick auf die Schnellauffestigkeit erfüllen. Dabei wird stufig die Geschwindigkeit in definierten Plateaus hochgefahren und der Reifen bis zum Versagen getestet. Abweichend von den Richtlinien werden die Tests von Reifen- und Fahrzeughersteller für verschiedene Zwecke (Entwicklungstest, Baumusterfreigaben, Qualitätsprüfung) unter anderen, meist verschärften Bedingungen wie Sturzwerte, Radlasten,



Bild 3-548: Prüfstandsaufbau für Dauerfestigkeitstest

Luftdrücke oder Umgebungstemperatur durchgeführt [141]. Häufig werden die Versuche auch nach absolviertem Fahrzeugdauerlauf wiederholt, um ggf. einen Abfall der Schnellauffestigkeit durch Vorschädigungen und Alterung zu erkennen.

Dauerfestigkeit

Im Gegensatz zur Schnellauffestigkeit wird bei der Dauerfestigkeitserprobung nach den Richtlinien ECE R54 und FMVSS (104, 109, 139) [142], [143], [144] bei definierter Geschwindigkeit, Luftdruck und stufiger Radlast gefahren, um entweder für den Reifen eine Mindestlaufleistung sicherzustellen oder die Maximallaufleistung zu ermitteln (**Bild 3-548**).

3.9.8.3 Charakteristikmessungen am Prüfstand

Von großer Bedeutung in der Reifen- und Fahrzeugentwicklung sind Charakteristikmessungen von Reifen, um zum einen die Reifeneigenschaften (Abschnitt 3.9.3) im Hinblick auf ihren Einfluss auf das Fahrverhalten zu bewerten und zum anderen Simulationsmodelle wie in Abschnitt 3.9.4 näher beschrieben entsprechend zu parametrieren. Auch hier kommen



Bild 3-549: Hochleistungsprüfstand von TÜV-Süd für Charakteristikmessungen, Verlustleistungs- und Temperaturanalysen (2 × 400 kW Antrieb, 350 km/h)

verschiedene Prüfstandskonzepte (s. Abschnitt 3.9.7.1) zum Einsatz. Ein Beispiel zeigt **Bild 3-549**. Bei den Prüfstandskonzepten lassen sich die Reifenbetriebszustände (Radposition, Kräfte, Momente, Schlupf, Geschwindigkeit, Luftdruck, Radlast) der Längs- und Seitenhaftung stationär und teilweise dynamisch variieren, um den Verlauf des Reibungskoeffizienten oder der Rückstellmomente als Funktion der Parameter Radlast, Schräglauwinkel, Schlupfraten, Geschwindigkeit und Reifentemperatur (s. Abschnitt 3.9.3 und 3.9.7.9) darzustellen.

3.9.8.4 Charakteristikmessungen mit dem Laborfahrzeug

Zum besseren Verständnis für die Reibmechanismen auf realer Straße macht es Sinn, Laborfahrzeuge (fahrende Reifenprüfstände) einzusetzen (**Bild 3-550**). Dort wird, meist an einem Lkw, ein Zusatzrad mit den notwendigen Betriebsparametern beaufschlagt und mittels Messrad werden die Messparameter gemessen (s. Abschnitt 3.9.7.3). Obwohl die Reproduziergenauigkeit wegen der unkonstanten Umgebungsbedingungen leiden, bieten sich Vorteile bei der Untersuchung verschiedener realer Strecken und Streckenzustände (trocken, nass, Eis, Schnee) und Korrelationen zu Reifen-Charakteristikmessungen auf dem Prüfstand.

3.9.8.5 Rollwiderstandsmessung

Reifengummi verhält sich bekanntermaßen viskoelastisch. Dieses Verhalten verursacht in seinen Haftmechanismen sowie bei jeder Verformung physikalisch bedingte Energieumsetzungen in Wärme. Das Maß dieser Energieumsetzung bestimmt die Höhe des Rollwiderstandes. Damit ergibt sich durch den Rollwiderstand ein signifikanter Beitrag zur Energiegesamtbilanz des Reifens (s. Bild 3-485) sowie zum Betrieb des Fahrzeuges. Die Hintergründe dazu wurden in Abschnitt 3.9.1 und Abschnitt 3.9.2 dargestellt.

Die Methoden und Bedingungen zur Rollwiderstandsmessung sind in mehreren ISO-Normen, ISO 8767 für Pkw sowie ISO 9948 für Leicht- und Schwer-Lkw-Reifen, definiert [142]. Dabei stehen wahlweise 4 Messoptionen zur Auswahl:

- ◆ Messung der Verzögerung (Ausrollversuch),
- ◆ Messung der an der Radnabe einwirkenden Rollwiderstandskraft,
- ◆ Messung des an der Prüftrommel angreifenden Brems- bzw. Drehmoments,
- ◆ Messung der vom Trommelmotor abgegebenen elektrischen Leistungen zur Aufrechterhaltung der konstanten Messgeschwindigkeit.

Bild 3-551 zeigt einen Rollwiderstandsprüfstand, bei dem der Versuchsreifen mittels Hydraulikeinheit an eine 2 m Trommel gedrückt wird. Um die Anteile der Reibungsverluste und aerodynamischen Widerstände zu separieren, erfolgt die Messung in 3 Schritten:

- ◆ Bestimmung des Gesamtwiderstandes,
- ◆ Bestimmung der Reibungskräfte und der Luftwiderstandskräfte,
- ◆ Bestimmung des Rollwiderstandskoeffizienten:

$$F_{RR} = F_{\text{Gesamt}} - F_{\text{Reifen,frei}} - F_{\text{Trommel,frei}} \quad (3.115)$$

$$C_{RR} = \frac{F_{RR}}{F_z}, \quad C_{RR}: \text{Rollwiderstandsbeiwert} \quad (3.116)$$

Die Umrechnung von der Trommelkrümmung auf die ebene Fahrbahn erfolgt mittels Korrekturgleichung:

$$F_{RR, \text{Ebene}} = F_{\text{mess}} \cdot \sqrt{\frac{R_{\text{Trommel}}}{R_{\text{Trommel}} + R_{\text{Reifen}}}} \quad (3.117)$$

Bild 3-552 zeigt eindrucksvoll, wie groß die Streuung des Rollwiderstands bei unterschiedlichen Reifentypen ist, und in **Bild 3-553** ist dargestellt, wie stark sich der Rollwiderstand bei verschiedenen Reifenkonstruktionen über der Geschwindigkeit verändert kann. Man erkennt deutlich, dass der Rollwiderstand über der Geschwindigkeit keine konstante Größe darstellt.

Bei der Rollwiderstandsmessung ist zu berücksichtigen, dass die Messung ohne Längs- und Querschlupf erfolgt und daher als eindimensionale Bewertungsgröße zu sehen ist. Unter realen Betriebssituationen kann die Rollwiderstandsbilanz je nach Fahrprofil teilweise sehr unterschiedlich ausfallen, wozu allerdings der komplexere und mehrdimensionalere Ansatz der Verlustleistungsanalyse, wie in Abschnitt 3.9.7.8 beschrieben, zur Anwendung kommen muss.



Bild 3-550: Reifenlaborfahrzeug der TNO



Bild 3-551: Prüfstand für Rollwiderstandsmessungen
[Quelle: TÜV-Süd]

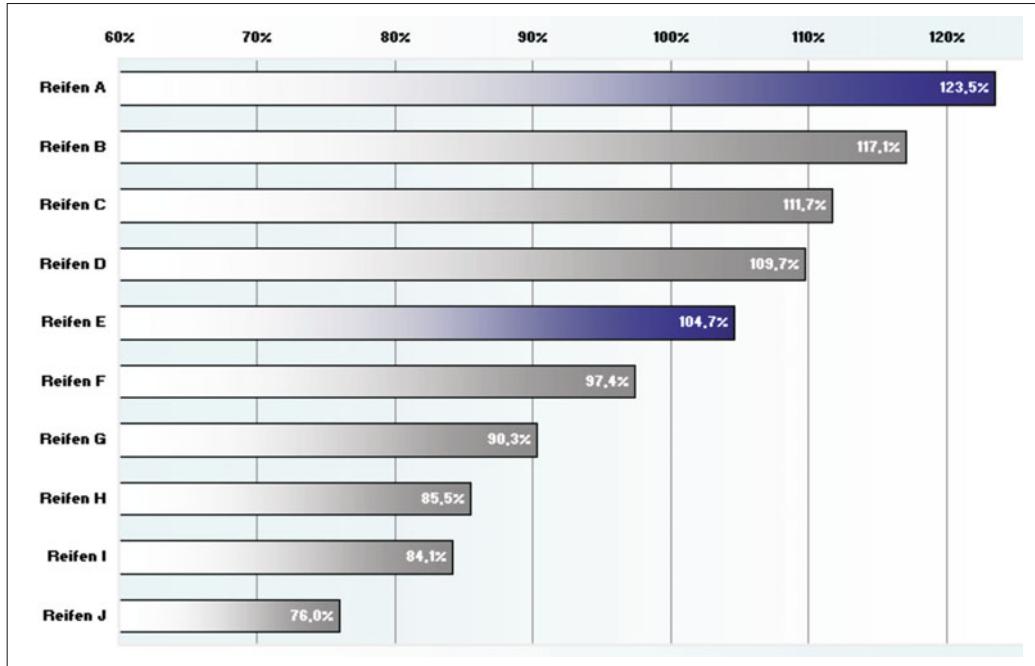


Bild 3-552: Streuung Rollwiderstandbeiwerte bei Premium Winterreifen bei 80 km/h, 80 % Nennlast

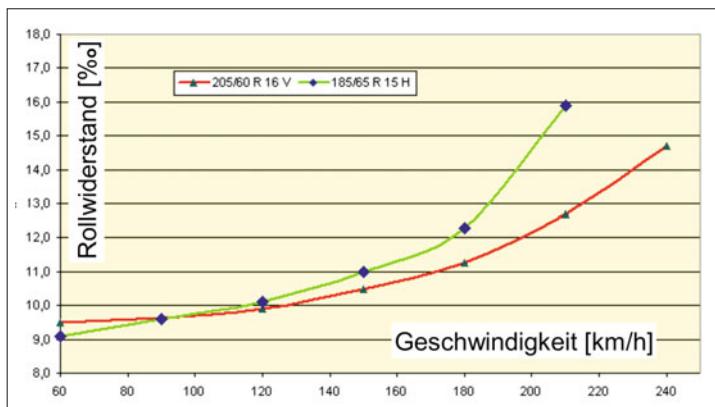


Bild 3-553:
Verlauf Rollwiderstandbeiwerte
über der Geschwindigkeit zweier
Reifen gleichen Herstellers

3.9.8.6 Uniformity- und Geometrie-Messung

Als große Herausforderung für das Komfortverhalten von Fahrzeugen gilt es, ein hohes Maß an Gleichförmigkeit für die Rollbewegung der Reifen unter allen Betriebsbedingungen sicherzustellen. Nicht nur die heutigen Reifen- und Fahrzeugkonzepte regieren sensiv auf Ungleichförmigkeiten, sondern vielmehr zeigen die Kundenreklamationen, in Bezug auf unangenehme Vibrationen, die Wichtigkeit dieser Eigenschaften. Dabei unterscheidet man grundsätzlich zwischen geometrischen Ungleichförmigkeiten (Höhen-/Seitenschlag) und Steifigkeitsschwankungen (vertikal, lateral, längs). Geometrische Effekte werden in der Regel mittels op-

tischer Systeme (Laser, Lichtschnittverfahren) bei verschiedenen Geschwindigkeiten auf dem Prüfstand gemessen (Bild 3-554). Steifigkeitsschwankungen werden hingegen am gefesselten Prüfstandsreifen über die Kraftschwankungen ermittelt.

Um die Uniformity-Eigenschaften bei hohen Geschwindigkeiten (*High Speed Uniformity*) darzustellen, müssen in der Eigenfrequenz optimierte Prüfstände zum Einsatz kommen, welche es erlauben, die Frequenzspektren der Reifen in der 6. bis 10. Ordnung auch bei hohen Geschwindigkeiten bzw. Raddrehzahlen zu bewerten.

Besonders zu erwähnen ist die Untersuchung des „Flat Spot“-Verhalten von Reifen. Dieses Phänomen tritt



Bild 3-554: Uniformity-Prüfstand

auf, wenn ein aufgeheizter Reifen nach Ende der Fahrt in der Abkühlphase durch die natürliche Radlast einen Standplatten aufbaut, welcher bei neuerlichem Betrieb Vibrationen verursachen kann. In einer der Praxis entsprechenden Testprozedur, mit Warmfahren des Reifens und anschließendem Abkühlen (unter statischer Radlast auf ebener Fläche) wird die reversible Fähigkeit des Reifens im Hinblick auf dieses Phänomen bei erneutem Betrieb ermittelt. Hierzu wird die Abklingkurve (Verlauf Effektivwert der Kraftschwankung über der Zeit) als Bewertungsgröße herangezogen.

3.9.8.7 Streckenmessung und Modellierung

Durch Unebenheiten der Straße werden im Reifen u. a. Hub- und Längsschwingungen angeregt und über Reifen, Rad, Achse und Karosserieelemente bis zum Passagier geleitet. Die Anregungsfrequenzen und Amplituden hängen direkt vom Straßenprofil und der Fahrzeuggeschwindigkeit ab. Interessiert man sich zusätzlich für alle Freiheitsgrade der Anregung, benötigt man die 3D-Geometrie der Straßenoberfläche sowohl unter den vier Rädern als auch aufgelöst innerhalb der Reifenaufstandsfläche (*Footprint*). Eine vollständige Simulation kann dann sowohl die Drehmomente und Kräfte für jeden Reifen erzeugen und damit Nick-, Wank-, Giermomente als auch Längs-, Quer- und Hochkräfte auf das Fahrzeug wiedergeben.

Voraussetzung dazu ist eine zuverlässige Messung und Modellierung der 3D-Straßengeometrie (**Bild 3-555**) [145]. Idealerweise sind solche Messungen und Modelle von Referenz bzw. Bewertungsstrecken gefordert. Hierzu besitzt jeder Fahrzeug- und Systemhersteller ein eigenes Portfolio an solchen Strecken, welche sich nicht zuletzt historisch auf Basis der gemachten Erfahrungen oder aus geographischen Gründen als selektiv für Schwingungsbeurteilungen erwiesen haben. Obwohl die Motivation nach wie vor ungebrochen ist, Basisstrecken auf Prüfgeländen abzubilden, befindet sich ein Großteil dieser Beurteilungsstrecken auf realen und öffentlichen Straßen, was ein mobiles und schnelles Messverfahren notwendig macht.

Große Herausforderung an die Messmethode stellen die Algorithmen, die verschiedenen Datenströme aus Streckenabtastung und Fahrzeugbewegung zu absoluten 3D-Koordinaten im erdfesten Koordinatensystem zu verrechnen.

Die Streckenmodelle können sowohl für Handling, Fahrsicherheit als auch Komfort- und Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zum Einsatz kommen, wobei die Potenziale in der Komfort- und Betriebsfestigkeitssimulation zur Zeit noch am besten genutzt werden können. Modelle der Vertikaldynamik, wie in Abschnitt 3.9.4.3 beschrieben, besitzen üblicherweise integral 3D-Straßenmodelle, welche mit entsprechenden 3D-Streckendaten parametrisiert werden müssen. Auch bei der Prüfstandssimulation von Komponenten und Systemen lassen sich die 3D-Streckenprofile zuspielen. Großes Potenzial wird aber auch in der Hardware in der Loop Simulation (HIL-Simulation) und in der Reglerabstimmung, beispielsweise von Fahrwerksregelsystemen, gesehen.

3.9.8.8 Verlustleistungsanalyse

Wie bereits in Abschnitt 3.9.7.5 dargestellt, ist der Rollwiderstand auf Grund der Versuchsspezifikationen nicht hinreichend erfasst, um eine ganzheitliche Bewertung im Hinblick auf die Energiebilanz zuzulassen [146]. Die Betriebsparameter eines Reifens sind in der Realität doch wesentlich komplexer, als sie auf einem Prüfstand darzustellen sind. So wird der Reifen

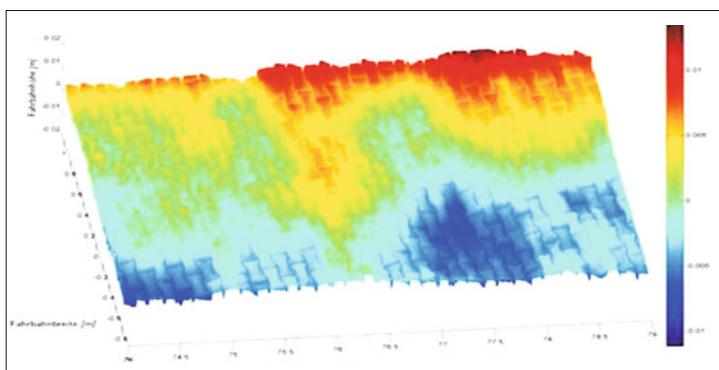


Bild 3-555:
3D-Track Streckenmodellierung

auf Grund der kinematischen und elastokinematischen Einflüsse des Fahrzeuges sowie durch den Fahrzustand mit kombiniertem Umfangs- und Seitenschlupfverhalten in Abhängigkeit der dynamischen Radlast und der sich einstellenden Luftdrücke anders als unter den vereinfachten Prüfstandsbedingungen betrieben. Diese zur Rollwiderstandsmessung erweiterten Parameter können die Energiebilanz des Reifens und den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeuges signifikant beeinflussen. Abhilfe kann hier nur der komplexere Ansatz der Verlustleistungsanalyse des Reifens bringen [146], [147]. Bilanziert wird dabei, welche Leistung in den Reifen eingespeist wird und welche Leistung von ihm abgegeben wird.

$$P_{\text{loss}} = P_{\text{in}} - P_{\text{out}} \quad (3.118)$$

Dabei sind alle Bewegungsgrößen aus Geschwindigkeiten, Drehgeschwindigkeiten sowie entsprechende Momente, Kräfte von Bedeutung, um die Verlustleistung in seine entsprechenden Bestandteile aufzulösen.

$$\begin{aligned} P_{\text{loss}} = & \underbrace{P_{\text{loss,roll}}}_{\text{roll.res.}} + \underbrace{P_{\text{loss,v}_x}}_{\text{slip x}} + \underbrace{P_{\text{loss,v}_y}}_{\text{slip y}} \\ & + \underbrace{P_{\text{loss,v}_z}}_{\text{vert. defl.}} + \underbrace{P_{\text{loss,w}_x}}_{\text{camber}\equiv 0} + \underbrace{P_{\text{loss,w}_z}}_{\text{slip toe}} \end{aligned} \quad (3.119)$$

Die Verlustleistungsmoden sind dabei:

- ◆ Rollverlustleistung (Äquivalent zur klassischen Rollwiderstandsmessung),
- ◆ Verlustleistung durch Längsschlupf,
- ◆ Verlustleistung durch Schräglauf,
- ◆ Verlustleistung durch vertikale Reifenverformung,
- ◆ Verlustleistung durch Sturzänderung,
- ◆ Verlustleistung durch Kurswinkeländerung und Rückstellmoment.

Die notwendigen Parameter bezogen aufs Rad sind:

$$F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z, v_x, v_y, v_z, \omega_x, \omega_y, \omega_z$$

Die Verlustleistungsanalyse kann auf geeignet applizierten Charakteristikprüfständen erfolgen, bei denen neben den genannten Parametern die Rollwiderstands-

messungen darstellbar sind (s. Bild 3-549). Je nach Betriebszustand sind Verlustleistungswerte von > 10 kW pro Reifen möglich.

Das Verlustleistungsverhalten des Reifens kann dann über definierten Zyklen bzw. Betriebsparametern zur integralen Verlustleistung [146] auf integriert werden und bietet deutlich bessere Aussagen über die Energiebilanz als der reine Rollwiderstandskoeffizient. Bei einer derart umfassenden Betrachtung ist zu erkennen, dass auch die Fahrwerksentwicklung durch geeignete Achsauslegungen einen Betrag zur Reduzierung der Energiebilanz leisten kann.

3.9.8.9 Reifentemperaturverfahren

Die hohe Temperaturabhängigkeit des Reifens, als einer visko-elastischen Komponente, im Bezug auf Haftung (Abschnitt 3.9.3.2), Haltbarkeit, Komfort, Verschleiß und Rollwiderstand zeigt die Wichtigkeit, diesen Parameter bei den Reifenbetriebsbedingungen zu erfassen und in den Simulationsmodellen abzubilden. Weiterhin besteht ein direkter Zusammenhang zwischen der im Reifen umgesetzten Verlustleistung und dessen Temperaturantwort. Zur Bewertung der genannten Zusammenhänge ist von entscheidender Bedeutung die Gummitemperatur, im Wesentlichen im Laufstreifengummi.

Zur Erfassung der Temperaturen werden Verfahren von der einfachen Einstichtemperatur nach beendeter Fahrt bis hin zu aufwändigen Infrarot-Hochgeschwindigkeitskameras (**Bild 3-556**, links) verwendet.

Sowohl die IR-Temperaturtechnik, bedingt durch hohe Beeinflussung der Grenzschicht mittels Anströmung der Umgebungsluft und der Geschwindigkeit, als auch die Momentanaufnahme der Einstichmethode (**Bild 3-557**) bringen deutliche Einschränkungen der Ausagequalität.

Bei der TÜV-Süd Automotive wurde ein Temperaturmessverfahren (T^3M) entwickelt, bei dem ein Mikrosensor in den Laufstreifengummi eingebracht wird (**Bild 3-556**, rechts), um damit die Temperaturen bei verschiedenen Betriebsbedingungen im Hinblick auf die Haftungs-, Lebensdauer- und Verschleißeigenschaften zu bewerten und zu modellieren [148]. Die

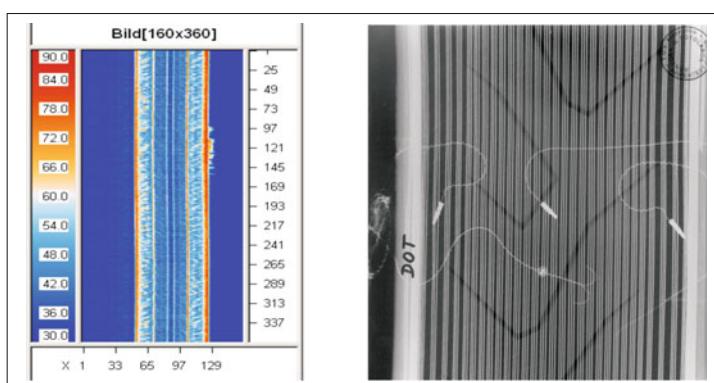


Bild 3-556:

Links: IR-Temperaturbild des Laufstreifens,
rechts: T^3M -Sensoren einvulkaniert (X-ray)

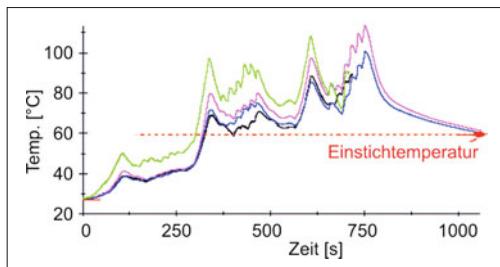


Bild 3-557: Temperaturmessung eines Rennreifens mit T³M-Sensoren (einvakuumisiert)

Applikationen sind heute u. a. auch in den wichtigsten Rennsportklassen im Einsatz. Simulationsmethoden auf Basis dieser Technologie runden die Toolkette ab.

3.9.9 Zukünftige Reifentechnologien

Der 100 Jahre alte Reifen – jünger als das Automobil – hat erhebliches Potenzial für die Zukunft. Insbesondere die Wechselwirkung mit Fahrzeugregelsystemen hat und wird zu neuen Technologieansätzen führen. Weiter werden globale Trends wie z. B. Nachhaltigkeit zukünftige Entwicklungen prägen. Bei den klassischen Gebrauchseigenschaften werden daher besonders der Rollwiderstand, die Fahrsicherheit und der Komfort im Vordergrund stehen, allerdings wird auch die Nachhaltigkeit der Rohstoffgewinnung zunehmend Gewicht bekommen.

3.9.9.1 Materialentwicklung

Einen wesentlichen Beitrag für die Ausprägung der oben genannten Gebrauchseigenschaften des Reifens wird durch die verwendeten Materialien geleistet. Als jüngster Meilenstein darf hier sicherlich die Einführung der Silica-Technologie für Reifenlaufstreifen bezeichnet werden. Triebfeder für die Weiterentwicklung sind neben den Kundenanforderungen auch globale Trends (Stichwort Nachhaltigkeit) und gesetzliche Rahmenbedingungen, wie z. B. aktuell die EU-Verordnung 1907/2006 „REACH“ oder das von der EU-Kommission für alle 27 EU-Länder als verbindliche Verordnung geplante Reifenlabel (s. Bild 3-488) [149], [150]. Als ein Ergebnis ist hier beispielsweise der ausschließliche Einsatz von Weichmacherölen ohne kennzeichnungspflichtige polyzyklisch-aromatische Kohlenwasserstoffe (sog. PAK) in Reifen zu nennen. Aber auch durch aktuelle Weiterentwicklung der beteiligten Rohmaterialien Polymer, Silan und Kieselsäure wird der Eigenschaftskonflikt Rollwiderstand ↔ Bremseigenschaften kontinuierlich verbessert (**Bild 3-558**).

So ist beispielsweise durch eine maßgeschneiderte Funktionalisierung von Polymeren der Rollwiderstandsbeitrag des Laufstreifens deutlich reduziert worden, ohne dass die Bremseigenschaften oder die Laufleistung des Reifens beeinträchtigt wurden. Neue

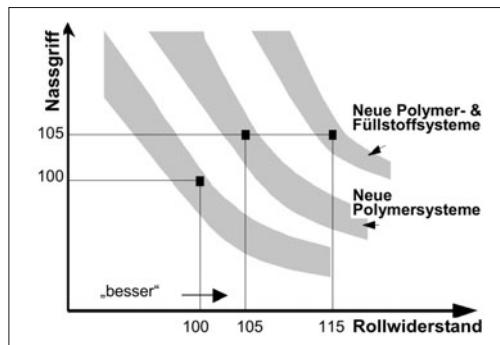


Bild 3-558: Potenzial neuer Mischungskonzepte zur Minderung der Kompromisslage Nassgriff zu Rollwiderstand (Rollwiderstand > 100 % bedeutet geringere Energiedissipation, daher „besser“)

Kopplungsreagenzien mit positivem Einfluss auf den Rollwiderstand sind ebenfalls Gegenstand aktueller Entwicklungen [151], [152].

Als zusätzlicher Aspekt des globalen Trends „Nachhaltigkeit“ wird zunehmend auf die Nachhaltigkeit der eingesetzten Rohstoffe fokussiert.

Einerseits ist die Reduktion von heute technologisch notwendigen Rohstoffen mit umweltrelevanten Eigenschaften Ziel der Forschungsarbeiten, ohne jedoch die Produkteigenschaften zu beeinträchtigen. Als Beispiel sei die Reduktion des Zinkgehaltes genannt, die seit einigen Jahren mit verschiedenen Ansätzen verfolgt wird [153], [154].

Andererseits wird zunehmend der Einsatz „grüner“ Rohstoffe wichtig, z. B. [155], [156]. Kriterium ist hier, bereits bei der Rohstoffgewinnung beispielsweise die Nutzung fossiler Quellen zu vermeiden.

Von übergreifender Bedeutung wird auch für die Materialentwicklung weiter sein, Modellvorstellungen für den Werkstoff Gummi weiterzuentwickeln, um basierend darauf die systematische Weiterentwicklung der Materialkomponenten zu unterstützen. Dabei ist das Verständnis bruchmechanischer Vorgänge auf molekularem Niveau im Hinblick auf die Erarbeitung von Konzepten zur Lebensdauervorhersage von Gummiwerkstoffen eine weitere Herausforderung.

3.9.9.2 Rollwiderstandsenkung (Sparreifen)

Der Reifenrollwiderstand verursacht ca. 25 % des Kraftstoffverbrauchs und hat damit ein großes Potential zur Energieeinsparung. Zu diesem Zweck dienen die in den letzten Jahren kontinuierlich verbesserten Energiesparreifen. Diese Reifen haben eine spezielle Gummimischung mit hohem Silika-Gehalt, ein besonderes Laufflächenprofil, schmaleren Querschnitt, und manche sind mit einem zusätzlichen Metallgürtel unter der Lauffläche ausgestattet.

Bei richtigem Fülldruck ergeben sich Kraftstoffeinsparungen von 3–4 % gegenüber einem vergleichbaren Normalreifen. Einige Reifenhersteller prognostizierten

durch die Weiterentwicklung der Sparreifen eine Halbierung des Rollwiderstandes bis zum Jahre 2030. Die Materialeigenschaften der Energiesparreifen reduzieren außerdem als positivem Nebeneffekt die Reifengeräusche.

Ein Nachteil der Maßnahmen zur Rollwiderstandsenkung ist die reduzierte Bremsverzögerung, besonders auf nassen Fahrbahnoberflächen. Zur Zeit arbeitet die Reifenindustrie daran, diesen Nachteil zu reduzieren, z. B. durch den Einsatz einer Mischung, die die beim Bremsen entstehende Wärme zur Aufheizung der Mischung nutzt und diese in eine gut haftende weiche Mischung umwandelt. Weitere Möglichkeiten ergeben sich durch eine aktive Reifendruckregelung.

Da die EU Kommission ab 2012 bei allen Neuwagen neben dem ESP auch Energiesparreifen vorschreiben will, wird die Reifenindustrie die Weiterentwicklung der Energiesparreifen verstärkt forsetzen.

3.9.9.3 Neuartige Reifenkonzepte

Komplett neuartige Reifenkonzepte, wie z. B. „Tweel-Räder“ ohne Luftfüllung von Michelin (**Bild 3-559**) werden in absehbare Zukunft die heutige Technologie nicht verdrängen können.

Das Tweel-Rad bildet eine Kombination von Reifen und Rad ohne Luftfüllung. Die Feder-Dämpferwirkung ergibt sich aus den aus PUR hergestellten hoch flexiblen Speichen. Sie verbinden die Lauffläche aus Gummi mit dem integrierten Leichtmetall-Rad. Die Vorteile sind deutlich niedrigeres Gewicht, Wartungsfreiheit, sehr gute Notlaufeigenschaften und hohe Quersteifigkeit, damit bessere Seitenführung. Nachteile ergeben sich durch stärkere Vibratoren und die ab 80 km/h erhöhte Geräusch- und Wärmebildung [157].

Dass in den nächsten Jahren keine großen, in die Praxis umsetzbaren Umbrüche zu erwarten sind, liegt aber daran, dass der gesamte Entwicklungsprozess für Fahrzeuge und Reifen einen extrem hohe Komplexitätsgrad erreicht hat und eine Konzeptänderung eines Teilsystems nur mit einem extrem hohen Aufwand überhaupt vorstellbar ist [111]. Ein anderes Hindernis wäre der notwendige ganz andere Herstellprozess für Tweel-Räder, was die Weiternutzung von vorhandenen Produktionsanlagen nicht zulassen würde.

Die Einführung derartiger neuer Technologien für Pkws wäre nur denkbar in Verbindung von vollständig neuen Fahrzeugen, wie z. B. Cityfahrzeugen mit Elektroantrieb.



Bild 3-559: Tweel-Rad von Michelin

Literatur

- [1] Braess/Seiffert: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg, 2001
- [2] Müller, Armin: Aktive Fahrwerksregelung. Vortrag aus der CTI Veranstaltung am 21.09.2004.
- [3] Fecht, N.: Fahrwerktechnik für Pkw. Landsberg am Lech: Verlag Moderne Industrie, 2004
- [4] Museo Nazionale della Scienza e della Tecnologi Leonardo da Vinci (www.museoscienza.org) Mailand, Italien
- [5] N.N.: Grundlagen der Nutzfahrzeugtechnik. MAN Presseabteilung München 20xx
- [6] Wikipedia, Stichwort „Differentialgetriebe“
- [7] Herlin, U.: Mechanical v.s. elektronical intelligence for safety on road. 5. Grazer Allradkongress, S. 16/1–16/5 Graz, 2004
- [8] Sacchettini, P.: Torsen Center Differential. 7. Grazer Allradkongress, S. 14/1–14/6. Graz, 2006
- [9] Dirndörfer, A.: The New Generation of BMW All-Wheel Drives. 9. Grazer Allradkongress, Graz .April 2009
- [10] Pelchen, C.: Der modulare Torque Vector Antriebsstarn in SUC. 7. Grazer Allradkongress, S. 11/1–12/8. Graz, 2006
- [11] N.N.: ZF Friedrichshafen, Firmeninformationsmaterial
- [12] Mehrhof / Hackbarth: Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge. Alsbach: Leuchtturm, 1982
- [13] Preukschat, A.: Fahrwerkstechnik: Antriebsarten. Würzburg: Vogel Verlag, 1988
- [14] Fuchs, S. et al.: Allradantrieb mit Fahrstabilität, Komfort und Dynamik. ATZ Extra. Die neue E-Klasse, S. 144–149 Stuttgart, Motorverlag Januar 2009
- [15] Schuermans, R.: Development of 4WD System for new Toyota RAV4. 7. Grazer Allradkongress, S. 5/1–5/8. Graz, 2006
- [16] Ippen, H.: Elektrisch gesteuerter Quattro-Antrieb von Audi. In: Auto Zeitung 14 / 2009 (16.07.2009)
- [17] Wikipedia Stichwort „xDrive“
- [18] N.N.: NTN Firmenprospekt Constant Velocity Universal Joints. Cat No 5601-II, 2000
- [19] Breuer, B.; Bill, K.-H.: Bremsenhandbuch. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2003
- [20] Reimpell, J.; Betzler, J. W.: Fahrwerkstechnik: Grundlagen. Würzburg: Vogel Verlag, 2000
- [21] Strien, H.: Auslegung und Berechnung von Pkw-Bremsanlagen. Selbstverlag. Alfred Teves GmbH, Frankfurt/Main
- [22] Reimpel, J., Burckhardt, M.: Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen. Würzburg: Vogel Verlag, 1991
- [23] Wallentowitz, H.: Längsdynamik von Kraftfahrzeugen, Beigleitbuch zur Vorlesung Kraftfahrzeuge II. 2.Auflage Aachen, 1998
- [24] Oehl, K.-H.; Paul, H.-G.: Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge. Bibliothek der Technik Band 49. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 1990
- [25] Brecht, J.: Materialeigenschaften von Reibwerkstoffen. 23. Internationales μ -Symposium, 24./25.10.2003 Bad Neuenahr.
- [26] Winner, H.; Hakuli, S.; Wolf, G.: Handbuch Fahrerassistenzsysteme. Wiesbaden: Vieweg, 2009
- [27] Weisse, J.: Gibt es Verbesserungspotenzial für den Bremsassistenten? 23. Internationales μ -Symposium, 24./25.10.2003 Bad Neuenahr
- [28] Rieth, P.: Elektronisches Stabilitätsprogramm – Die Bremse, die lenkt. Bibliothek der Technik Band 223. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 2001
- [29] Fennel, H.: ABS plus und ESP – Ein Konzept zur Beherrschung der Fahrdynamik. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift (1998), Heft 4
- [30] Fennel, H., Gräber, J.; Seibert, W.: Traction Control System with Teves ABS Mark II. SAE Doc.No. 860506, 1986
- [31] Robert Bosch GmbH: Kraftfahrzeugtechnisches Taschenbuch. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2003

- [32] *Fennel, H.*: Technology Solutions to Vehicle Rollovers. An Integrated Strategy for Active and Passive Rollover Protection. Vortrag, SAE Government/Industry Meeting, Washington, 13.–15. Mai 2002
- [33] *Stoll, U.*: SBC – Die elektrohydraulische Bremse von Mercedes-Benz. 20. Internationales μ -Symposium, 27./28.10.2000 Bad Neuenahr
- [34] *Schmittner, B.; Rieth, P.*: Das HybridBremssystem – Die Markteinführung der elektromechanischen Bremse EMB. brems.tech 2004, 9./10.12.2004 München
- [35] *Huinink, H.; Rieth, P.; Becker, A.*: Maßnahmen zur Verkürzung des Anhaltewegs in Notbremssituationen – Das „30m Auto“. VDA Technischer Kongress 26.–27. März 2001, Bad Homburg
- [36] *Semmler, S.; Riehl, P.*: Global Chassis Control – Das vernetzte Fahrwerk. 13. Aachener Kolloquium „Fahrzeug und Motoren technik“ 04.–06. Oktober 2004
- [37] Rat der europäischen Gemeinschaften: EU-Richtlinie 70/311/EWG, 1999
- [38] *Poestgens, U.*: Servolenksysteme für Pkw und Nutzfahrzeuge. Verlag Moderne Industrie, 2001
- [39] *Fecht, N.*: Komponenten für Fahrwerk und Lenkung. Bibliothek der Technik, Bd. 152. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 1997
- [40] Regelungen der Economic Commission for Europe für Kraftfahrzeuge und ihre Anhänger, ECE-R 79, Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Fahrzeuge hinsichtlich der Lenkanlage, 2005
- [41] *Schöpfel, A.; Stingl, H.; Schwarz, R.; Dick, W.; Biesalski, A.*: Audi drive select. ATZ MTZ Extra. Der neue Audi A4. Vieweg Verlag, Sept 2007
- [42] *Krüger, H.-P.; Neukum, A.; Schuller, J.*: Bewertung von Fahrzeugeigenschaften – Vom Fahrgefühl zum Fahrer gefühl. VDI-Fortschritt-Bericht, 1999
- [43] *Neukum, A.; Krüger, H.-P.*: Fahrerreaktionen bei Lenksystemstörungen – Untersuchungsmethodik und Bewertungskriterien. VDI-Berichte, 2003
- [44] *Stoll, H.*: Fahrwerkstechnik: Lenkanlagen und Hilfskraftlenkungen. Vogel Verlag, 1992
- [45] *Onoda, Y.; Onuma, Y.; Goto, T.; Sugitani, T.*: Design Concept and Advantages of Steer-by-Wire System. SAE Congress, 2008
- [46] *Fischer, F.; Vondracek, H.*: Warm geformte Federn. Böschum, 1987
- [46a] *Wallentowitz, H.*: Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen. Vorlesungs script. RWTH Aachen, 2000
- [47] *N.N.*: Federelemente aus Stahl für die Automobilindustrie. Bibliothek der Technik, Band 140, Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 1997
- [48] *N.N.*: ZF Lemförder. Firmeninformationsmaterial
- [49] *Kobelev, V.; Neubrand, J.; Brandt, R.*: CAD-Modellbildung und FE-Simulation der Schraubenfedern und Stabilisatoren. Seminar Fahrzeugfedern. Technische Akademie Esslingen, 2005
- [50] *Borlinghaus, A.*: Schraubendruckfedern mit progressiven und linearen Kennlinien aus Drähten mit inkonstantem Durchmesser und Schraubendruckfedern angepasst an besondere konstruktive Bedingungen. Lindlar
- [51] *Muhr, K.-H.; Schnaubelt, L.*: Patentschrift DE3734450
- [52] *Kobelev, V.; Neubrand, J.; Brandt, R.; Libioda, M.*: Patentschrift DE10125503
- [53] *Brandt, R.*: Kaltformtechnik für Pkw-Tragfedern – Kontrolle der Kraftwirkungslinie und ihr Einfluss auf die Dämpferreibung unterschiedlicher Achssysteme. Vortrag Haus der Technik, 14.02.2001, Essen
- [54] *Niephage, P.; Müller, H.*: Ein hybrides Verfahren zur Untersuchung beliebig beanspruchter Schraubendruckfedern ohne Windungsberührung. Siegen
- [55] *Hoffmann, E.; Brandt, R.; Osterhage, K.; Neubrand, J.*: Vom Konzept zum validierten Bauteil. Verkürzung der Validierungszeit am Beispiel einer kaltgeformten Vorderachsschraubenfeder: DVM-Tag Berlin, 2002
- [56] Schraubenfederprüfung in allen Lagen. Informations broschüre der Fa. Zwick GmbH & Co. KG. Ulm, 2005
- [57] *Neubrand, J.*: Entwicklungstendenzen bei Werkstoffen für Fahrwerksfedern. Tagung „Federung und Dämpfung im Fahrwerk“. Düsseldorf: Car Training Institute, 2004
- [58] *Schauerte, O.; Metzner, D.; Kraatzig, R.; Bennewitz, K.; Kleeman, A.*: Fahrzeugfedern federleicht. In: ATZ 103 (2001), Wiesbaden, 2001
- [59] *N.N.*: Composites. Firmenprospekt der Maagtechnic, Dübendorf Schweiz. www.maagtechnic.ch
- [59a] www.ifc-composite.de
- [60] *Causemann, P.*: Kraftfahrzeugstoßdämpfer. Verlag Moderne Industrie, 1999
- [61] *Arkenbosch, M.; Mom, G.; Neuwig, J.*: Das Auto und sein Fahrwerk, Band 2, Stuttgart: Motorbuch, 1992
- [62] *Albrecht, S.*: Das Fahrwerk. ATZ Extra. Der VW Touareg. S. 36–37 Stuttgart, Motorverlag Mai 2010
- [63] ZF Sachs: Technisches Handbuch für den Konstrukteur (Kraftfahrzeugstoßdämpfer)
- [64] *Baalmann, H.*: Endanschläge für Stoßdämpfer. Tagung Kraftfahrzeugstoßdämpfer, Haus der Technik, 2003
- [65] *Gilsdorf, H.-J.; Heyn, St.; Gundermann, F.*: Amplitudenselektive Dämpfung (ASD). Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motoren technik 2004
- [66] *Wilhelm, R.*: Das Dämpfungssystem der neuen A-Klasse. IIR-Tagung „Federung u. Dämpfung im Fahrwerk“, Düsseldorf 16./17.11.2004
- [67] *Stretz, K.*: Baukasten für Dämpfer und Federbeinmodulkomponenten. Tagung Kraftfahrzeugstoßdämpfer, Haus der Technik, 2003
- [68] *Causemann, P.*: Schwerpunkte der Entwicklung semiaktiver und aktiver Fahrwerke. Technische Konferenz, Fichtel und Sachs AG, Sitev, 1990
- [69] ZF Sachs: Interne Präsentationen
- [70] *Causemann, P.*: Semiaktive Schwingungsdämpfung. Weiterbildung, TAE, Oktober 2002
- [71] *N.N.*: Magdrive Dämpfer. ATZ Extra. Der neue Audi TT. Stuttgart, Motorverlag Januar 2007
- [72] *Zador, I.; Naber, T.*: Elektromagnetische Komponenten für Federung und Dämpfung. TA (Haus der Technik) Essen, November 2007
- [73] *Eulenbach, D.*: Hydropneumatische Niveauregelemente. Weiterbildung TAE, Oktober 2002
- [74] *Gold, H.*: Über das Dämpfungsverhalten von Kraftfahrzeug-Gasfedern. Diss RWTH Aachen, 1973
- [75] *Gold, H.*: Eigenschaften einer ausschließlich mit Gas (Luft) arbeitenden Feder-Dämpfer-Einheit. VDI-Ges. Fahrzeugtechnik (HSRG): Fahrdynamik und Federungskomfort. VDI-Bericht 546, Düsseldorf, VDI-Verlag 1984
- [76] *Appel, H.; Breuer, B.; Essers, U.; Helling, J.; Willumeit, H.*: UNI-CAR, der Forschungspersonenwagen der Hochschul arbeitsgemeinschaft. In: ATZ 84 (1982)
- [77a] *Gold, H.*: Physical basics of the BMW HP 2 Enduro Air Damping System. Vehicle Dynamics Conference 9.5.2005. Stuttgart, 2006
- [77b] *Schwarz, W.*: Luft-Fahrt. In: Motorrad, Nr. 8, 1990
- [77c] *Dieckman, H.*: Ein Dämpfer für den Luftkus. In: Auto Bild, 19. November 1994, S. 66
- [78] *Müller, P.; Reichel, H.; Heyl, G.; Wanitschke, R.; Gold, H.; Krauß, H.-P.*: Das neue Air-Damping-System der BMW HP 2 Enduro. In: ATZ (2005), 10, S. 848–857
- [79] *Gold, H.*: Designing air spring dampers in special consideration of active role control and brake dive. IQPC 2. Advanced Suspension Systems. Frankfurt, 17.10.2007
- [80] *Behmenburg C.*: Alternative Dämpfungssysteme mit geschlossenem Luftversorgungssystem für Luftfederfahr-

- zeuge. IIR-Tagung „Federung und Dämpfung im Fahrwerk“ 16./17.11.2004. Düsseldorf, 2004
- [81] Spina, M.: Fullrange rear architecture suspension using flex arm. Vehicle Dynamics Expo, Stuttgart 2004
- [82] Volmer, J.: Getriebetechnik, Leitfaden. Berlin: VEB Verlag Technik, 1974
- [83] Matchinsky, B.: Radführungen der Straßenfahrzeuge, 2. Auflage, Berlin/Heidelberg: Springer Verlag, 1998
- [84] Reimpell, J.: Fahrwerkstechnik: Radaufhängungen. Würzburg: Vogel Verlag, 1986
- [85] Seewald, A.; Kostyra, H.: Gewichtsreduzierung im Fahrwerk, Chancen und Aussichten. HdT Tagung Fahrwerkstechnik in München, 6.-7. Juni 2000
- [86] Dyckhoff, J.; Haldenwanger, H.-G.; Reim, Herwig.: Lenker aus Faserverbundwerkstoff mit Thermoplastmatrix. Sonderausgabe ATZ/MTZ 1999. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1999
- [87] Brungs, D.; Fuchs, H.: Leichtmetalle im Automobilbau, Trends und zukünftige Anwendungen. Sonderausgabe ATZ/MTZ 1999. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1999
- [88] Ersøy, M.: Konstruktionskataloge für Pkw Leichtbauachsen. HdT Tagung Fahrwerktechnik in München 6.-7. Juni 2000
- [89] Fa. Raufoss, Norwegen 2006
- [90] Fa. St. Jean Industries, Frankreich 2000
- [91] Fa Stampal / Fa UBE Europa, Italien 2006
- [92] N.N.: Tribology Handbuch. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2000
- [93] Simrit, Firmenkatalog Freudenberg. Technische Grundlagen, 5. Auflage. Weinheim, 1997
- [94] Henker, E.: Fahrwerkstechnik. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1993
- [95] Göbel: Berechnung und Gestaltung von Gummifedern. Berlin/Heidelberg: Springer Verlag, 1955
- [96] Battermann, Köhler: Elastomere Federung – Elastische Lagerung. Berlin/München: Ernst & Sohn, 1982
- [97] ZF Sachs: Firmenprospekt. Schweinfurt
- [98] Danisch, R.: Der Porsche Panamera. ATZ Extra Heft 10, S. 726,736 Stuttgart, Motorverlag Oktober 2009
- [99] Frantzen, M.; David, W.; Simon, M.; Ohra-aho, L.: Reduktion störender Lenkmomente. In: ATZ 106 (2004), S. 434–440
- [100] Menge, M.; Rath, D.; Zeuner, T.: Neue Fahrwerksteile aus Aluminiumguss. In: ATZ 107 (2005), S. 195–197
- [101] Hofmann, H.; Tröster, M.: Kraftfahrzeug-Radlagerungen: Aktuelles für die Großserie. In: Wälzlagertechnik 1983-2 und 1984-1, S. 20–27
- [102] Hofmann, H.; Feser, W.: Kraftfahrzeug-Radlagerungen: Tendenz zu Lagerungseinheiten auch bei nichtgetriebenen Rädern. In: Wälzlagertechnik 1985, S. 12–18
- [103] Brändlein, J.; Eschmann, P.; Hasbargen, L.; Weigand, K.: Die Wälzlagertechnik. Mainz: Vereinigte Fachverlage, 1998
- [104] Hofmann, H.; Bayer, O.: ABS-fähige Radlager. In: Wälzlagertechnik Industrietechnik, 1990
- [105] Partheymüller, P.; Krautkrämer, B.: Effiziente Betriebsfestigkeitsauslegung von Radlagereinheiten höherer Generation. In: MP Materials Testing 52 (2010) 7-8, S. 452–456.
- [106] Stauber, R. C.; Cecco, C.: Moderne Werkstoffe im Automobilbau. In: Sonderausgabe ATZ/MTZ 2005
- [107] Menk, Werner: Eisen sticht Alu. In: Automobil Industrie 3/2004, S. 78–79
- [108] Bender, H. J.; Cussler, K. H.; Hummel, R.; Reinigen, P.; Lindtner, E.; Suproni, I.; Jung, U.: Innovativer Leichtbauschwenklager aus geschweißten Stahlblechen. Darmstadt: DVM-Bericht 132, 2005
- [109] Pösl, W.: Lagerungen der Vorderräder frontgetriebener Personenkraftwagen. In: Das moderne Kraftfahrzeug – eine Herausforderung an die Wälzlagertechnik, 1983, S. 24–29
- [110] Wälzlager: Für Radlager beim NoAE Innovations-Wettbewerb 2009 ausgezeichnet, in konstruktionspraxis.de, 15.07.2009.
- [111] Leister, G.: Fahrzeugsicherheit und Fahrwerkentwicklung. Vieweg Verlag Wiesbaden, 2009
- [112] N.N.: Continental Firmeninformationsschriften
- [113] Richtlinie 2001/43/EG des Europäischen Rates: Über Reifen von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern und ihre Montage. Brüssel, 27.6.2001
- [114] Verordnung Nr. 1222/2009 des Europäischen Parlaments und des Europäischen Rates: Über die Kennzeichnung von Reifen in Bezug auf die Kraftstoffeffizienz und andere wesentliche Parameter. Brüssel, 25.11.2009
- [115] Continental AG: „Produkt-Ökobilanz“ eines Pkw-Reifens nach DIN EN ISO 14040 ff., für gültig erklärt durch den TÜV Nord, Hannover, 23.7.1999
- [116] Richtlinie 99/30/EG des Europäischen Rates: Über Grenzwerte für Schwefeldioxid, Partikel und Blei in der Luft. Brüssel, 22.4.1999
- [117] Stein, G. et al.: Reifenabrieb in Feinstaub – Bewertung auf Basis einer neu entwickelten Methode. VDI-Berichte 2086, S. 305 ff, 2009
- [118] Luekewille, A. et al.: A Framework to Estimate the Potential and Costs of Fine Particulate Emissions in Europe. IIASA, Interim Report IR-01-023, 2001
- [119] Pacejka, H. B.: The Tyre as a Vehicle Component. Proceeding of XXVI FISITA Congress, ed. M. Apetaur. Prague, 1996
- [120] Van Oosten, J. J. M.; Savi, C.; Augustin, M.; Bouhet, O.; Sommer, J.; Colonot, J. P.: TIME, The MEasurements Force and Moment, A New Standard for Steady State Cornering Tyre Testing. EAEC Conference, Barcelona, 1999
- [121] Intelligent Tyre Systems – State of the Art and Potential Technologies. Report of Project Number IST-2001-34372, APOLLO – Intelligent Tyre for Accidentfree Traffic, 22.05.2003
- [122] FMVSS Standard No. 138 (Final Rule). Entnommen aus: Docket No. NHTSA 2005-20586
- [123] Bochmann, H. et al.: Stand und aktuelle Entwicklungen bei ReifendruckKontrollsystmen. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 107 (2005), 2, S. 110–117
- [124] Fennel, H. et al.: Reifenluftdrucküberwachung – Eine sinnvolle Erweiterung für elektronische Bremssysteme von Continental Teves. System Partners 2002. Sonderausgabe von ATZ und MTZ 2002, S. 24–31
- [125] Mancuso, F.; Spinetto, M.: Standardization and regulation for TPMS: prospective and tendencies seen by a tire manufacturer. Tire Technology Expo 2008, Köln 19.–21.02.2008
- [126] Kuchler, G.; Säger, P.: Intelligent Tire System: high performance at low cost. Tire Technology Expo 2010, Köln 9.–11.02.2010
- [127] Becherer, Th. et al.: Der Seitenwandtorsionssensor SWT. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102 (2000), 11, S. 946
- [128] Stöcker, J. et al.: Der „Intelligente Reifen“ – Zwischenergebnisse einer interdisziplinären Forschungskooperation. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 97 (1997), 12, S. 824
- [129] Ludwig, D. et al.: Messungen im Reifen mittels integrierter Sensoren. Darmstädter Reifenkolloquium. Fortschr.-Ber. VDI-Reihe 12, Nr. 285, S. 89–100, 1996
- [130] Cylik, A. et al.: Der intelligente Reifen – Anwendungsmöglichkeiten des Reifenprofilsensors. Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. VDI-Bericht Nr. 1632, S. 115–124. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2001
- [131] Gustafsson, F.: Slipbased estimation of tire-road friction. In: Automatica 33 (1997), 6, S. 1087–1099
- [132] Gustafsson, F.: Estimation and change detection of tire – road friction using the wheel slip. In: IEEE Control System Magazine 18 (1998), 4, S. 42–49

- [133] Gnädler, R.; Marwitz, H.: Neues System zur Ermittlung des Kraftschlusspotenzials im Fahrbetrieb. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 106 (2004), 5, S. 458–467
- [134] Morinaga, H. et al.: The possibility of intelligent tire (technology of contact area information sensing). In: Proceedings of 31st Fisita World Automotive Congress, Yokohama, Japan, October, 2006 (SAE paper F2006V104T)
- [135] APOLLO – Intelligent Tyre for Accident-free Traffic, (Project FP5-IST-2001-34372) Final Report, http://virtual.vtt.fi/apollo/deliverables/apollo_final %20report.pdf
- [136] FRICTION – On-board Measurement of Friction and Road Slipperiness to Enhance the Performance of Integrated and Cooperative Safety Systems, (Projekt FP6-IST-2004-4-027006) Final Report, http://friction.vtt.fi/FRICTION_FinalReport_D13.pdf
- [137] Ahrens, B.: Herausforderungen in der Entwicklung von RunOnFlat Reifen. IKA. 6.Tag des Fahrwerks; Aachen 6.10.2008
- [138] Wies, B.; Lauer, P.; Mundl, R.: Kraftschluss-Verbesserung durch Synergien aus Winterreifen-Entwicklung und ABS-Regelsystemen. Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. VDI-Bericht Nr. 1632, S. 319–338. Düsseldorf: VDI-Verlag ,2001
- [139] Michelin: Der Reifen – Haftung. 2005
- [140] Backfisch, K.-P.; Heinz, D. S.: Das neue Reifenbuch. Motorbuch Verlag, 2000
- [141] TÜV-Süd Automotive: TÜV SÜD Mark – Reifenprüfzeichen Testverfahren. 2006
- [142] ISO-Normen, ISO 8767 (PKW), ISO 9948 (Leicht- und Schwer-LKW-Reifen) zu Rollwiderstandsmessung
- [143] Richtlinie 92/23/EWG (1992) mit Erweiterung 2001/43/EG (2001)
- [144] US Rule FMVSS 109, 119, 139 (Federal Motor Vehicle Safety Standards – Department of Transportation, DOT)
- [145] Schick, B.; Gimmerl, H.; Rauh, J.; Witschass, S.: 3D-TRACK – Give the Simulation the chance for a better work! Mobile, highresolution topology and roughness measurement of road surface to create 3D Track models. Fisita World Congress, 2006
- [146] Frey, M.; Gnädler, R.; Günter, F.: Untersuchung der Verlustleistung an Pkw-Reifen. VDI-Berichte 1224. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1995
- [147] Reithmaier, W.; Staude, M.: Energie- und Kosteneffiziente Reifen. tire.wheel.tech, 2006
- [148] Netsch, L.; Ito, Yuji; Schick, B.; Kraus, A.; Berkmüller, M.: T³M – TÜV Tire Temperature Method. A Breakthrough Methodology for Evaluating Tire Robustness, Performance and Wear. Fisita World Congress, 2006
- [149] Neubauer, J.; Freitag, D.: Fortschreitende Reifenentwicklung im Zeichen nachhaltiger Mobilität. In: KGK 63 (2010), S. 182–186.
- [150] Lange, H.: Safety, Ecology and Tire Design: The Virtue of Balance. IRC 2009, Nürnberg.
- [151] Klockmann, O.; Hasse, A.: A New Rubber Silane for Future Requirements – Lower Rolling Resistance; Lower VOCs. In: KGK 60 (2007), S. 82–84.
- [152] Momentive Performance Materials: NXT Silane – Coupling Agent for Silica-Reinforced Tire Tread Compounds, Product Description.
- [153] Wustrack: Innovatives Zufallsprodukt – Gummisherstellung wird umweltverträglicher. In: KGK 63 (2010), S. 54.
- [154] Heidemann, G.; Noordermeer, J. W. M.: A Novel Approach to Reduce Zink Oxide Levels in Rubber Compounds. IRC 2003, Nürnberg.
- [155] Mergell, B.: 'Green' tyre compounds from the magic kitchen, Continental Pressemitteilung 2010.
- [156] Recker, C.; Reese, T.; Schoening, J.: Rubber Mixture Comprising Environmentally Friendly Softeners, DE102008037714 (A1) (2008).
- [157] Michelin Deutschland: News vom 10.02.2005. www.michelin.de

4 Achsen und Radaufhängungen

Die ursprüngliche Definition der Achse war die starre Querverbindung der beiden miteinander drehbar gelagerten Räder, um die Fahrstabilität sicherzustellen und die Montage zu vereinfachen. Über die Achse werden dann die beiden Räder mit Aufbau verbunden. Diese Definition gilt für alle Starr- und Halbstarrachsen, weil hier die Räder unmittelbar auf der Achse gelagert sind und sich mit ihr mitbewegen.

Mit der Einführung der Einzelradaufhängung wurde diese starre Verbindung beider Räder miteinander aufgegeben; das Rad wird auf einem Radträger drehbar gelagert und der Radträger, als Koppelglied einer kinematischen Kette, durch ein bis fünf Lenker einzeln mit dem Aufbau verbunden.

Es ist nun schwierig zu sagen, ob die Achse auch die Aufhängung und den Radträger beinhaltet oder die neuen Komponenten eine neue Baugruppe bilden (die die Amerikaner als *Corner* bezeichnen). In diesem Buch wird der Begriff „Achse“ für die gesamte Verbindung beider Räder und „Radaufhängung“ für die Einzelräder samt ihrer Anbindung an den Aufbau verwendet. Damit hat ein Pkw 2 Achsen mit 4 Aufhängungen.

Laut Definition im Kapitel 1 (s. Bild 1-2) beinhaltet die Baugruppe Achse den Achsträger, die Lenkung, den Stabilisator und den Achsantrieb. Die anderen Fahrwerkmodule wie Radaufhängung samt Federung und Dämpfung sowie Bremse werden dem Rad, bzw. einer „Ecke“ des Fahrzeugs (*Corner*) zugeordnet.

Für die Beschreibung der Achskonzepte ist es jedoch zweckmäßig, die Achse und Corner als eine Einheit zu sehen und als Achsmodul zu betrachten (Bild 4-1). Aggregate- und Achsträgerlagerungen gehören ebenfalls zur Achse, werden jedoch im Kapitel 5 Fahrkomfort NVH ausführlich beschrieben. Reifen und Felgen (Abschnitt 3.9), die am Bandende montiert werden, werden in Verbindung mit Achsen nicht berücksichtigt.

Jeder Pkw besitzt zwei Achsen, um den Radträger über die Radaufhängung mit dem Aufbau zu verbinden. Jede Achse hat in der Regel eine Stabilisatorstange,

welche die beiden Räder miteinander koppelt, um das Wanken des Aufbaus in den Kurven zu reduzieren. Die Stabilisatorstange (s. Abschnitt 3.5.3.3) wird mit zwei Gummilagern am Aufbau bzw. Achsträger befestigt. An den Enden verbinden die Stabilenker den Stabilisator räumlich gelenkig mit dem Radträger (oder Radlenker / Stoßdämpfer).

Die modernen Pkw-Achsen werden vorab auf einem Achsträger (auch „Hilfsrahmen“ bzw. „Fahrschemel“ genannt, s. Abschnitt 3.7.8) montiert und bei der Endmontage mit zwei bis vier Schrauben am Aufbau befestigt. Diese Befestigung erfolgt meist indirekt über großvolumige Achsträgerlager. Die Gummilager reduzieren die Übertragung der von der Fahrbahn kommenden Schwingungen und des Körperschalls auf den Fahrgastraum. Gleichzeitig ermöglichen sie durch größere Längselastizitäten eine zusätzliche Längsfederrung der Achse, um die Abrollhärte abzuschwächen. Lenkgetriebe und Spurstangen (s. Abschnitt 3.4.2.3) sind Bestandteile der Vorderachse, weil diese die Vorderradführung mitbestimmen. Je nach Bauraumsituation, vor allem bedingt durch die Motor-/Getriebelage, wird das Lenkgetriebe auf dem Achsträger vor oder hinter der Radmitte befestigt. Auch gibt es Lenkgetriebefestigungen oberhalb von Motor/Getriebe mit Verschraubung an der Karosserie (z. B. Audi A4, A6, A8 bis 2007).

Die Anbindung der Lenkung an die Achse bzw. den Radträger sollte im Sinne einer exakten Radführung möglichst steif sein. Die Anbindung der Lenkgetriebe an dem Achsträger statt dem Aufbau ist diesbezüglich und auch bezüglich der kürzeren Fertigungstoleranzkette zwischen Lenkung und Achsteilen einfacher zu beherrschen. Der Achsträger der Vorderachse dient auch als Träger für Motor und Getriebe, d. h., die Motor-/Getriebelagerung befinden sich auf dem Achsträger. Weitere Lagerpunkte können auf zusätzlichen Karosseriequerverbindungen oder Karosserielängsträgern angeordnet sein.

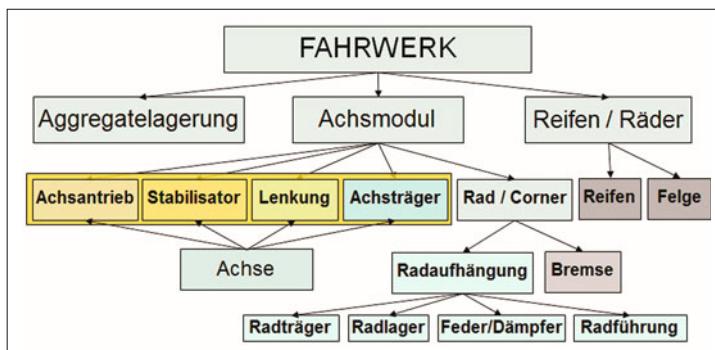


Bild 4-1:
Achsen und Radaufhängungen

Die Lageranordnung ist eng mit dem Fahrzeugkonzept verknüpft und prägt den Schwingungs- und Geräuschkomfort entscheidend. Stuckern und Brummfrequenzen des Motors lassen sich durch die Achsträgergummilager unterdrücken (Abschnitt 5.5).

Die Gewichte von Motor und Getriebe werden direkt über das Motorlager zum Achsträger und von da aus über Radaufhängung und Räder auf die Straße übertragen. Die Laufunruhe und Schwingungen werden dagegen über Achsträger und Karosserie zum Fahrzeuginnenraum weitergeleitet. Ein direkt am Aufbau befestigtes Antriebsaggregat könnte heute kaum den Komfortansprüchen der Insassen genügen.

Der an die Karosserie verschraubte Achsträger bietet zudem eine erhebliche Erleichterung der Montage des Fahrzeugs. Die Achse mit Corner-Modulen kann vormontiert ans Band geliefert werden, für die Vorderachse gegebenenfalls mit komplettem Antrieb.

Die Vorteile dieser Vormontagefähigkeit wurde bereits 1934 von Opel genutzt. Das Antriebsaggregat wurde auf die vormontierte Vorderachse geschraubt („Verlobung“). Anschließend wurde die Achse mit dem Aggregat im Montageband in die Karosserie gehoben und mit dieser verschraubt („Hochzeit“). Damit war eine effiziente Montagefolge gefunden, die dann bald von allen anderen Automobilherstellern übernommen wurde.

Bei den Fahrzeugkonzepten mit Heck- und Mittelmotor wirkt die Hinterachse gleichzeitig als Aggregatesträger für den Antrieb. Auch das Hinterachsgetriebe wird, wie die Motor-/Getriebeeinheit der Vorderachse, über großvolumige Gummilager zur Achse montiert um das NVH Verhalten zu verbessern.

Der bewegliche Radträger wird durch die Radführungsteile (Lenker, Spurstangen, Federbein) mit dem nicht beweglichen Achsenträger verbunden. Die Verbindungspunkte, die die Achskinematik bestimmen, werden als Gelenkpunkte (Hardpoints) definiert und bilden die Grundlage für jede Radaufhängung.

Die Radaufhängung sollte an jeder Seite der Achse genau symmetrisch zur Fahrzeugmittellinie angeordnet sein. Bei Unsymmetrien kann der Geradeauslauf sich verschletern und das Fahrverhalten bei Links- und Rechtskurven unterschiedlich sein. Bauraumbedingt kann es allerdings, wenn auch sehr selten, Zwänge geben, beispielsweise die x-Koordinaten links und rechts unterschiedlich zu wählen.

Das Rad einer Hinterradaufhängung hat relativ zum Aufbau nur einen Freiheitsgrad (in z-Richtung) zum Federn. Das Rad einer Vorderradaufhängung besitzt einen zweiten Freiheitsgrad (um die Lenkachse) zum Lenken der Räder. Die Starrachsen haben als eine Einheit immer zwei Freiheitsgrade: einen translatorischen und einen rotatorischen, weil das rechte und linke Rad fest miteinander über die Achse verbunden sind. Deshalb beeinflussen die beiden Räder einer Starrachse sich gegenseitig.

Weil die Starrachsen und Einzelradaufhängungen sich grundsätzlich voneinander unterscheiden, fehlt eine klare Begriffbestimmung zwischen Achse und

Radaufhängung. Eine eindeutige, logische Systematik aller Achskonzepte ist ebenfalls schwierig, weil viele Unterscheidungsmerkmale sich überschneiden. Die oberste Ebene der Systematik lässt sich jedoch durch die grundsätzliche Unterscheidung zweier Achskonzepte eindeutig festlegen:

- ◆ Starrachsen (abhängige Radführung),
- ◆ Einzelradaufhängungen (unabhängige Radführung).

Zwischen den beiden Grundtypen liegt eine dritte:

- ◆ Halbstarrachsen (Verbundlenkerachsen).

Tabelle 4-1 zeigt die übergeordneten Merkmale einzelner Konzepte und deren Gegenüberstellung.

Tabelle 4-1: Übergeordnete Auswahlkriterien für Achskonzepte [1]

MERKMALE	ACHSE		RADAUFHÄNGUNG		
	Starr	Halb-starr	eben	sphä- risch	räum- lich
Auslegungspotential	-	0	0	+	++
Längsfederung	-	-	0	+	++
Herstellkosten	+	+	0	-	--
Raumausnutzung	--	+	0	0	+
Gesamtgewicht	-	++	0	+	+
Robustheit	++	0	0	-	-
Fahrverhalten	-	0	0	+	++
Fahrkomfort	--	0	0	+	++

Als nächste Unterscheidungsebene nach Starrachse, Halbstarrachse und Einzelradführung können – wie Matschinsky vorschlägt [2] – die kinematischen Merkmale berücksichtigt werden wie ebene, sphärische, räumliche Getriebe (s. Bild 4-34) [1]. Dieses Merkmal ist aber nicht durchgängig anwendbar.

Als weiteres Unterscheidungsmerkmal eignen sich die Lenker- und Gelenkartens (2-Punkt, 3-Punkt, 4-Punkt, Drehschub).

Bei den Starrachsen lässt sich dieses durch Blattfedern erweitern, weil die Blattfedern auch als Lenker dienen. Damit wären die zwei wichtigsten Unterscheidungsebenen festgelegt (**Tabelle 4-2**).

Als dritte Unterscheidungsebene empfiehlt sich die Anzahl der Lenker, bei starren Achsen die Gesamtlengeranzahl der Achsführung, bei Einzelradaufhängungen nur die Lenkeranzahl einer Radführung.

Die vierte Ebene wird über die Orientierung der Lenker (lang, quer bzw. pendelnd, schräg, sphärisch, räumlich) gebildet.

Schließlich lassen sich in einer fünften Ebene die weiteren Ausführungsvarianten als unterstes Unterscheidungsmerkmal berücksichtigen.

Damit ergeben sich die in der **Tabelle 4-2** dargestellten 23 unterschiedlichen Achs- und Aufhängungsarten.

In den Abschnitten 4.1, 4.2 und 4.3 werden alle gängigen Achsen und Aufhängungen gemäß dieser Aufteilung näher erläutert und deren Vor- und Nachteile sowie

Tabelle 4-2: Systematische Aufteilung der Achs- und Aufhängungskonzepte

einige aktuelle Einsatzfälle beschrieben. Außerdem wird für jede Gattung ein Eigenschaftsprofil in Form eines Spider-Diagramms (wie im Bild 4-3) dargestellt, das alle wichtigen Anforderungen an die Achsen mit deren Bewertungen beinhaltet [3].

In den Abschnitten 4.4 und 4.5 werden die Einzelrad- aufhängungen, die sich besonders als Vorder- oder Hinterachse eignen, zusätzlich beschrieben. Der Konstruktionskatalog im Abschnitt 4.6 zeigt eine systematische Gegenüberstellung aller Achskonzepte. Die restlichen Abschnitte behandeln das Gesamtfahrwerk (4.7) und zukünftige Entwicklungen (4.8).

4.1 Starrachsen

Wenn die beiden Räder über einen quer liegenden Achskörper fest miteinander verbunden sind und sich dadurch gegenseitig beeinflussen, spricht man von Starrachsen (*Solid Axle*) oder von abhängiger Radführung. Dieses Konzept wurde ursprünglich von den Kutschen übernommen. Heute werden Starrachsen bei Pkws und SUVs als Vorderachse nur dann eingesetzt, wenn die beste Geländegängigkeit im Vordergrund steht (z. B. beim Jeep Rubicon, Baujahr 2007, Bild 4-2). Sie werden jedoch häufig als angetriebene Hinterachse bei schweren Fahrzeugen (SUVs, Transporter, Trucks) mit geringem Komfortanspruch verwendet.

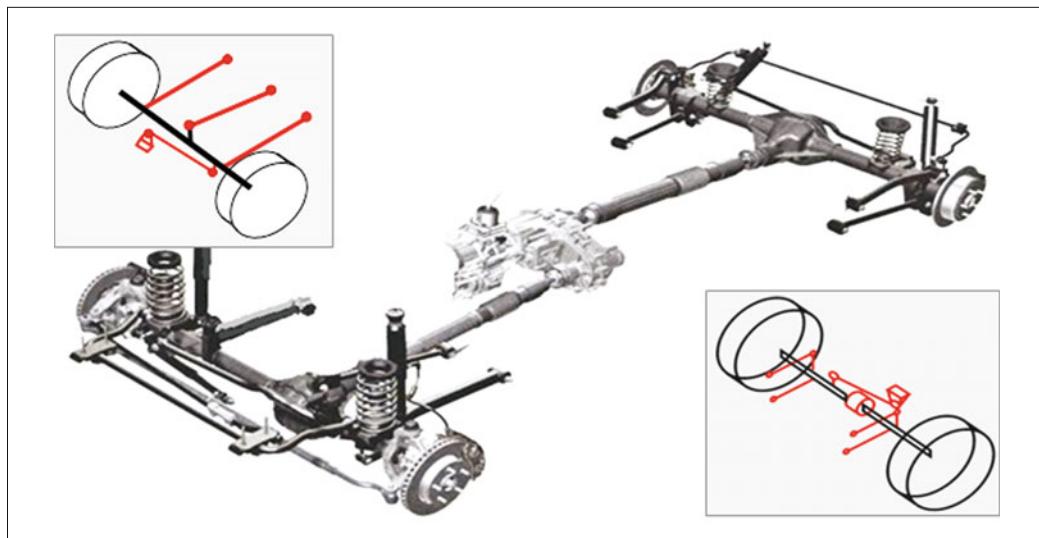


Bild 4-2: Fahrwerk eines allradgetriebenen Geländefahrzeugs mit Starrachsen vorne und hinten (Chrysler Jeep Rubicon, Bj. 2007)

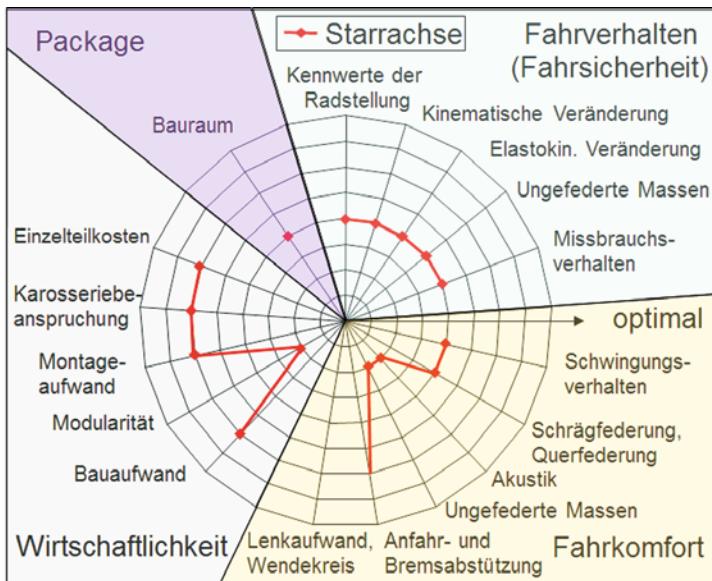


Bild 4-3:
Eigenschaftsprofil für die
Starrachsen [3]

Die wichtigsten Eigenschaften der Starrachsen sind im **Bild 4.3** zusammengestellt.

Bild 4.4 verdeutlicht den wesentlichen Unterschied zwischen Starrachsen und Einzelradaufhängungen beim Überfahren von einer einseitigen Fahrbahnunebenheit mit dem rechten Rad. Die Starrachse verschränkt sich insgesamt und nimmt dabei auch das linke Rad mit. Bei der Einzelradaufhängung federnt dagegen nur das rechte Rad ein ohne das linke Rad zu beeinflussen.

Die wichtigsten Vorteile der Starrachsen sind:

- ♦ Einfachheit, Wirtschaftlichkeit, kostengünstige Integration der Hinterachsendifferenziale (Seitenwellen ohne Gelenk) im Achskörper,
- ♦ flache Bauweise, breite Ladefläche bei nicht angetriebener Achse,
- ♦ Robustheit, hohe Belastbarkeit,
- ♦ hohes Wankzentrum (ca. auf der Radmittelhöhe),
- ♦ identische Radstellung an beiden Rädern beim Fendern (beide Räder haben stets dieselbe Spur und Sturz und daher keine Spur-, Spurweiten- und Sturzänderung) (**Bild 4-4**),
- ♦ hohe Verschränkungsfähigkeit der Achse im Gelände (**Bild 4-4**).

Die Nachteile der Starrachsen sind dagegen:

- ♦ große ungefederte Masse (Gesamtachse federnt mit), bei angetriebenen Achsen ca. doppelt so groß wie bei einer Einzelradaufhängung, dadurch große Radlastschwankungen (beeinträchtigte Bodenhaftung),
- ♦ gegenseitige Beeinflussung der Räder (Trampeln, reduzierte Anfederwilligkeit des Einzelrades) bei einseitiger Fahrbahnunebenheit (**Bild 4-4**),
- ♦ Versetznegierung der Achse auf Querwellen und dadurch entstehendes Wanklenken (s. Bild 4-14),

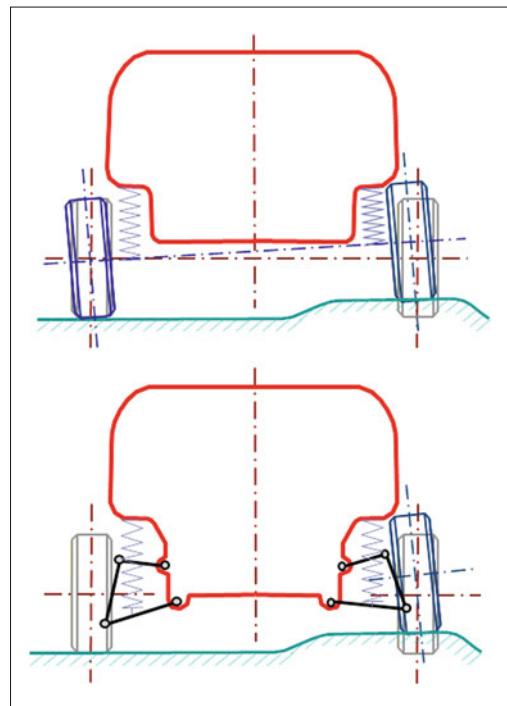


Bild 4-4: Überfahren von einseitigen Fahrbahnunebenheiten mit Starrachse und Einzelradaufhängung

- ♦ Vorspur und Sturz können nicht gezielt über anliegende Radkräfte (Elastokinematik) oder Einfederwege fahrsituationsabhängig beeinflusst werden,
- ♦ nur geringe Möglichkeiten zur Nutzung elastokinetischer Effekte,

- ◆ schlechtere Wankdämpfung durch die Dämpfer,
- ◆ eingeschränkte Möglichkeit des Brems- und Anfahrnickausgleichs,
- ◆ Radlaständerungen durch das Antriebmoment, welches auf der Achse abgestützt wird,
- ◆ erhöhter Platzbedarf zwischen Achse und Unterboden entsprechend dem Federweg,
- ◆ notwendige massive, bewegliche Querverbindung (Achsträger), mit viel Raumanspruch.

Wegen der vielen Nachteile werden Starrachsen heute – bis auf sehr wenige Ausnahmen (nur 1,4 % aller Fahrzeuge unter 3,5 t) – fast nicht mehr als Vorderachse eingesetzt. Als Hinterachse haben sie jedoch mit 22,5 % noch einen großen Anteil und daher werden in diesem Buch nur diese behandelt.

Die Starrachsen lassen sich in vier Hauptkategorien unterteilen; angetrieben, nicht angetrieben, mit Blattfederführung und mit Lenkerführung.

Die nicht angetriebenen Starrachsen haben gegenüber den angetriebenen Achsen geringere ungefederte Massen wegen fehlendem Differenzial und Seitenwellen und dem leichteren Achsprofil zwischen den Radachsen, dass u.a. durch eine niedrigere Positionierung hin zur Kraftebene schlanker gewählt werden kann (**Bild 4-5**). Nicht angetriebene, hintere Starrachsen werden häufig mit einem statisch negativen Radsturz und einer geringen Vorspur versehen, um das Seitenführungsposzential zu verbessern.



Bild 4-5: Nicht angetriebene Starrachse (HA mit Wattgestänge: Chrysler PT Cruiser, Bj. 1997)

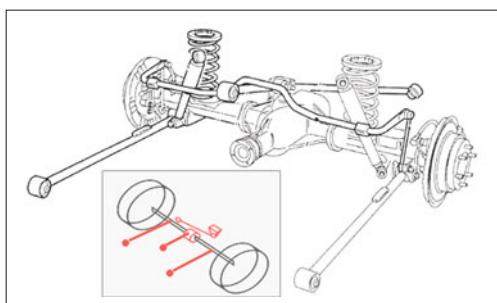


Bild 4-6: Angetriebene Starrachse mit Panhardstab und drei Längslenkern (HA: Opel Frontera, Bj. 1995)

Bei angetriebenen Starrachsen ist das Differenzial mit dem Antriebsitzel und dem Zahnkranzrad entweder im Achsgehäuse integriert (konventionelle Ausführung mit Seitenwellen ohne Gelenke **Bild 4-6**) oder das Differenzial wird von der Achse getrennt und am Aufbau befestigt. In diesem Fall benötigt man Seitenwellen mit homokinematischen Gelenken. Die erste Variante ist für schwere MPVs, SUVs und Pick-ups bzw. Light Trucks geeignet. Die zweite, die De-Dion-Achse, die eine deutlich geringere ungefederte Masse hat, wird eher für Pkw eingesetzt.

4.1.1 Starrachsen mit Längsblattfederführung

Die Federung bei Starrachsen kann mit Längsblattfedern realisiert werden. Je nach Ausführung übernimmt die Blattfeder dabei die Führung der Achse vollständig oder teilweise. Häufig werden auch Lenker zur Aufnahme von Quer- oder Längskräften hinzugefügt. Die Blattfedern haben zwar Vorteile bezüglich Bauraum durch die flache Anordnung und bezüglich Karosseriebelastung (niedrige Punktbelastung durch zwei voneinander weit entfernte Abstützpunkte). Sie sind aber schwer, haben hohe Reibung, zeigen S-Schlagneigung und den sogenannten „Trampeleffekt“ beim Lastwechsel (**Bild 4-7**), weisen keine Längselastizität und kleine Wanksteifigkeit auf. Sie können daher die heutigen Komfortanforderungen nicht erfüllen.

Auch einteilig hergestellte moderne Hightech-Blattfedern aus Compositwerkstoffen, die leicht sind und sehr geringe Reibung haben, konnten sich nicht durchsetzen, weil nach wie vor die Radführung über eine Blattfeder kinematische Defizite aufweist. Es gibt auch Versuche, die Blattfeder quer einzusetzen, um die Stabilisatorwirkung in die Feder zu integrieren.

Eine sehr bekannte und immer noch in den USA bei SUVs und Light Trucks eingesetzte angetriebene Hinterachse mit elliptischen Blattfedern [4], ist die „Hotchkiss-Achse“ (**Bild 4-8**). Sie besitzt keinen Lenker; Blattfedern übernehmen gleichzeitig die Längs- und die Querführung.

Moderne Kleintransporter, die aus Kostengründen die Plattform der Serien-Pkws teilen, haben häufig hinten Starrachsen mit Blattfederführung, weil diese höher belastbar sind und eine breite Ladefläche ermöglichen. Beispiele sind VW Caddy, Fiat Doblo (Vorgängermodell) oder Opel Campo. Um eine progressive Feder-

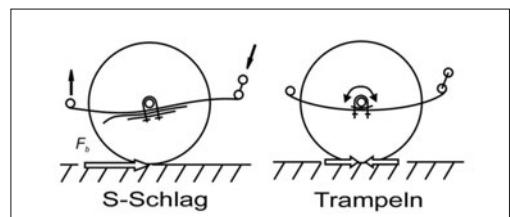


Bild 4-7: Die Nachteile der Blattfederführung

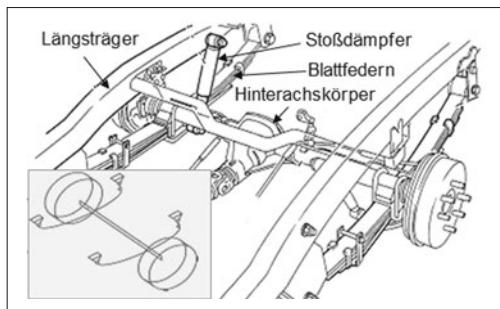


Bild 4-8: Angetriebene Hotchkiss-Starrachse mit elliptischen Blattfedern (HA: Opel Campo, Bj. 1995)

kennung zu erreichen, wird die Hauptblattfeder um ein zweites kürzeres Federblatt ergänzt, welches bei Vollbeladung die Federrate erhöht (**Bild 4-9**). Diese lastabhängig progressive Federkennlinie verbessert den Fahrkomfort (die Aufbaueigenfrequenz wird an die Zuladung angepasst) und die Durchbiegung des Federpakets trägt zu einem untersteuernden Eigenlenkverhalten bei.

Die Starrachse mit Längsblattfeder ist sicherlich ein einfaches und kostengünstiges nicht angetriebenes

Achskonzept, weil es keine Lenker benötigt. Allerdings bietet es kaum Spielraum für weitere Optimierungen, denn mehr Komfort durch weichere und damit längere Blattfedern führt zur Verschlechterung der Seitenführung und erhöht die S-Schlagneigung.

4.1.2 Starrachsen mit Längs- und Querlenker

Entfällt die Achsführung durch die Blattfeder, so wird die Achse durch zwei bis vier Lenker geführt. Dabei müssen zwei Freiheitsgrade (eine vertikale Translation und eine Rotation um die Fahrzeulgängsachse) zugelassen werden. Die Längsführung und damit die Längskräfte übernehmen die Längslenker. Die Querführung wird über einen Dreipunktenlenker, über einen Querlenker (Panhardstab) oder über ein Watt-Gestänge realisiert (**Bild 4-10**). Während der Panhardstab einen seitlichen Versatz des Aufbaus beim Ein- und Ausfedern verursacht, führt das Wattgestänge die Achse stets ohne Querbewegung in der Mitte des Aufbaus. Für die Führung des Achskörpers über Lenker steht auch die Kombination eines Dreieckslenkers mit zwei Längslenkern zur Verfügung.

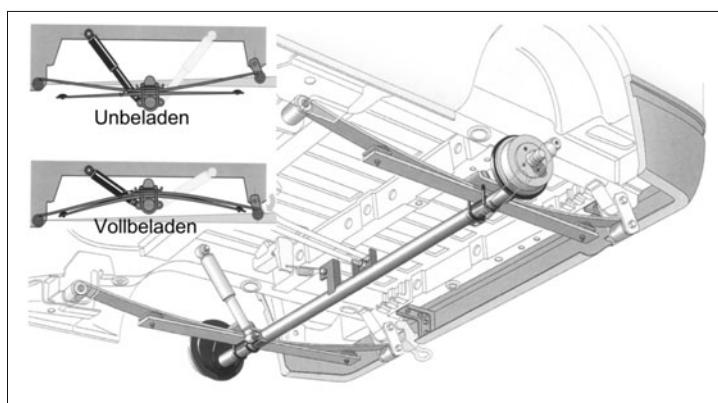


Bild 4-9:
Starre Hinterachse eines Kleintransporters mit Blattfedern
(HA: VW Caddy 2, Bj. 1994)

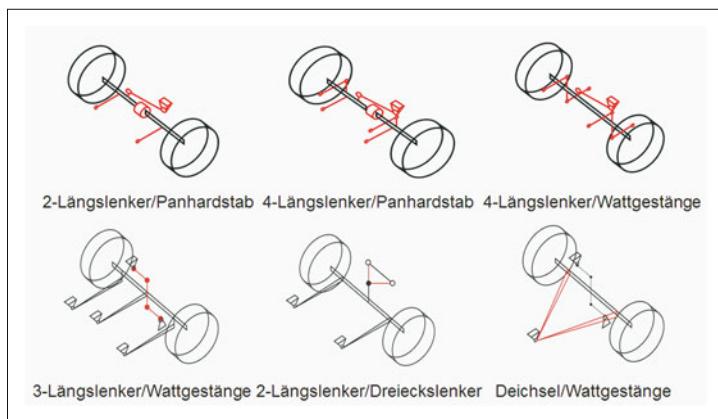


Bild 4-10:
Ausführungsvarianten der Starrachsen



Bild 4-11: Starre Hinterachse von Ford Mustang

Eine immer noch aktuelle starre Hinterachse mit Schraubenfedern und Längslenkern ist die Hinterachse des Ford-Mustang (**Bild 4-11**).

Bild 4-12 zeigt drei Starrachsenaufhängungen mit zwei (plus Stabilisator), drei und vier Längslenkern.

Bis etwa 1982 war bei Ford die Vierlenker-Starrachse als angetriebene Hinterachse mit Schraubenfedern [4] weit verbreitet (**Bild 4-13**). Der Achskörper mit integriertem Differenzial wird durch zwei Längslenker unten und zwei Schräglenger oben am Aufbau befestigt. Die Brems- und Antriebsmomente werden über das Kräftepaar im jeweils oberen und unteren Lenker aufgenommen. Die Schräglenger übernehmen die Querführung der Achse.

Die sich auf den unteren Längslenkern abstützenden Schraubenfedern verbessern den Fahrkomfort. Die geometrische Anordnung der Lenker erlaubt eine gezielte Einflussnahme auf die kinematischen Eigenschaften. Durch Festlegung der Lage der Anbindungs punkte der Vierlenker lassen sich deutliche Verbesserungen in der Wankpolfestlegung, im Brems- und Anfahrnickverhalten und in der Wanklenkeigenschaft erreichen. Da die Längslenker durch Gummilager zum Aufbau verbunden werden, sind auch elastokinematische Optimierungen durchführbar, um das Fahrver halten zu verbessern. Als Vereinfachung können die beiden oberen Stablenker durch einen Dreipunktlenger in A-Form ersetzt werden. Die Seitenführung wird häufig auch durch einen Panhardstab oder Wattgestän ge übernommen.

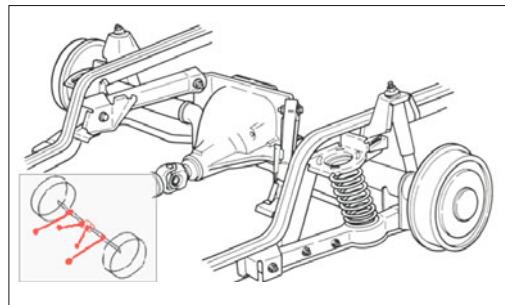


Bild 4-13: 4-Lenker-Starrachse (HA: Ford Taunus, Bj. 1970)

Bei Starrachsen mit Führung durch Längslenker erfolgt bei einseitigem Einfedern eine Eigenlenkbewegung der Achse, und dies umso stärker, je näher der Längspol an der Achse liegt (**Bild 4-14**). Dieser Effekt bewirkt einen unruhigen Geradeauslauf beim Befahren unebener Fahrbahnen.

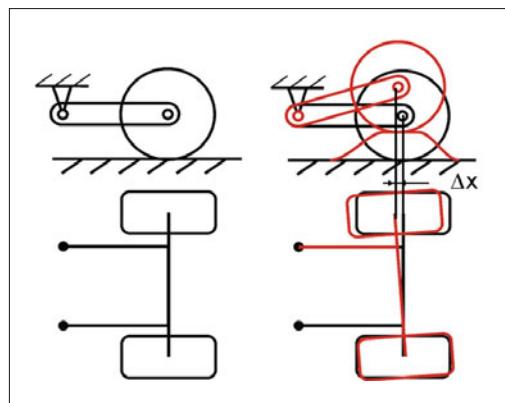


Bild 4-14: Lenkverhalten der Starrachsen bei einseitigen Bodenunebenheiten

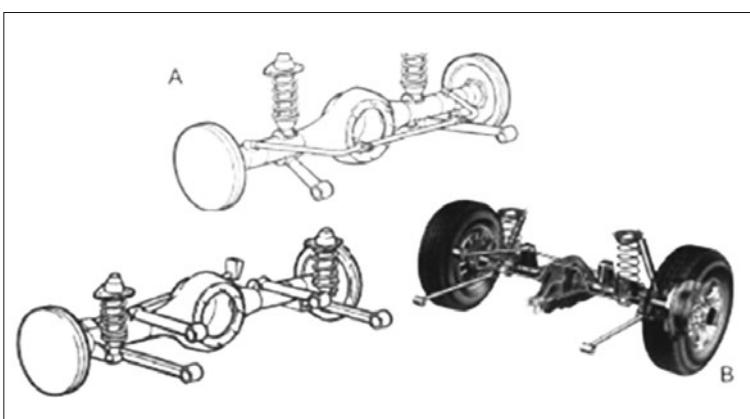


Bild 4-12:
Starrachsenausführungen
für die HA mit Schraubenfe-
der und Längslenkern [5]

4.1.3 De-Dion-Achse: angetriebene Starrachse mit Zentralgelenk

Schon in den 1930er Jahren hat der französische Autobauer de Dion die Nachteile der hohen ungefederten Massen verringert, indem er das Hinterachsgetriebe nicht an der Achse, sondern am Aufbau befestigt hat. Diese, bei den sportlichen Fahrzeugen lange Zeit bevorzugte angetriebene Starrachsenart (**Bild 4-15**), wurde erst mit dem Aufkommen der Einzelradaufhängung aufgegeben.

Im Jahre 1996, als Smart eine ganz neue Autogattung für den Nahverkehr konzipierte, war es notwendig, den Antrieb sehr kompakt auf die Hinterachse zu setzen. Damit war die De-Dion-Ausführung in Verbindung mit einer Deichselachse wieder interessant, weil hier nicht nur das Getriebe, sondern das ganze Antriebsaggregat montiert werden konnte (**Bild 4-16**).

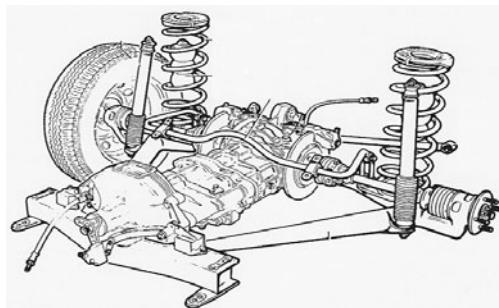


Bild 4-15: De-Dion-HA in Verbindung mit einem Transaxle Antriebsstrang (Alfa Romeo Alfetta, Bj. 1972)



Bild 4-16: De-Dion-Achse mit Deichsel, Oberrahmen ist der Aggregateträger (HA: MB Smart, Bj. 1998)

4.1.4 Starrachsen mit Zentralgelenk- und Querlenkerführung (Deichselachse)

Eine effiziente Art der Anbindung einer Starrachse an den Aufbau ist die Deichselachse. Hierbei wird die Achse ähnlich einer Deichsel eines Anhängers vorne über ein Kugelgelenk oder ein Gummilager mit dem Aufbau verbunden. Eine möglichst hohe Anordnung

des Lagers ergibt einen verbesserten Brems- und Anfahrnickausgleich.

Die Querführung übernimmt ein zusätzliches Gestänge. Um Lenkbewegungen beim Einfedern zu vermeiden, ist eine vertikale gerade Führung des Achskörpers bei dieser Achsausführung wichtig. Deshalb kommt ein Scherenlenkerprinzip bzw. Wattgestänge zum Einsatz. Auch dann treten beim einseitigen Einfedern leichte Lenkbewegungen auf, wie sie bei den Starrachsen mit Längslenker vorkommen.

Die Räder bewegen sich immer parallel, mit sehr geringer Sturzänderung – solange beide Räder symmetrisch federn. Federt nur ein Rad, verschieben sich beide Räder seitlich um ca. 25 % des Federwegs und verursachen eine Lenkwirkung, die zur Stabilisierung des Fahrzeugs beiträgt.

Die Modelle der Mercedes A- und B-Klasse haben als Hinterachse eine Deichselachse. Das Wattgestänge zur Querführung ist liegend angeordnet, welches in der Fahrzeugmitte am Aufbau gelagert ist und beide Enden der Radträger miteinander verbindet (**Bild 4-17**).



Bild 4-17: Mercedes A-Klasse, Hinterachse, Bj. 2004

4.2 Halbstarrachsen

Halbstarrachsen (*Semi Solid Axle*) haben wie die Starrachsen eine mechanische Kopplung der beiden Räder. Während bei Starrachsen jegliche Relativbewegung zwischen den Rädern durch den Achskörper unterbunden ist, sind bei den Halbstarrachsen durch eine gezielte elastische Torsionsverformung des Verbindungselementes Relativbewegungen der Räder zueinander möglich.

4.2.1 Verbundlenkerachsen

Die Verbundlenkerachse (*Twist Beam*) vereinigt einige Eigenschaften von Starrachse und Einzelradführung; einerseits von der Starrachse bekannte geringe Spur-, Sturz- und Vorspuränderungen bei symmetrischer Radfederung, andererseits einen günstigen Radsturz und merkliche Wankzentrums Höhe sowie ein ausgeprägtes kinematisches Eigenlenkverhalten bei

asymmetrischer Radfederung [2], wie es die Einzelradführung ermöglicht.

Die beiden Radträger sind auf den biege- und torsionssteifen Längslenkern befestigt, die wiederum in Querrichtung mit einer Traverse fest miteinander verbunden sind. Während die Längskräfte allein von den steifen Längslenkern aufgenommen werden, sind Querkräfte und Sturzmomente durch die verstifende Wirkung der Quertraverse abzufangen. Hierzu ist das Profil biegesteif auszuführen. Gleichzeitig muss es torsionsweich sein, um neben der Funktion einer Stabilisatorstange auch das eingeschränkte unabhängige Einfedern der beiden Räder zu ermöglichen. Als Querverbindung werden neben T-Profilen heute bevorzugt V- oder U-Profilen eingesetzt, weil diese in der Betriebsfestigkeit der Schweißnähte zu den Längslenkern dem T-Profil überlegen sind. Eine günstige Querverbindung ergibt sich mit einem Rohrprofil, dessen Enden rund bleiben, welches aber dazwischen in eine C-Form zugeschnitten ist. Damit sinkt die Torsionsrate und es lassen sich trotzdem ausreichend lange Schweißnähte an den rungen Enden anbringen, die für eine lange Betriebsdauer unerlässlich sind (s. Bild 4-24).

Ein Nachteil der Verbundlenkerachse, wie Bild 4-18 zeigt, besteht in der seitlichen Nachgiebigkeit unter Querkraft, weil eine direkte Querunterstützung fehlt und damit eine Nachspurvergrößerung verbunden ist, wenn dieser nicht durch spurkorrigierende Lager entgegengewirkt wird.

Entscheidend für die kinematischen Eigenschaften der Achse ist die Lage des Schubmittelpunkts des Profils, denn hierüber definiert sich zusammen mit der Geometrie die Vorspurkurve bei wechselseitigem Einfedern und somit bei Kurvenfahrt (Bild 4-19).

Die Halbstarrachse wurde zuerst 1974 beim VW Golf/Scirocco als Verbundlenker (Bild 4-20) und kurz danach beim Audi 50 und VW Polo als Koppellenker-

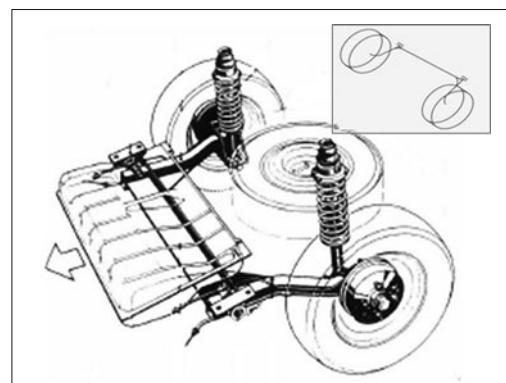


Bild 4-20: Erste Serienverbundlenkerachse VW Bj. 1974

achse eingeführt. Mit dieser Anordnung entstand ein sehr einfaches, wartungsfreies und Raum sparendes Achskonzept, das keinen Achsträger benötigt.

Die Verbundlenkerachsen sind für angetriebene Hinterachsen nicht geeignet, denn u. a. ist eine Kröpfung des Verbindungsprofils nicht sinnvoll darstellbar.

Bild 4-21 zeigt die Eigenschaften der Halbstarrachsen. Die Vorteile der Verbundlenkerachsen sind [6]:

- ◆ sehr einfache Konzeption: sie besteht aus einer Schweißbaugruppe und zwei Gummilagern, daher ist sie die kostengünstigste nicht angetriebene Hinterachse überhaupt,
- ◆ Achse erfordert keinen Achsträger,
- ◆ geringer Raumbedarf, flacher Aufbau: nur bei der Torsionskurbelachse erfordert die Quertraverse Freiraum beim Ein- und Ausfedern,
- ◆ leichte Montage und Demontage der Achse,
- ◆ nahezu wartungsfrei,
- ◆ Stabilisatorwirkung durch den Querträger,
- ◆ kleine ungefederte Masse,
- ◆ günstige Übersetzung Rad zu Feder und Dämpfer,
- ◆ Gummilager sind in Längsrichtung belastet, dadurch entsteht geringe Karosseriebeanspruchung bei guter Längselastizität (Fahrkomfort),
- ◆ beladungsunabhängiges Wankuntersteuern,
- ◆ guter Bremsnickausgleich,
- ◆ geringe Spurweitenänderung.

Diesen gegenüber stehen die folgenden Nachteile:

- ◆ ungünstige Seitenkraftabstützung (eingeschränkte Quersteifigkeit),
- ◆ Spannungsspitzen in der Schweißnaht an den Übergangstellen von den verdrehsteifen Längslenkern zum Verbundprofil,
- ◆ ohne spurkorrigierende Lager übersteuerndes Seitenkraftverhalten,
- ◆ Spurwinkel empfindlich gegenüber Zuladung,
- ◆ ungeeignet als angetriebene Achse,

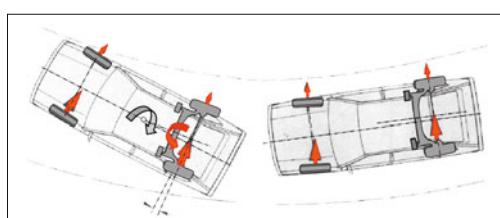


Bild 4-18: Übersteuertendenz unter Querkraft

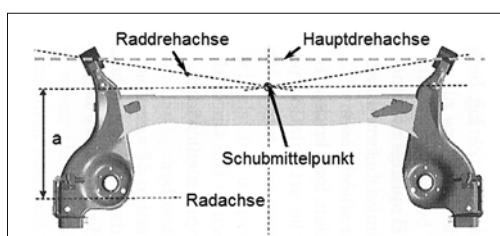


Bild 4-19: Kinematik der Verbundlenkerachsen

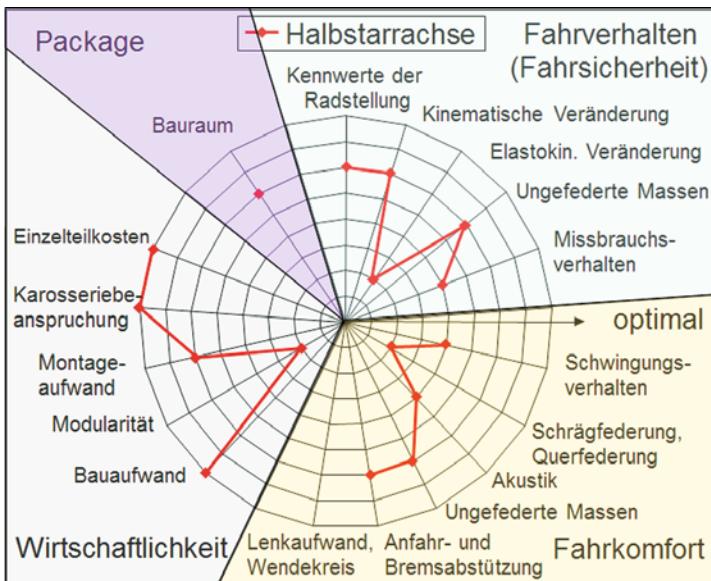


Bild 4-21:
Eigenschaftsprofil für
Halbstarrachsen

- ♦ eingeschränktes fahrdynamisches Optimierungspotenzial für anspruchsvolle Komfort- und Akustikeigenschaften.

Die Verbundlenkerachsen lassen sich, je nach der Lage der Quertraverse als Torsionskurbel, Koppellenker und Verbundlenkerachse in drei Gruppen teilen (**Bild 4-22**):

- ♦ **Torsionskurbelachse:** wenn die Quertraverse sehr nah zur Radmitte liegt und damit ähnliche Eigenschaften einer Starrachse aufweist,
- ♦ **Koppellenkerachse:** wenn sich die Traverse am vorderen Drittel der Längslenker befindet und damit Vorteile der Längslenker- mit denen der Verbundlenkerachsen vereint,
- ♦ **Verbundlenkerachse:** wenn die Quertraverse nahe zur Längslenkerlagerung liegt und damit ähnliche Eigenschaften einer Längslenkerachse aufweist.

4.2.1.1 Torsionskurbelachse

Die Torsionskurbelachsen sind die ältesten halbstarren Achsen (Audi 100 aus 1969) und sind im Prinzip die Mischachsen zwischen Längslenker und torsionsweichen Starrachsen (**Bild 4-23**). Hier fallen besonders der einfache, einteilige Blechlenker mit Federaufnahme und die nahe dem Radmittelpunkt angeschweißte Quertraverse auf.

4.2.1.2 Koppellenkerachse

Bei den Koppellenkerachsen ist die Querverbindung mittig zwischen Lagerstellen und Radmitte angeordnet, um die Seitenkraftabstützung zu verbessern. Außerdem wird durch die Anordnung beim wechselseitigen Federn eine geringe Sturzänderung erzielt.



Bild 4-22:
Ausführungsformen der
Halbstarrachsen

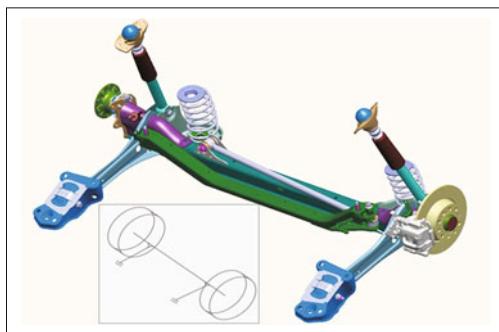


Bild 4-23: Torsionskurbelachse (HA: VW Jetta, Bj. 2011)

4.2.1.3 Verbundlenkerachse

Bild 4-24 zeigt die Verbundlenkerachse des Opel Astra (Bj. 2004). Die Quertraverse ist sehr nah an den hinteren Lägern angeordnet, um die Verschränkung der Räder möglichst groß zu halten. Die Übersteuertendenz der Verbundlenkerachse in der Kurve kann durch spurkorrigierende Lager verminder werden (s. Abschnitt 5.4.5). Diese sorgen durch die speziell geformten konischen und asymmetrischen Lager bei Seitenverschiebung



Bild 4-24: Verbundlenker-Hinterachse (Opel Astra, Bj. 2004)

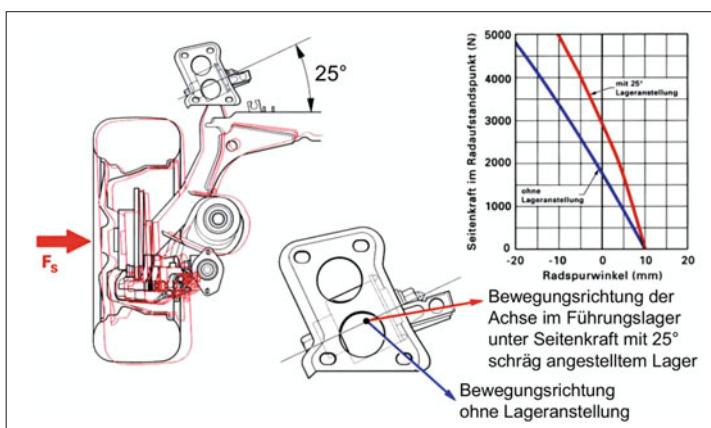


Bild 4-25: Verbessertes elastisches Verhalten der Verbundlenker durch Schrägliegung der Gummilager

durch Querkraft für eine entgegengesetzte Bewegung, wodurch bei Kurvenfahrt die Selbstlenkung hin zu Übersteuern verringert wird (s. Bild 3-425).

Eine einfachere und fast kostenneutrale Entschärfung der Übersteuertendenz ist durch die Optimierung der Führungslagerdachwinkel möglich [7] (**Bild 4-25**). Diese Auslegung entspricht dem Stand der Technik. Mit der Einführung des „Focus“ in Jahr 1999 hat Ford als Erster das Verbundlenkerkonzept in diesem Segment verlassen, um die kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften der Hinterachse weiter zu verbessern (s. Bild 4-66). Bald folgten ihm VW, Peugeot und Hyundai.

4.2.1.4 Verbundlenkerachse mit Wattgestänge

Der konstruktionsbedingte Nachteil der Verbundlenkerachse, nämlich erhöhte Nachgiebigkeit unter Querkräften (z. B. bei Kurvenfahrt), wird neuerdings durch eine zusätzliche Querabstützung über ein Wattgestänge, wie im **Bild 4-26** dargestellt, reduziert. [8].

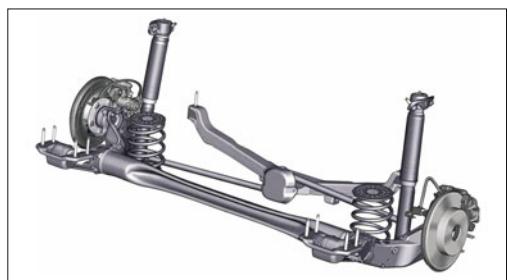


Bild 4-26: Verbundlenker-Hinterachse Opel Astra mit Wattgestänge zur Querkraftabstützung [8]

4.2.1.5 Verbundlenkerachse mit entkoppeltem Radträger

Durch eine elastische Lagerung des Radträgers gegenüber dem Achskörper kann das Eigenlenkverhalten einer Verbundlenkerachse verbessert werden. Dazu sind

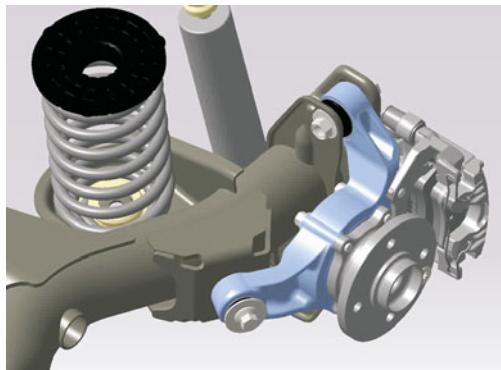


Bild 4-27: Verbundlenkerachse mit entkoppeltem Radträger (Multi Compliance Twist Beam Achse) [9]

zwischen Längslenker und Radträger drei Gelenkpunkte (zwei vorne, einer hinten) mit Gummilagern derart angeordnet, dass sowohl bei Längs-, als auch bei Querkräften der Radträger in Vorspur gezwungen wird (**Bild 4-27, Bild 4-29**) [9]. Diese Ausführung gibt es nur als Prototyp.

4.2.2 Dynamische Verbundachse (DVA)

Als Ersatz für angetriebene Starrachsen, schlägt Magna Steyr eine dynamische Verbundachse vor [10]. Die beiden Räder sind mit Längslenkern am Aufbau befestigt und die beiden einzeln aufgehängten Radträger sind zusätzlich mit einer kräftigen Querverbindung miteinander verbunden. Die Querverbindungsstange ist in der Mitte drehbar am Aufbau gelagert (**Bild 4-28**).

Diese Querverbindung in der unteren Lenkerebene verleiht der Achse die Qualitäten einer Starrachse. Die Querverbindung wird in der Mitte durch ein Wattgestänge geführt. Dadurch wird die Aufbauquerverschiebung verringert. Bei der Geradeausfahrt verhält sich die Achse wie eine Starrachse ohne große Spur- und Sturzänderungen. Im Gelände sind große Achsverschränkungen möglich, wodurch sich eine gute Traktion ergibt. Außerdem hat die Kinematik ein höheres Momentanzentrum und damit bessere Kippssicherheit bei Kurvenfahrt zur Folge.

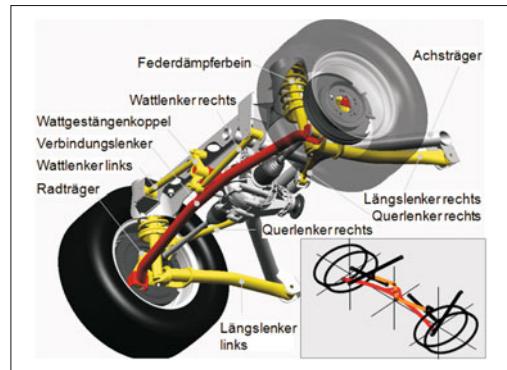


Bild 4-28: Dynamische Verbundlenkerhinterachse, von Magna Steyr (2001 nicht in Serie)

4.3 Einzelradaufhängungen

Mit Einzelradaufhängung wird ein Achskonzept bezeichnet, bei dem die beiden Räder keine Verbindung zueinander haben und sich deshalb unabhängig voneinander bewegen können, hat man eine Einzelradaufhängung (*Independent Suspension*). Bevor die Vielfalt der Einzelradaufhängungen beschrieben wird, ist es zweckmäßig, deren kinematische Grundlagen und Grundmodelle zu betrachten.

4.3.1 Kinematik der Einzelradaufhängung

Jede Einzelradaufhängung besteht aus einer kinematischen Kette (ein Gebilde aus starren Gliedern und beweglichen Gelenken), die den Aufbau (Grundglied) mit dem Radträger (Koppelglied) durch Zwischenglieder verbindet. Die einzelnen Glieder sind an deren Enden mit Gelenken miteinander verbunden. Die Art des Gelenkes bestimmt die relative Bewegungsfreiheit der zugehörigen Glieder. Der Freiheitsgrad kann von 1 bis 5 variieren. Das Rad ist am Radträger drehbar gelagert. Der Drehfreiheitsgrad des Rades ist Bestandteil einer jeden Radaufhängung und wird in folgenden Betrachtungen nicht mehr erwähnt.

Eine Einzelradaufhängung und damit der Radträger muss gegenüber dem Aufbau einen Freiheitsgrad besitzen, damit das Rad Fahrbahnunebenheiten folgend,

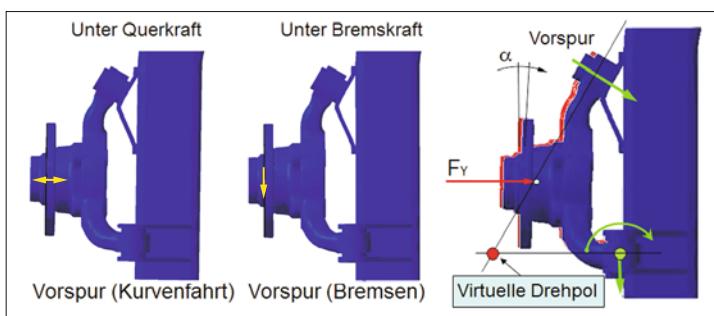


Bild 4-29: Verbessertes elastisches Verhalten der Verbundlenker durch drei Gummilager (Multi Compliance Twist Beam Achse) [9]

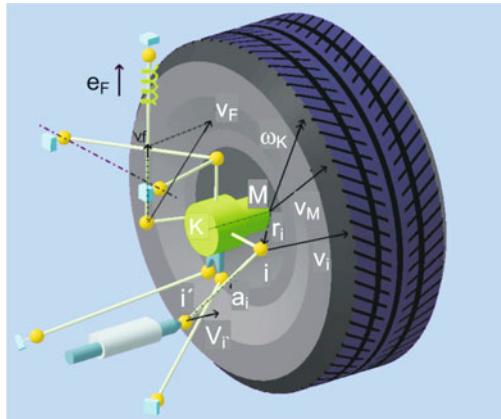


Bild 4-30: Einzelradaufhängung [2]

sich entlang einer in der z -Richtung gerichteten Bahnkurve bewegen kann (Radfederung). Diese Federbewegung sorgt für eine Schwingungsisolierung des Aufbaus gegenüber den Fahrbahnnunebenheiten und wird durch Feder- und Dämpferelemente abgestützt. Für die Lenkbarkeit wird ein zweiter Freiheitsgrad benötigt, der durch Verschieben eines Lenkers (Spurstange) mittels des Lenkgetriebes in y -Richtung erreicht wird. Für weitere Betrachtungen wird dieser Lenker zuerst in seiner 0-Lage festgehalten; somit haben auch die vorderen Radträger nur einen Freiheitsgrad. Das heißt, die Lenker müssen die maximal sechs Freiheitsgrade des Radträgers auf eins reduzieren.

Die starren Lenker mit den Gelenken an den Enden bilden eine kinematische Kette, die den Radträger mit dem Aufbau verbindet (Bild 4-30). Dazu kommen Feder und Dämpfer; diese begrenzen den sechsten Freiheitsgrad durch ein elastisches Glied, in die Kinematik greifen sie aber nicht ein. Ausnahme ist die Verwendung des Dämpfers als Dreh-Schubgelenk.

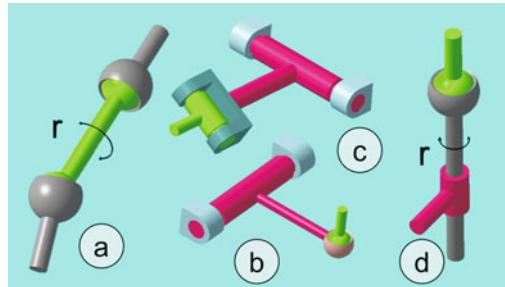


Bild 4-31: Lenkerarten im Fahrwerk [2]

Die erforderliche Anzahl der Lenker (Bild 4-31) für eine Radführung hängt von den kinematischen Eigenschaften der verwendeten Lenkertypen ab.

Die einfachsten Lenker sind die **2-Punkt-Lenker** (Stablenker) (Bild 4-31a) mit zwei Kugel- bzw. Gummilagern als Gelenke. Jeder dieser Lenker reduziert einen Freiheitsgrad des Radträgers. Ist der Radträger mit fünf solcher Lenker geführt, bleibt nur noch ein Freiheitsgrad für die Radbewegung übrig. Es handelt sich dann um eine **5-Lenker-Aufhängung** (Raumlenkeraufhängung).

Der **3-Punkt-Lenker** (Dreieckslenker) (Bild 4-31b), hat ein Gelenk zum Rad und zwei Gelenke zum Aufbau und eliminiert zwei Freiheitsgrade. Mit einem 3-Punkt-Lenker lassen sich zwei 2-Punkt-Lenker ersetzen. Zusammen mit zusätzlich drei 2-Punkt-Lenkern entsteht eine **4-Lenker-Aufhängung** (Bild 4-32).

Bei Verwendung von zwei 3-Punkt-Lenkern ist nur noch ein zusätzlicher 2-Punkt-Lenker erforderlich; es entsteht eine **3-Lenker-Aufhängung**. Sie ist bekannt als Doppel-Querlenker-Aufhängung, wenn die beiden Lenker quer zum Fahrzeug angeordnet sind.

Setzt man nun einen **4-Punkt-Lenker** (Trapezlenker) (Bild 4-32) ein, dann wird der Radfreiheitsgrad um 4

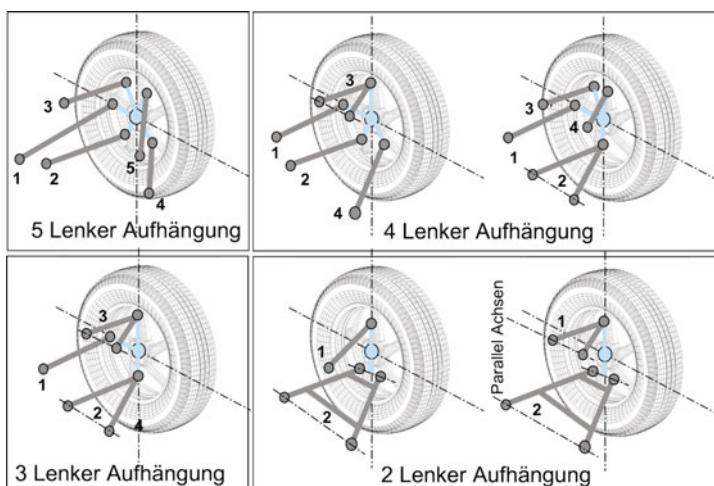


Bild 4-32:
Einzelradaufhängungen mit
5-, 4-, 3- und 2-Lenkern

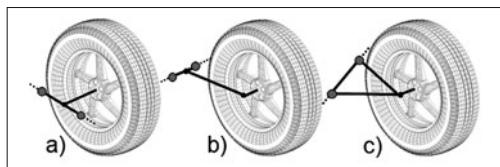


Bild 4-33: Quer-, Längs- und Schräganordnung der Lenker (Varianten a, b und c)

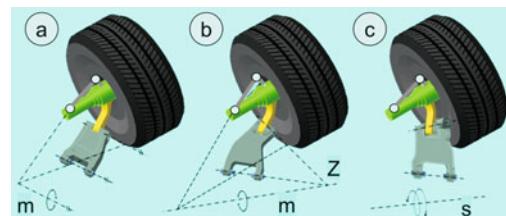


Bild 4-34: Ebene, sphärische und räumliche Einzelradaufhängungen mit Trapezlenker

reduziert. Zusammen mit noch einem 2-Punkt-Lenker hat der Radträger jetzt nur noch einen Freiheitsgrad. Es handelt sich so um eine **2-Lenker-Aufhängung**. Schließlich gibt es noch als Hinterachse die **1-Lenker-Aufhängung**, bei der der Radträger über ein Drehgelenk direkt mit dem Aufbau verbunden wird. Die Orientierung des Drehlagers gibt die Bahnkurve des mit einem rotatorischen Freiheitsgrad belassenen Radträgers beim Einfedern vor (**Bild 4-33**).

Weitere Gelenkklerarten sind Drehschublager, z. B. Stoßdämpfer, deren Kolbenstange relativ zum Dämpfergehäuse dreh- und verschiebbar sind (**Bild 4-31d**). Wenn das Dämpfergehäuse fest mit dem Radträger und die Kolbenstange über ein Kugel- bzw. Gummilager mit dem Aufbau verbunden sind, werden 2 rotatorische Freiheitsgrade eliminiert. Dieses als **Dämpferbein-Aufhängung** bezeichnete Konzept benötigt 3 weitere 2-Punkt-Lenker, oder einen 3-Punkt und einen 2-Punkt-Lenker, um auf den einen Freiheitsgrad zu kommen.

Wenn nun die Aufbau-Feder platzsparend um den Dämpfer angeordnet ist, spricht man von **Federbein-Aufhängung** mit zwei 2-Punkt-Lenkern (s. Bild 4-92) oder nur einem 3-Punkt-Lenker auf der unteren Ebene zuzüglich der Spurstangenlenker (s. Bild 4-87).

Es gibt darüber hinaus andere Lenker- und Gelenkkarten (z. B. Kugelflächengelenk). Diese ermöglichen weitere Aufhängungsvarianten [2], die jedoch keine praktische Anwendung haben und hier nicht weiter vertieft werden.

Die Systematik für die Einzelradaufhängung wird schließlich um zwei weitere Aspekte erweitert und damit abgeschlossen: Orientierung bzw. Schnittpunkt der Lenker und die Lage der Lenker.

Die Orientierung der Lenker kann quer, längs oder schräg zur Fahrtrichtung sein (**Bild 4-34**). Dementsprechend können sie dann die Kräfte in Quer-, Längs- oder in beiden Richtungen übertragen. Dieses ist wichtig, weil eine Radaufhängung prinzipiell in Querrichtung möglichst steif und in Längsrichtung möglichst weich sein muss.

Die Schnittpunkte der Lenker einer Aufhängung (in Längs- und Querrichtung) bestimmen die grundsätzliche Art der kinematischen Kette. Danach lassen sich die kinematischen Ketten als ebene, als sphärische oder als räumliche kinematische Kette klassifizieren (**Bild 4-34**) [2].

Eine ebene Anordnung ist gegeben, wenn die Drehachsen (Verbindungsline der Gummilager) parallel

zueinander laufen und dadurch auch die Momentanachse der Radträger parallel zu den Achsen verläuft. Das Rad bewegt sich um diese Achse in einer Ebene und führt eine ausschließlich *ebene Bewegung* aus. Die Momentanachse verschiebt sich immer parallel zu dieser Linie *m*.

Wenn die Drehachsen der unteren Lenker nicht parallel sind, sondern sich in einem Punkt schneiden, dann bleibt dieser Punkt beim Ein- und Ausfedern immer ortsfest. Alle Punkte des Radträgers üben eine *sphärische Bewegung* um diesen Zentralpunkt aus. Im Gegensatz zur ebenen Bewegung verschiebt sich hier die Momentanachse nicht parallel sondern pendelt um diesen Punkt.

Schneiden sich die Drehachsen nicht, dann führt der Radträger im Raum eine Bewegung aus, die durch überlagerte Momentandrehungen um beide Drehachsen bei gleichzeitiger Kugelbewegung um den fahrzeugseitigen Anlenkpunkt des Stablenkers gekennzeichnet ist. Diese Bewegung lässt sich auf eine Momentanschraubung um die Schraubachse *s* zurückführen. Der Radträger vollzieht eine *räumliche Bewegung*.

Die kinematischen Optimierungsfreiheiten sind bei einer ebenen Aufhängung gering, weil die Raderhebung durch Bestimmung der Momentanachse im Raum mit nur drei Parametern eindeutig festliegt. Bei der sphärischen Aufhängung hat man einen vierten frei wählbaren Parameter. Erst bei einer räumlichen Aufhängung kommt der fünfte Parameter hinzu.

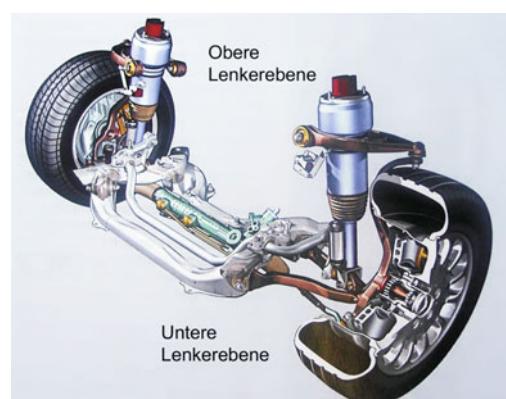


Bild 4-35: Obere und untere Lenkerebenen

Somit kann man bei der Auslegung der Kinematik fünf unabhängige Kenngrößen frei bestimmen: Rollzentrum, Stützwinkel, Schrägfederungswinkel, Vorspuränderung, Sturzänderung. Schließlich unterscheidet man als Klassifizierungsmerkmal noch zwischen den unteren und oberen Lenkerachsen (**Bild 4-35**).

4.3.2 Eigenschaften der Einzelradaufhängungen

Der Anteil der Einzelradaufhängung an den neuen Pkw-Modellen steigt ständig. Der Grund liegt in den folgenden wesentlichen Vorteilen der Einzelradaufhängung:

- ♦ geringe ungefederte Masse,
- ♦ keine gegenseitige Beeinflussung der Räder bei Wechselbelastungen,
- ♦ große kinematische und elastokinematische Auslegungsfreiheiten,
- ♦ besseres Lenkgefühl, Kurs- und Kurvenstabilität,
- ♦ gleiche Stoßdämpferwirkung sowohl beim parallelen als auch einseitigen bzw. gegenseitigen Federn
- ♦ einfache Isolierung der Fahrbahnschwingungen.

Sie haben jedoch auch Nachteile wie z. B.:

- ♦ geringe Verschränkung, niedrige Bodenfreiheit,
- ♦ Sturz-, Spur-, Spurweitenänderungen beim Federn,
- ♦ Belastungsausgleichswirkung der Räder in Kurvenfahrt nur über Stabilisator möglich,
- ♦ nicht so robust wie die Starrachsen.

4.3.3 Einzelradaufhängungen mit einem Lenker

Die einfachste Einzelradaufhängung entsteht, wenn der Radträger nur mittels einem einzigen Lenker mit dem Aufbau verbunden wird. Der Lenker muss fest mit dem Radträger vereint sein und zum Aufbau hin eine Drehlagerung aufweisen (**Bild 4-36**). Je nach der Ausrichtung der Lenkerdrehachse heißen sie dann a) Längslenker-, b) Schräglenger- oder c) Quer- bzw. Pendellenker-Einzelradaufhängung.

Da sowohl Längs- als auch Querkräfte von diesem Lenker aufgenommen werden müssen, muss er möglichst groß und steif gestaltet sein. Um die im Lenker entste-

henden Drehmomente mit möglichst kleinen Kräften in den Aufbau einzuleiten, sind zwei weit genug voneinander entfernte Gummilager mit gleicher Drehachse notwendig. In dieser Hinsicht ist die Schräglengerachse den Längs- oder Querlenkerachsen überlegen.

Einzelradaufhängungen mit einem Lenker kommen heute nur noch vereinzelt und nur an den Hinterachsen zum Einsatz.

Die Pendellenkeraufhängung mit nur einem Querlenker (**Bild 4-36c**) hat keine Bedeutung, weil ein einziger Querlenker die Längskräfte nicht voll übertragen kann.

4.3.3.1 Längslenker-Einzelradaufhängungen

Die Längslenkeraufhängungen (*Trailing Arm Suspension*) haben nur einen Längslenker, der Längs- und Querkräfte aufnimmt und den Radträger um die quer liegende Drehachse schwingen lässt.

Die Drehachse liegt genau quer unter dem Aufbau. Die Lenker sind in Längsrichtung mit dem Aufbau elastisch gelagert, um der Achse gute Längsfederungs- und damit gute Komforteigenschaften zu verleihen. An der Hinterachse ist es ein ziehender und (sehr selten) an der Vorderachse ein schiebender Lenker. Der englische Name *Trailing Arm* bezieht sich auf den ziehenden Lenker der Hinterachse.

Der Längslenker der Hinterachse wird beim Bremsen auf Zug und beim Beschleunigen auf Druck sowie beim Auftreten der Querkräfte auch auf Biegung bzw. Torsion belastet. Um die Änderungen an Spur, Sturz usw. gering zu halten, muss er sehr steif gestaltet werden und dadurch wird er schwer und teuer.

Ein wichtiger Vorteil der Längslenkeraufhängung ist der schmale Bau, der einen tiefen Kofferraum ermöglicht und viel Freiraum für Tank, Reserverad, Abgasanlage übrig lässt. Durch Variation des Lagerpunktes des Längslenker (Abstand und Höhe) wird die Kinematik optimiert. Dieser Punkt ist der Nickpol der Achse. Mit der Lenkerlänge und der Anordnung der Feder auf dem Lenker lässt sich die Progressivität der Federung beeinflussen.

Nachteile sind der auf Fahrbahnhöhe liegende Momentanpol der Achse und die größeren Sturzwinkel der Räder während der Kurvenfahrt. Bei der Ein- und Ausfederung beanspruchen die sich ändernden Hochkräfte die Längslenker unterschiedlich stark auf Torsion und entsprechend ändern sich die Sturzwinkel.

Aufgrund der Elastizitäten in der Lagerung geht das kurvenäußere Rad in Nachspur und das Fahrzeug tendiert zum Übersteuern, was unerwünscht ist.

Der Längslenker kann starr am Radträger befestigt werden oder aber über ein Scharniergelenk drehbar gelagert sein. Bei der festen Verbindung muss er Seitenbewegungen des Rades ohne Dauerbruch aushalten können, deshalb wird er meistens gehärtet.

Es ist auch häufig der Fall, dass die beiden Längslenker mit einem Torsionsstab miteinander verbunden werden, um eine Stabilisatorwirkung zu erzielen. Ein Beispiel für eine Längslenker-Anordnung ist die Hin-

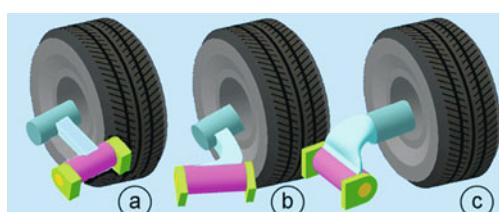


Bild 4-36: Einzelradaufhängung mit einem Lenker



Bild 4-37: Längslenkeraufhängung (*Trailing Arm Suspension*) (HA: MB A-Klasse, Bj. 1997)

terachse der alten Mercedes A-Klasse (**Bild 4-37**), die bei der Neuauflage in 2005 durch eine Deichselachse (s. Bild 4-17) ersetzt wurde.

Die Vorteile der Längslenkeraufhängung sind:

- ◆ einfacher Aufbau, nur zwei Lenker,
- ◆ geringer Raumbedarf, viel Platz für Kofferraum,
- ◆ voneinander unabhängige Radmassen.

Die Nachteile dagegen sind (**Bild 4-38**):

- ◆ geringe Quersteifigkeit,
- ◆ ohne Sondermaßnahmen übersteuernd bei Seitenkraft,
- ◆ geringe Rollsteifigkeit ohne Stabilisator,
- ◆ eingeschränkte Schwingungsisolation zum Aufbau,
- ◆ geringe Längselastizität.

4.3.3.2 Schräglenger-Einzelradaufhängungen

Die Längs- und Querkräfte können durch einen einzigen Lenker am besten aufgefangen werden, wenn der Lenker schräg angeordnet ist (*Semi Trailing Arm*

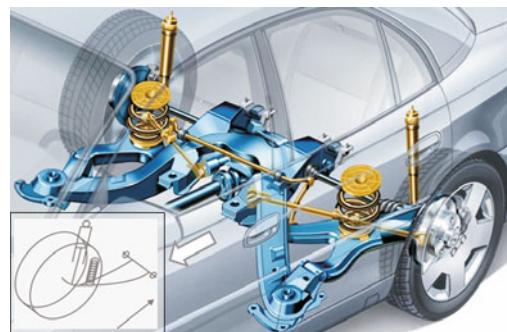


Bild 4-39: Schräglenger-Einzelradaufhängung (HA: Opel Omega, Bj. 1996)

Suspension) und aufbauseitig zwei Lagerstellen mit großem Abstand aufweist. Damit wird ein guter Kompromiss zwischen Längslenker- und Pendellenkeraufhängungen erreicht, der die technischen Vorteile der beiden Konzepte besitzt, ohne große Nachteile zu haben. **Bild 4-39** zeigt die Opel Omega Hinterachse. Diese Ausführung findet ausschließlich bei Hinterachsen – vor allem bei angetriebenen – mit großen Achslasten Anwendung (**Bild 4-40**).

Die Drehachse des fest am Radträger befestigten Schräglenkens (Verbindungsline der beiden Lagerungen zum Aufbau) liegt in der Draufsicht in der horizontalen Ebene in einem großen Winkel (Pfeilungswinkel α) von $10\text{--}25^\circ$ und in der Quersicht in einem deutlich kleinerem Winkel (Dachwinkel β) von weniger als 5° zur Fahrzeugquerachse (**Bild 4-41**).

Durch Anpassung von Pfeilungswinkel α und Dachwinkel β lassen sich die gewünschten kinematischen Eigenschaften einstellen [7].

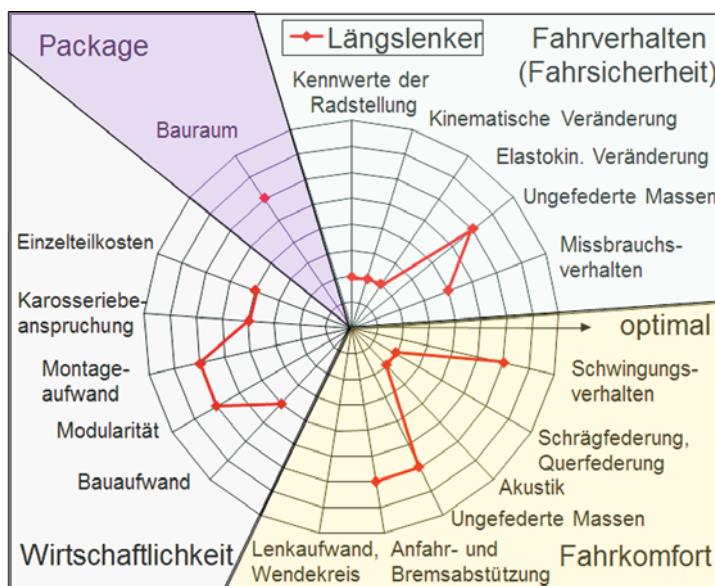


Bild 4-38:
Eigenschaftsprofil der
Längslenkeraufhängungen [3]

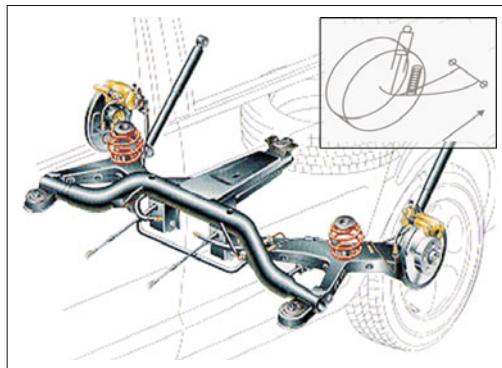


Bild 4-40: Schräglenkeraufhängung (HA: VW Sharan, Bj. 1996)

Ein Vergrößern des Pfeilungswinkels bewirkt ein Ansteigen des Wankzentrums, das jedoch durch den Dachwinkel wieder abgesenkt werden kann. Eine kürzere Lenkerlänge lässt nur einen eingeschränkten Federweg zu, erlaubt dafür aber ein höheres Wankzentrum. Ein langer Lenker ergibt ein tiefer liegendes Wankzentrum und eine geringere Spurweitenänderung. Eine Verkleinerung des Pfeilungswinkels oder Vergrößerung des Dachwinkels bewirken eine günstigere Bremsnickabstützung. Je größer der Pfeilungswinkel wird, umso kleiner wird die Sturzänderung. Durch den Pfeilungswinkel gehen die Räder beim Ein- und Ausfedern geringfügig in Vorspur. Der Dachwinkel wird negativ ausgelegt, um ein Wankuntersteuern durch eine Zunahme der Vorspur am kurvenäußeren Rad zu erreichen.

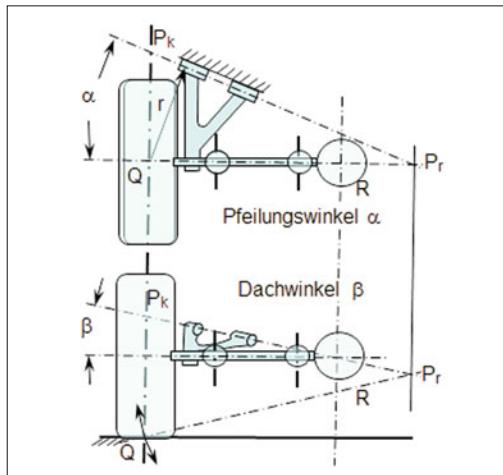


Bild 4-41: Kinematik der Schräglenkeraufhängung

Die Vorteile der Schräglenkeraufhängung sind:

- ◆ guter Kompromiss aus Längslenker- und Pendelachsen, einfache Konstruktion,
- ◆ Auslegungspotenzial durch Optimierung des Pfeilungswinkels und Dachwinkels,
- ◆ Optimierungspotenzial durch Variation der Steifigkeiten der vier Gummilager,
- ◆ Flache Bauweise, großer Freiraum zwischen den Rädern.

Die Nachteile dagegen sind (**Bild 4-42**):

- ◆ Seitenkräfte zwingen das kurvenäußere Rad in Nachspur,
- ◆ Sturzänderungen bei der Einfederung,

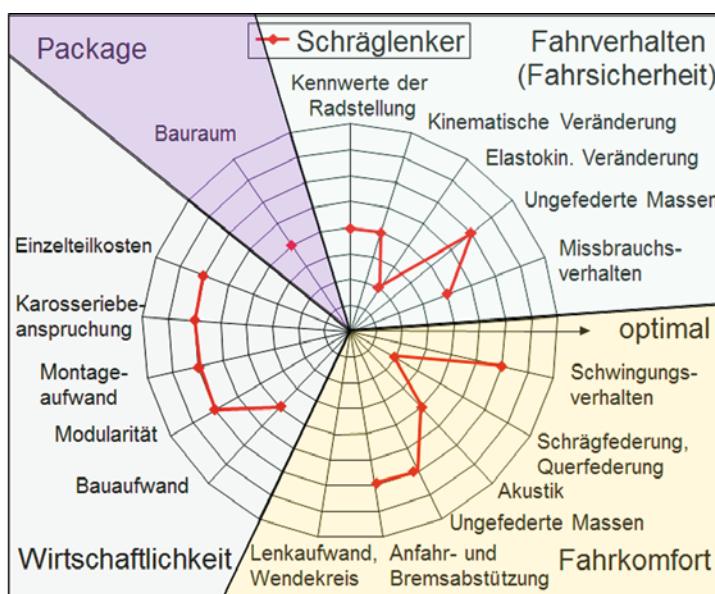


Bild 4-42:
Eigenschaftsprofil der
Schräglenkeraufhängung [3]

- ♦ unabhängige Auslegung der Sturz- und Vorspurkinematik nicht möglich,
- ♦ steife Lenker und Anlenkpunkte notwendig,
- ♦ großer Abstand der Lenkerlager notwendig,
- ♦ guter Komfort nur mit einem gummigelagerten Achsträger erreichbar.

4.3.3.3 Schraublenker-Einzelradaufhängungen

Der Schräglenger ist eine ebene Aufhängung und in der kinematischen Auslegungsfreiheit noch eingeschränkt. Wird er nun entlang der Drehachse vom Radhub abhängig verschiebbar gestaltet, indem ein kurzer Hilfslenker unter dem äußeren Arm angebracht wird (**Bild 4-43**, s. auch Bild 3-345), entsteht ein räumlicher Mechanismus. Durch die Festlegung der Länge und des Winkels des Hilfslenkers können weitere Parameter beeinflusst werden (5er BMW, Bj. 1981).

Diese Aufhängung mit einem Pfeilungswinkel von 20° und Dachwinkel von 13° hat einen günstig liegenden Nickpol und geringe Sturz- und Spurweitenänderungen.

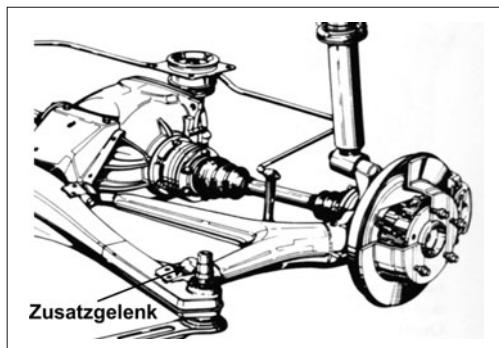


Bild 4-43: Schraublenkerachse (HA: 5er BMW, Bj. 81)

4.3.4 Einzelradaufhängungen mit zwei Lenkern

Im Vergleich zu Achsen mit einem Lenker ist es günstiger, die Längs- und Querkräfte mit zwei Lenkern, die winkelig zueinander angeordnet sind, aufzunehmen. Bestes Beispiel dafür sind die Pendelachsen, die dann durch einen Längslenker abgestützt werden.

4.3.4.1 Quer-Längs-Pendelachsen

Pendelachsen (*Swing Axle*) können auch als in der Mitte durchgesägte Starrachsen beschrieben werden [2]. Die beiden Querlenker sind fast in der Achsmitte pendelnd (am Hinterachsgetriebe) gelagert und führen die Seitenwellen mit dem Vorteil, dass diese nicht verschiebbar gestaltet werden müssen und daher mit Kardangelenken ausgestattet werden können (**Bild 4-44**). Zwei Längslenker übernehmen die Längsführung der Achse (MB 220, Bj. 1959, VW Käfer bis 1974, Rover 2000, Bj. 1963).

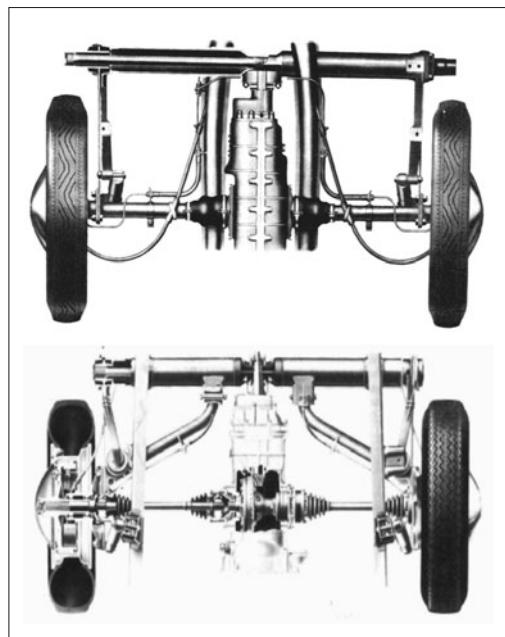


Bild 4-44: Pendelachse des VW Käfer (oben), Bj. 1948, und Schräglengerachse des VW Transporter (unten), Bj. 1979, beide mit Drehstabfederung

Obwohl es sich um ein einfaches und kostengünstiges Konzept für angetriebene Hinterachsen handelt, setzt man Pendelachsen heute nicht mehr ein. Die sehr starken Sturzänderungen beim Ein- und Ausfedern lassen ein heute akzeptables Kurvenverhalten nicht zu und führen durch große Spurweitenänderungen zu erhöhtem Reifenverschleiß.

Die in der Kurve entstehende Seitenführungs Kraft am kurvenäußeren Rad versucht den Aufbau anzuheben und reduziert durch großen positiven Sturz die maximal übertragbare Seitenkraft am Reifenlatsch [4]. Durch Ausheben des Hinterwagens kann das kurvenäußere Rad einklappen (*Jacking Force*).

Das untere Photo im **Bild 4-44** verdeutlicht den Übergang von Pendel- zur Schräglengeraufhängung.

4.3.4.2 Trapezlenker mit einem Querlenker

Eine Radaufhängung mit einem Trapezlenker und einem in der oberen Ebene angebrachten Querlenker bildet die Hinterachse des Audi 100 Quattro (**Bild 4-45**). Der 2-Punkt-Querlenker kontrolliert den Sturzwinkel. Der sehr breit gelagerte Trapezlenker nimmt sowohl das beim Bremsen bzw. beim Anfahren entstehende Drehmoment als auch alle Längskräfte auf. Die Spuränderungen werden durch die sehr langen Lagerabstände am Radträger (295 mm) und Aufbau (750 mm) minimiert. Diese Anordnung bietet eine sehr flache, raumsparende Raumbelegung, die für die Hinterachsen sehr wichtig ist.

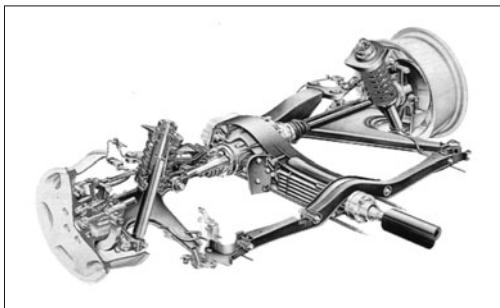


Bild 4-45: Trapezlenkeraufhängung (HA: Audi 100 Quattro, Bj. 1984)

4.3.4.3 Trapezlenker mit einem flexiblen Querlenker (Porsche Weissachachse)

Eine Radaufhängung mit einem Trapezlenker und einem Querlenker, dessen Drehachsen sich am Aufbau an einem Punkt schneiden, gehört zur sphärischen Aufhängung (**Bild 4-46**).

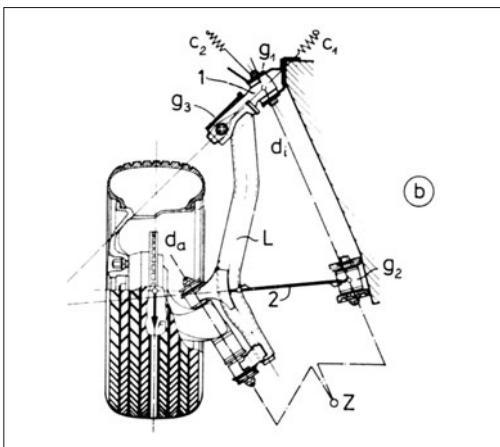


Bild 4-46: Trapezlenkeraufhängung (Porsche Weissach-HA: Porsche 928, Bj. 1977)

Der 2-Punkt-Querlenker kontrolliert den Sturzinkel. Die Elastokinematik wird durch einen als Viergegenlenkgetriebe gestalteten Trapezlenker bestreitet. Sein vorderes, der Längsfederung dienendes Lager, ist eine Steuerschwinge, die durch ein Gummilager am Fahrgerüst und ein Lager mit harten Federratten am Trapezlenker befestigt ist, und dafür sorgt, dass das Rad beim Bremsen oder Lastwechsel in Vorspur geht.

4.3.5 Einzelradaufhängungen mit drei Lenkern

Je mehr Lenker eine Aufhängung besitzt, desto mehr kinematisches Auslegungspotenzial bietet sie an. Wenn jedoch mehrere Lenker den Radträger führen, können sie nicht mehr starr sondern nur über Dreh- oder Kugelgelenke mit ihm verbunden werden. Sonst wird die Kinematik überbestimmt. Auch die Drehachse des Einzellenkers am Aufbau muss drei Drehfreiheiten erhalten (meist durch Gummilager). Der Radträger bildet das Koppelglied und Aufbau bzw. Achsträger können als das Festglied betrachtet werden.

4.3.5.1 Längslenker mit zwei Querlenkern

Die Nachteile der Längslenker in Bezug auf die Quersteifigkeit und Elastokinematik können vermieden werden, wenn zwei zusätzliche Querlenker hinzugefügt werden (Dreilenkeraufhängung). Um die dadurch entstehende Überbestimmung der kinematischen Kette zu verhindern, werden die Lenker mit entsprechenden Gummilagersteifigkeiten versehen [5].

Die beiden oben und unten angeordneten Querlenker übernehmen die Querkräfte und gleichzeitig ermöglichen sie die freie Auslegung der Sturzänderung. Die wegen des Querlenkereinsatzes sehr weich auslegbaren Gummilager der Längslenker ermöglichen gute Längselastizität und Schwingungsisolation und verbessern den Fahrkomfort. Das Federbein als Feder/Dämpfer wird direkt am Radträger angelenkt (**Bild 4-47**).

Die Nachteile dieser Anordnung sind die erhöhten Kosten, eingeschränkter Bauraum zwischen den Rädern wegen den Querlenker und die notwendigen vier

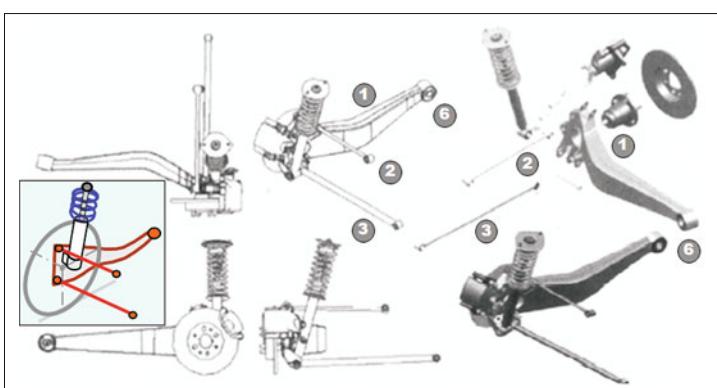


Bild 4-47:
Längslenkeraufhängung (1) mit großvolumigem und weichem Gummilager (6) geführt durch zwei zusätzlichen Querlenker (2, 3)

(3 Lenker und Federbein) Anbindungspunkte zum Aufbau (Achsträger ist notwendig).

4.3.5.2 Längslenker mit zwei Schräglenkern (Zentrallenker-Einzelradaufhängung)

Eine spezielle Form der Längslenker mit zwei Querlenkern ist die „Zentrallenkerachse“ (Bild 4-48). Die zwei Querlenker, die die Querkräfte aufnehmen, haben Drehachsen, die durch den Anlenkpunkt des Zentrallenkers am Aufbau laufen.

Es ergibt sich eine sphärische Einzelradaufhängung (3er BMW, Bj. 1990). Das Verhältnis der Lenkerlängen zum Querpolabstand bestimmt die Relativbewegung zwischen der Radachse und der Momentanachse, welche für das Eigenlenkverhalten maßgebend ist. Die Elastokinematik, d. h., die Auslegung des elastischen Verhaltens unter Seiten- und Längskräften, wird über die räumliche Anstellung der Hauptachsen und

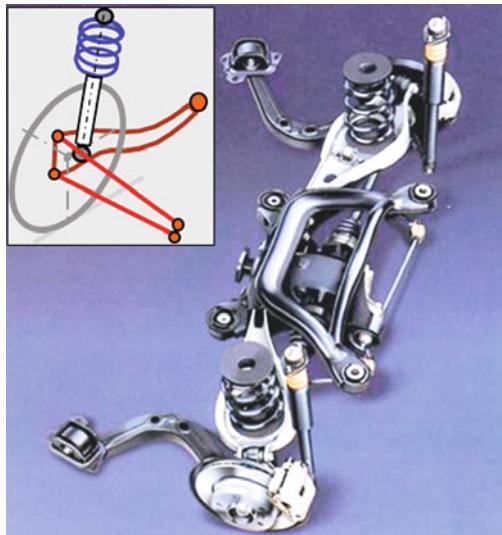


Bild 4-48: Zentrallenkeraufhängung (HA: 3er BMW, Bj. 1990 und Bj. 1998)

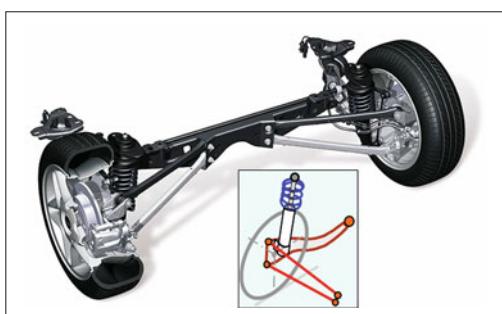


Bild 4-49: Zentrallenkeraufhängung (HA: Mini, Bj. 2000)

der Hauptfedorren des großvolumigen Gummilagers im Längslenker unter Berücksichtigung der Grundrissfeilung bestimmt [2]. Die Bauart einer Zentrallenker-Hinterachse mit zwei 2-Punkt-Querlenkern und einem Längslenker wurde auch für die BMW Mini Hinterachse und von Fiat für die neue Doblo-Baureihe übernommen (Bild 3-49).

4.3.5.3 Doppelquerlenker- Einzelradaufhängungen

Wenn die Achse nur mit quer liegenden Lenkern aufgehängt wird, muss ein Lenker oberhalb und der andere unterhalb der Radmitte angeordnet sein, um alle Kräfte und Momente abstützen zu können (Bild 4-50). Zusätzlich wird ein Spurlenker benötigt, um die Spur des Rades zu definieren.

Diese Aufhängungsart heißt Doppelquerlenker-Aufhängung (*Double Wishbone Suspension*) und wird häufig bei den Oberklassen Limousinen, SUVs und Sportfahrzeugen verwendet.

Durch die doppelte Anbindung der 3-Punkt-Lenker am Aufbau, können die Querlenker neben den Querkräften auch die Längskräfte aufnehmen. Die Lenker haben radträgerseitig Kugelgelenke und aufbauseitig Gummilager, die relativ steif sind, um diese Kräfte aufnehmen zu können. Der Fahrkomfort wird häufig durch einen zwischen Lenker und Aufbau angeordneten Achsträger verbessert, indem dieser mit großvolumigen und weichen Gummilagern am Aufbau befestigt wird. Zudem verringern sich die Aufbaubelastungen und die Toleranzen zwischen den Lagerstellen können gering gehalten werden.

Die Doppelquerlenker-Kinematik lässt sich durch Änderung der acht frei wählbaren Anbindungspunkte (Hardpoints) beider Querlenker und des Spurlenkers großzüglich optimieren. Die Verbindung der Mittelpunkte der beiden Kugelgelenke am Radträger bildet die Lenkachse. Der Schnittpunkt der Verbindung Kugelgelenk-Gummilager beider Arme auf der Querebene bildet den Querpol (Wankpol). Der Schnittpunkt (wenn diese sich nicht schneiden, der Punkt des kürzesten Abstands) der Gummilagerdrehachsen beider Arme in der Längsebene bestimmt den Längspol (Nickpol). Die Lage der Lenkachse, des Wank- und Nickpols lassen sich in einem großen Bereich variieren (Bild 4-51).

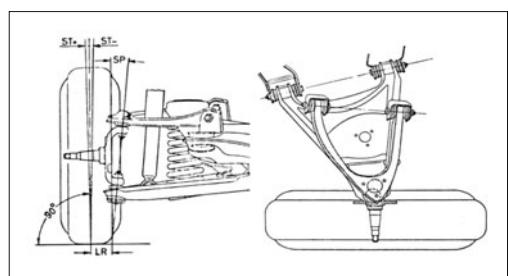


Bild 4-50: Doppelquerlenker-(DQL)-Radaufhängung

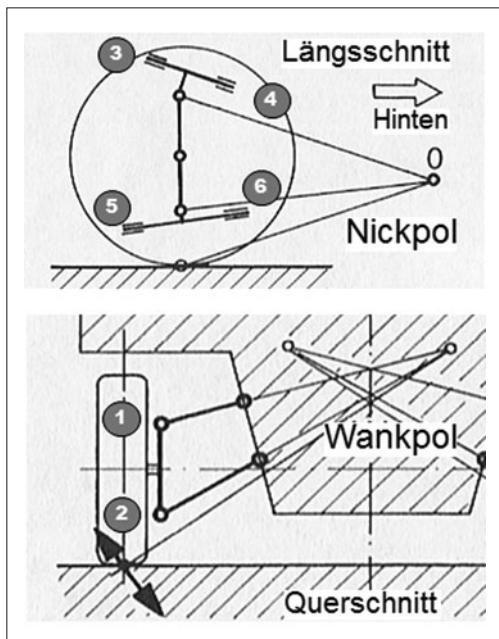


Bild 4-51: Kinematikpunkte der Doppelquerlenker-Radaufhängung mit Wank- und Nickpol

Zweckmäßig ist es, wenn die oberen Lenker kürzer sind (daher stammt auch die amerikanische Bezeichnung SLA, *Short Long Axle*). In diesem Fall sind die Änderungen an Spur und Spurweite geringer. Der kurze obere Lenker zieht außerdem in der Kurve das einfedernde kurvenäußere Rad zu negativem Sturz und vergrößert damit die Reifenlatschfläche und erhöht die Querkraftabstützung. Außerdem ist es räumlich günstiger, wenn die oberen Lenker nicht zu sehr in den Motor- oder Kofferraum eindringen.

Die Lage des Wankzentrums wird durch die Stellung der Querlenker bestimmt und liegt meistens unter der Achsmittellinie, um die Änderungen der Spurbreite klein zu halten. Der untere Lenker liegt fast horizontal, der obere, kürzere Lenker wird etwas schräg nach unten gestellt. Bei Wankbewegungen überträgt sich damit nur ein geringer Anteil des Wankwinkels auf den Sturzwinkel des kurvenäußeren Rades gegenüber der Fahrbahn. Damit bleibt die Querführung der Achse weitgehend unbeeinflusst von Wankbewegungen des Aufbaus. Die Lenkachsenquerneigung ändert sich auf die gleiche Weise wie der Sturz, wodurch das Rückstellmoment des stärker belasteten kurvenäußeren Rades größer wird [11].

Die Drehachsen der Gummilager beider Arme werden schräg angeordnet, um die Brems- und Anfahrnickkräfte abzustützen. Der Nickpol befindet sich im Schnittpunkt der Verlängerung der Lagerachsen und ist durch deren Winkellage beeinflusst.

Werden die Drehachsen des oberen Lenkers nach hinten und die des unteren Lenkers nach vorne gekippt,

liegt der Nickpol dicht hinter der Achse. Während des Einfederns vergrößert sich dadurch die Lenkachsenlängsneigung und es entsteht ein größerer Nachlauf, der den Geradeauslauf verbessert und in den Kurven größere Rückstellkräfte in der Lenkung aufbaut.

Die Feder- und Dämpferkräfte werden meist direkt auf die Lenker übertragen und verursachen große Biegemomente, die Gewicht und Kosten des Lenkers deutlich erhöhen. Der Abstützpunkt sollte möglichst nahe am Radträger gewählt werden, um die Biegung und Feder-Dämpferkräfte klein und die Übersetzung groß zu halten.

Die Aufbaufedern können sich auf die unteren Lenker oder sehr selten auf die oberen Lenker abstützen. Es ist auch möglich, statt einer Schraubenfeder eine Drehstabfeder einzusetzen (Mercedes M-Klasse W163 (1997), s. Bild 3-180), die jedoch die Kosten erhöht und nur in Ausnahmefällen in Frage kommt. Eine weitere Möglichkeit ist die Anwendung von einer Querblattfeder (dann aber zeitgemäß aus Compositwerkstoffen), die gleichzeitig die Funktion des Stabilisators übernimmt.

Bild 4-52 zeigt das Eigenschaftsprofil der Doppelquerlenkeraufhängung.

Die Vorteile der Doppelquerlenker sind:

- ◆ großes kinematisches Auslegungspotenzial; günstige Auslegung von Spur und Sturz, Wank- und Nickpolen,
- ◆ großes elastokinematisches Optimierungspotential,
- ◆ hohe Quersteifigkeit..

Die Nachteile dagegen sind:

- ◆ höhere Herstellungskosten, größerer Bauaufwand,
- ◆ großer Raumbedarf,
- ◆ hohe Längssteifigkeit (geringer Abrollkomfort),
- ◆ erhöhte Nebenfederraten durch die Querlager,
- ◆ resultierende hohe Kräfte an den Lagerpunkten machen einen Achsträger unverzichtbar.

Die Doppelquerlenkeraufhängungen lassen sich in zwei Varianten auslegen (**Bild 4-53**):

- ◆ **Kurze Lenkachse (Short Spindle)** : Beide Kugelgelenke sind in der Felge und nahe an der Radmitte angeordnet. Der Abstand zwischen den Kugelgelenken ist kurz.
- ◆ **Lange Lenkachse (Long Spindle)** : Das obere Kugelgelenk befindet sich oberhalb des Reifens. Der Abstand zwischen den Kugelgelenken ist lang.

Die zweite Ausführung ist zwar aufwändiger, bietet aber zusätzliche Möglichkeiten, die Kinematik weiter zu verbessern. Damit kann die Lenkachse ohne Kollisionsgefahr mit der Felge fast frei gewählt werden (geringe Störkrafthebelarme, Rollwinkel usw.). Außerdem werden durch deutlich erweiterte Wirkabstände zwischen den beiden äußeren Gelenken die Kräfte an den oberen 3-Punkt-Lenkern geringer.

Zugleich können die oberen Querlenker weiter außen angeordnet werden, um mehr Platz für das Antriebs-

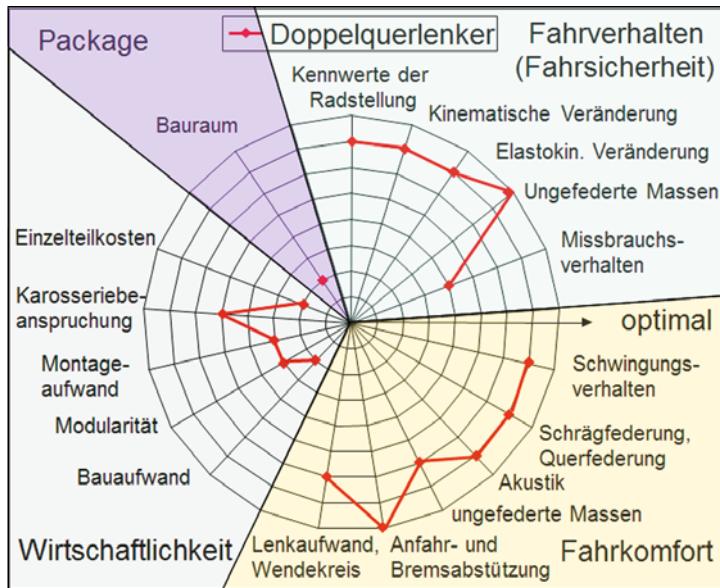


Bild 4-52:
Eigenschaftsprofil der Doppelquerlenkeraufhängung [3]

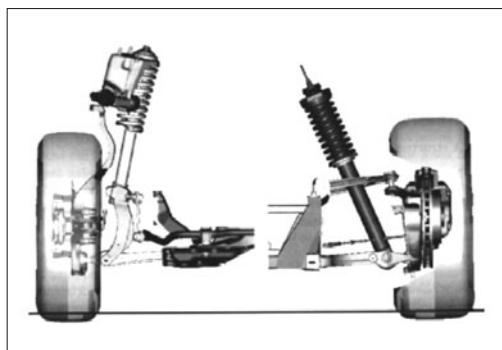


Bild 4-53: Ausführungsvarianten der Doppelquerlenker (links lange Lenkachse, rechts kurze Lenkachse)

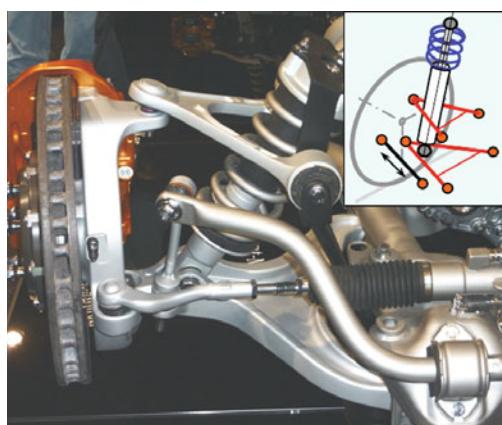


Bild 4-54: Doppelquerlenker mit kurzer Lenkachse, (VA: Mercedes SLS, Bj. 2002)

aggregat freizumachen. Der große Wirkabstand erhöht auch die Genauigkeit der Radführung.
Die Nachteile sind jedoch mehr Gewicht, höhere Kosten des Radträgers und die Lagerung der oberen Lenker in der Karosserie statt auf dem Achsträger.
Die kurze Ausführung wird sehr häufig für die Hinterachsen bevorzugt, weil hier die Positionierung der Lenkachse zweitrangig ist.
An der Vorderachse ist diese Ausführung eher für die Pkws mit Front-Längsmotoren (Platzbedarf) sowie

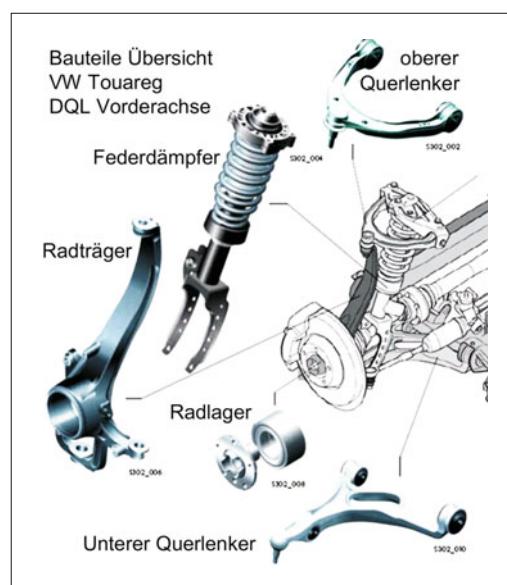


Bild 4-55: Doppelquerlenkeraufhängung mit langer Lenkachse, *Long Spindle* (VA: VW Touareg, Bj. 2002)

**Bild 4-56:**

Achsen des VW Touareg
vorne: DQL mit langer Lenkachse, hinten: Fünflenkeraufhängung

für Sportautos (flache Fronthaube) geeignet (**Bild 4-54**) [12].

Die lange Ausführung findet man nur an der Vorderachse (**Bild 4-55**) und aus Platzgründen insbesondere bei den Autos mit Front-Quer-Motoren.

Bild 4-56 zeigt die Achsen des VW Touareg: Vorne Doppelquerlenker mit langer Lenkachse, hinten eine Mehrlenkeraufhängung. Diese Aufhängungskombination ist besonders geeignet für schwere Premiumfahrzeuge mit Allradantrieb.

4.3.6 Vierlenker – Einzelradaufhängungen der Hinterachse (Mehrlenker)

Die Aufhängung des Rades mit vier Lenkern ist möglich, wenn keine von diesen Lenkern fest (unmittelbar) am Radträger befestigt sind, d. h., jeder Lenker muss bewegliche Gelenkpunkte haben. Zweckmäßig ist es, wenn einer der Lenker längs angeordnet wird. Die Längskräfte werden durch einen Längs- oder Schräglenger elastisch abgefangen (Längsnachgiebigkeit). Da die Längslenker der Hinterachse sehr geringe Querkräfte und Querwinkeländerungen haben, reicht es aus, wenn der Längslenker als Blechlenker zwar fest am Radträger befestigt ist, selbst jedoch eine gewisse Elastizität besitzt oder mit weichem Gummilager am Aufbau gelagert wird. Drei Querlenker dagegen fangen die Seitenkräfte ab und sorgen für die Quersteifigkeit. Die einfachste Art, zu einem Vierlenker zu kommen, ist die Auflösung des oberen oder unteren 3-Punkt-Lenkers einer Doppelquerlenkerachse durch zwei Stablenker.

Für die Mehrlenkerachsen ist es wegen zahlreicher unterschiedlicher Ausführungen schwierig, ein eindeutiges Eigenschaftsprofil zu geben. Dennoch wird versucht, mit **Bild 4-57** ein allgemeines Profil zu erhalten [3].

Die Vorteile der Mehrlenkeraufhängungen sind:

- ♦ großer Gestaltungsspielraum für die Auslegung der Raderhebungskurven und der Elastokinematik,

- ♦ Erhöhung der Vorspur beim Bremsen und Kurvenfahrt wirkt stabilisierend (untersteuernd),

- ♦ gute Längselastizität (Fahrkomfort).

Die Nachteile dagegen sind:

- ♦ viele Lenker, daher hohe Kosten,
- ♦ viele Kinematikpunkte, die genau hergestellt und justiert werden müssen (Toleranzen).

Da die Hinterräder nicht gelenkt werden, erfordert dies keine Kugelgelenke an den Befestigungen zum Radträger. Die 3-Punkt-Lenker sind daher im Falle der Hinterräder oft aufgelöst oder über eine gemeinsame Achse am Radträger befestigt. Hierdurch wird es ermöglicht, die Spur und den Sturz während des Radhubes durch unterschiedliche Lenker und somit mit mehr Freiheiten auszulegen und einzustellen. Dies nennt man Mehrpunktlenkung [13] und diese Art der Radaufhängung Mehrlenkeraufhängung (*Multi-link Suspension*). Diese Aufhängungsart entsteht durch Auflösung der 3-Punkt-Lenker. Oft positioniert man einen der aufgelösten Lenker in der Längsrichtung und mit weicher Gummilagerung, um die Längskräfte elastisch aufzunehmen (verbesserten Abrollkomfort), und die anderen in der Querrichtung. In diesem Fall spricht man von Längs – Quer Mehrlenkeraufhängung.

Eine weitere Charakteristik der Mehrlenkeraufhängung ist, dass die radführenden Lenker nicht auf Biegung beansprucht werden [4] daher steif sind.

Durch die unterschiedlichen Lagersteifigkeiten der oberen und unteren Lenker kann man die Radlängsnachgiebigkeit (Längskräfte am Reifenlatsch) bestimmen; sind die unteren Lenker elastischer aufgehängt, dann liegt der Momentanpol oben und das Rad dreht sich unter der Längskraft gegen dem Uhrzeigersinn. Die Lenkernachgiebigkeit ist jedoch begrenzt um exzessive Sturz- und Spurelastizitäten zu verhindern.

Bei den Mehrlenkeraufhängungen mit einem 3-Punkt-Lenker und drei 2-Punkt-Lenker kann der Dreieckslenker oben oder unten positioniert sein.

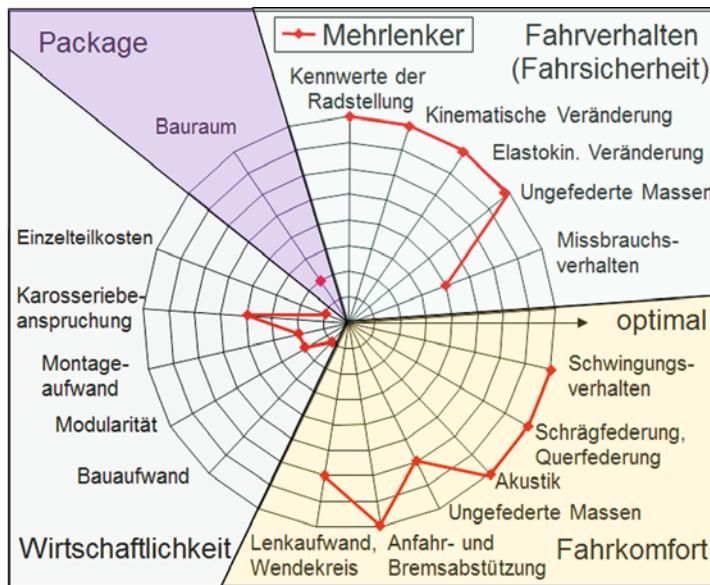


Bild 4-57:
Allgemeines Eigenschaftsprofil
der Mehrlenkeraufhängungen
[3]

In Serien-Pkws trifft man beide Ausführungen (3-Punkt-Lenker oben: Volvo, Cadillac CTS, Holden Caprice, Nissan 350Z, Honda Accura; 3-Punkt-Lenker unten: Audi Q7, Porsche Cayenne, Panamera, Mercedes M-Klasse).

Die folgenden Zusammenhänge sind bei der Auslegung von Mehrlenkeraufhängungen zu berücksichtigen (**Bild 4-58**) [14]:

- ♦ Möglichst kleiner Versatz zwischen Trag(Feder)-lenker und Radmitte, um eine Verspannung der Achse zu vermeiden,
- ♦ vorn liegender Spurlenker erzeugt kleinere Vorspur als hinten liegender Spurlenker,
- ♦ Verlauf der Vorspurkurve wird durch die innere Spurlenkeranbindungshöhe eingestellt,
- ♦ Spuränderung beim Bremsen wird durch die Steifigkeiten der Spurlenker-Gummilager und die Vorspurkurve bestimmt,
- ♦ der 3-Punktquerlenker ist L-förmig zu gestalten; ein Schenkel quer und der andere möglichst schräg,
- ♦ hoher Anfahrnickausgleich wird erreicht durch höhere Positionierung der Innenlenkeranbindung vorn unten.

4.3.6.1 Mehrlenkerachsen durch Auflösung des unteren 3-Punkt-Lenkers

Kinematisch gesehen lässt sich jeder 3-Punkt-Lenker durch zwei 2-Punkt-Lenker ersetzen. Damit entstehen Aufhängungen mit vier oder fünf Lenkern. Da die steigende Anzahl der festzulegenden Parameter eine bessere Auslegung der Aufhängung ermöglicht (jede Auflösung bringt einen zusätzlichen Hardpoint oder drei neue Koordinaten, die frei festgelegt werden können) lassen sich die Kennwerte besser an die Anforderungen anpassen, d. h., Fahrsicherheit- bzw. Fahrkomfort verbessern. Die Kosten jedoch erhöhen sich, weil man nun vier statt drei Gelenke benötigt.

Ein Schräg- und drei Querlenker

Ein Nachteil bei den Mehrlenkerachsen mit Längslenker ist die Anbindung des Längslenkers direkt an der Karosserie, wodurch Geräuschprobleme entstehen können und eine volle Vormontage aller Lenker an den Achsträger nicht möglich ist. Deshalb positionieren einige Hersteller den Längslenker schräg statt längs und lagern direkt auf dem Achsträger. Volvo und GM Cadillac ziehen diese Anordnung bei allen ihren Hin-

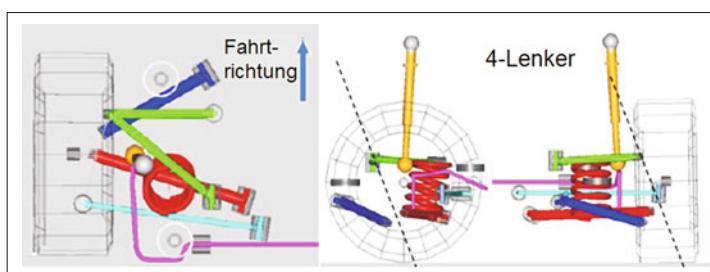


Bild 4-58:
Kinematik der Mehrlenkeraufhängungen
[14]

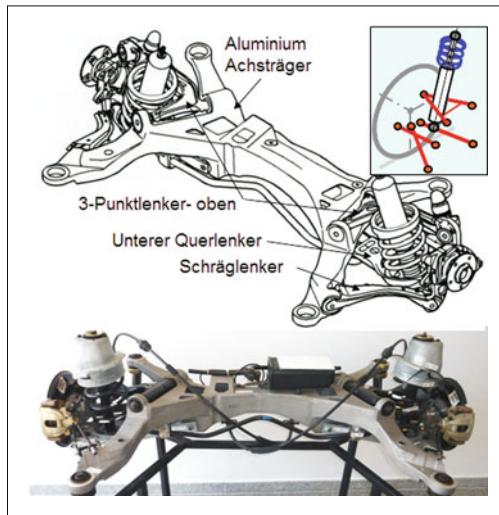


Bild 4-59: Mehrlenkeraufhängung mit einem 3-Punkt-Lenker oben und drei 2-Punkt-Lenkern unten (HA: Volvo S80, Bj. 1998)

terachsen vor, die einen großen Achsträger aus Aluminium besitzen. An dem Achsträger wird gleichzeitig das Hinterachsgetriebe befestigt. Oberer Querlenker ist weiterhin ein 3-Punkt-Lenker und die drei restlichen sind 2-Punkt-Lenker. Der Federdämpfer stützt sich auf den unteren Querlenker.

Der vordere obere Lenker ist schräg angeordnet und weich gelagert, um die notwendige Längselastizität zu ermöglichen (**Bild 4-59**). **Bild 4-60** zeigt eine ähnlich aufwändige Hinterachse des Holden VE-Car, Baujahr 2008, bei der alle Lenker am Hilfsrahmen gelagert sind. Hier sind Hilfsrahmen und alle Lenker als Stahlblechpressteile ausgeführt.

4.3.6.2 Mehrlenkerhinterachsen durch Auflösung der oberen 3-Punkt-Lenker

Kinematisch gesehen ist es gleichwertig, statt des oberen den unteren Dreieckslenker aufzulösen. Beispiele zu dieser, von den deutschen Herstellern bevorzugten Ausführung, zeigt das **Bild 4-61** mit der Hinterachse des Porsche Panamera.

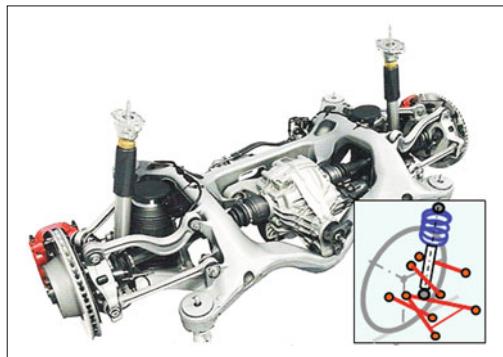


Bild 4-61: Mehrlenkeraufhängung mit einem 3-Punkt-Lenker unten und drei 2-Punkt-Lenkern oben (HA: Porsche Panamera, Bj. 2009)

4.3.6.3 Trapezlenkeraufhängung (Integralenker)

Wenn in der unteren Lenkerebene ein Trapezlenker angeordnet wird, verbleiben noch zwei Freiheitsgrade, die durch zwei 2-Punkt-Querlenker, einen oberen Sturzlenker und einen mittigen Spurlenker abgedeckt werden können. Die Bremsmomentabstützung kann durch einen kurzen Zusatzlenker (Zwischenkoppel) zwischen dem Trapezlenker und dem Spurlenker erfolgen, wie dies an der Integralachse des 7er BMW in **Bild 4-62** zu sehen ist [15].

Da jetzt dieser Zusatzlenker eine drehsteife Kette zwischen den Querlenkern bildet, kann das Gummilager des Trapezlenkers am Achsträger bzw. Aufbau zum Zwecke der Längsfederung sehr weich gestaltet werden.

Bild 4-63 zeigt eine ähnliche Trapezlenker-Hinterachse (Audi A4, Bj. 2007).

Trapezlenkeraufhängungen kennzeichnen sich durch sehr kleines Radträgerkippen beim Bremsen und Beschleunigen. Durch den elastokinetischen Drehpol außen und hinter Radmitte ergibt sich ein günstiges Vorspurverhalten beim Bremsen und bei Kurvenfahrt (**Bild 4-64**, **Bild 4-65**). Die Einstellmöglichkeiten sind [16]:

- ♦ Brems- und Anfahrnickausgleich lassen sich unabhängig voneinander auslegen,

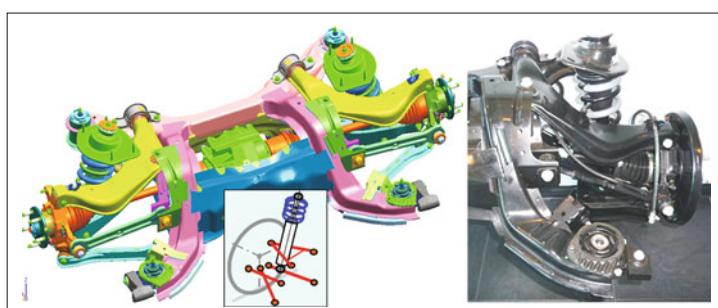


Bild 4-60:
Mehrlenker-Hinterachse des Holden VE Car Bj. 2008

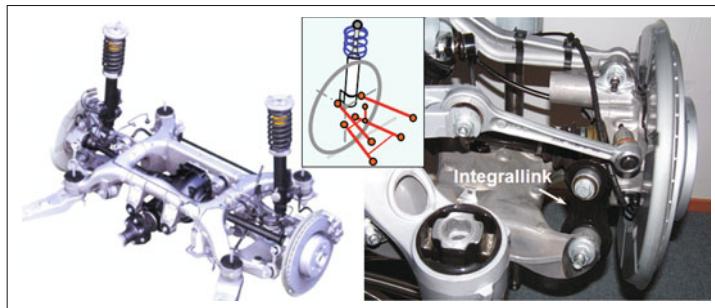


Bild 4-62:
Trapezlenkeraufhängung mit
Integrallenker (HA: 7er BMW,
Bj. 2009)

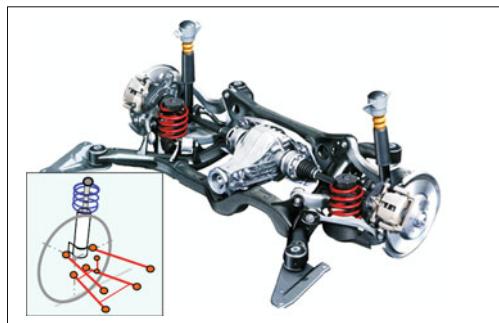


Bild 4-63: Trapezlenker (HA. AudiA4, Bj. 2007)

- ♦ Vorspuränderungseinstellung durch die Höhe der Spurlenker Innenanbindung,
- ♦ Quersteifigkeitseinstellung durch Trapezlenker-Gummilagersteifigkeit,
- ♦ Bremslenkungseinstellung durch Spurstangenpfeilung,
- ♦ Längsnachgiebigkeitseinstellung durch Steifigkeit des vorderen unteren Gummilagers,
- ♦ Sturz- und Nachlaufwinkeleinstellungen durch oberen Lenker.

4.3.6.4 Mehrlenkerhinterachsen mit Längslenker

Ein Längs- und drei Querlenker

Eine gängige Ausführung der Mehrlenkerachse besteht aus einem Längs- und drei Querlenkern, von denen zwei in der unteren und der dritte in der oberen Ebene angeordnet sind.

Diese Aufhängung ist mit der Einführung an der Focus Hinterachse 1999 unter dem Namen Schwertlenker-Aufhängung bekannt geworden (**Bild 4-66**).

Der Radträger ist mit einem Schwert in Längsrichtung drehbar mit dem Aufbau verbunden. Das Schwert ist allerdings elastisch (gehärtetes Blech) und besitzt zudem ein weiches Gummilager, um die Spur- und Sturzänderungen, bedingt durch die anderen Lenker, zuzulassen. Die drei quer angeordneten Lenker nehmen die Querkräfte auf.

Bild 4-67 zeigt eine vergleichbare Ausführung des VW Golf V. Der elastisch gelagerte Längslenker nimmt die Längskräfte (Brems- bzw. Anfahrkräfte) auf.

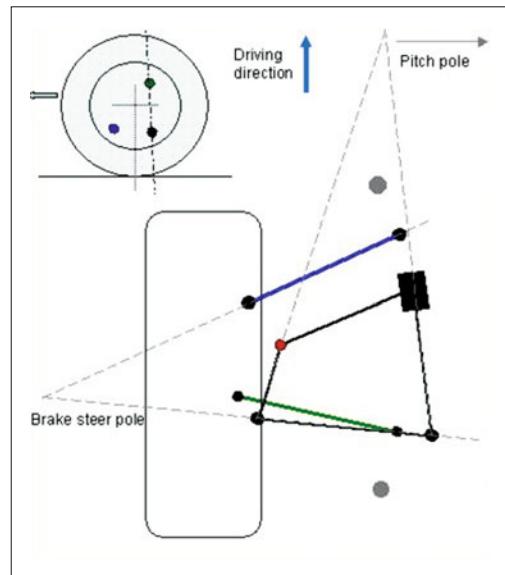


Bild 4-64: Kinematik der Trapezlenkeraufhängung

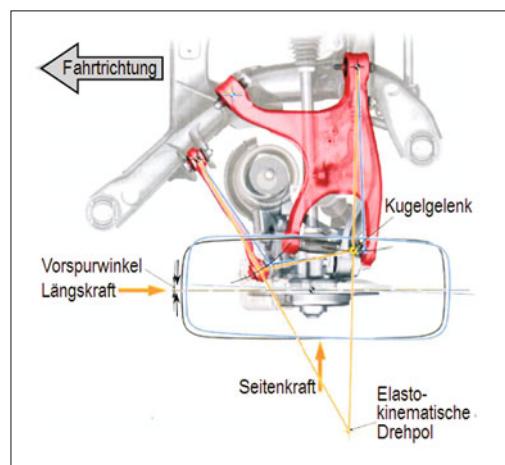


Bild 4-65: Trapezlenker Audi A4 Bj. 2007 Kinematische Einstellungen [16]

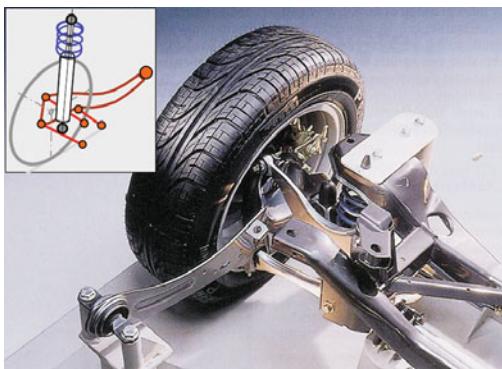


Bild 4-66: Schwertlenker-Aufhängung mit einem Längs- und drei Querlenker (HA: Ford Focus, Bj. 1999)

Den Nickpol bildet das aufbauseitig elastisch angebrachte Lager. Die unteren parallel angeordneten Querlenker bestimmen die Spurkurve und sind ungleich lang; bei einer Längskraft wird die Nachspur, die durch die Gummilagereklastizitäten entsteht, kompensiert, weil der kürzere Lenker das Rad nach innen zieht [17]. Auch beim Einwirken der Querkräfte (Bild 4-68) und beim Einfedern zieht dieser Lenker das Rad in Richtung mehr Vorspur.

Die angetriebene Hinterachse des Mazda 929 von 1988, die unter den Namen E-Link bekannt ist, hat ebenfalls einen Radträger als Längslenker und 3 Querlenker, die fast parallel zueinander verlaufen und Kugelgelenke als Verbindung zum Radträger aufweisen. Die Gummilager zum Aufbau haben asymmetrische Kennlinien. Das vordere reagiert elastisch bei Kräften nach innen und steif bei Kräften nach außen und das hintere genau umgekehrt. Hierdurch ergibt sich bei Querkräften eine Vorspur (Bild 4-69).

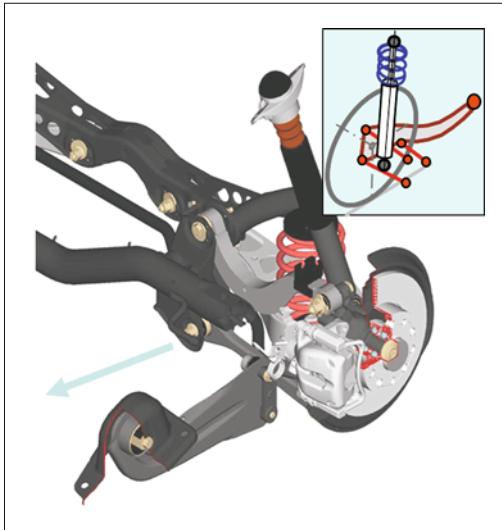


Bild 4-67: Mehrlenkeraufhängung mit einem Längs- und drei Querlenkern (HA: VW Golf V, Bj. 2007)

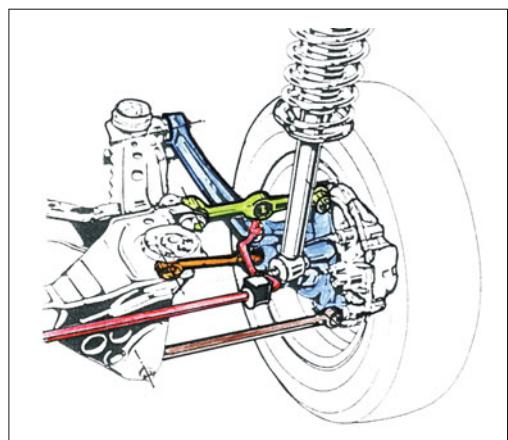


Bild 4-69: E-Link- Mehrlenkeraufhängung mit einem Längs- und drei Querlenkern (HA: Mazda 929 Bj. 1988)

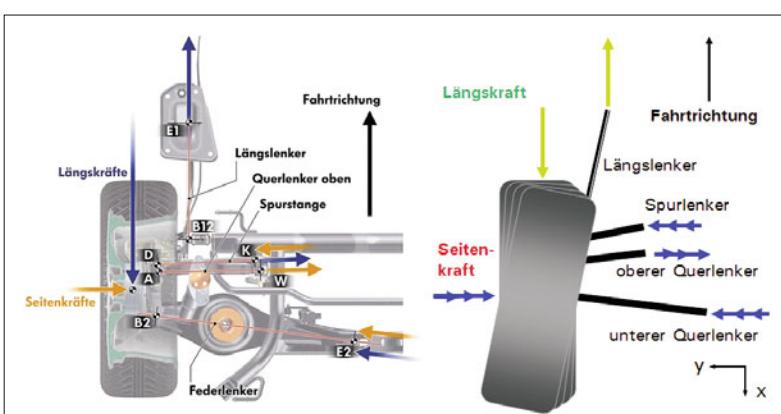


Bild 4-68:
Mehrlenker-Hinterachse
des Golf V [17]

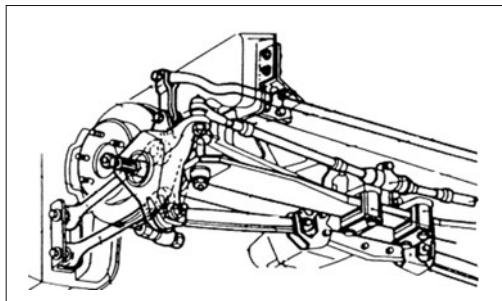


Bild 4-70: 2 Längs- und 2 Querlenker (HA: Chevrolet Corvette, Bj. 1960)

Zwei Längs- und zwei Querlenker

Zwei fast parallel laufende Längslenker nehmen die Längskräfte und das Bremsmoment auf und die zwei Querlenker sowie die Seitenwelle stützen das Rad gegen Querkräfte und kontrollieren den Sturz- und Spurwinkel (**Bild 4-70**).

Die Federung übernimmt die quer angeordnete Blattfeder aus Compositwerkstoff über Pendelstützen (Chevrolet Corvette).

Ein Längs, ein Schräg- und zwei Querlenker

Die Eigenschaften der Aufhängung nach Bild 4-59 lassen sich hinsichtlich des Abrollkomforts weiter verbessern

sfern, wenn der vordere Schräglenger als Längslenker ausgelegt wird (**Bild 4-71**). Nachteil dieser Auslegung ist allerdings, dass dieser Lenker nicht mehr am Radträger sondern direkt an Aufbau mit einem großen Gummilager befestigt werden muss.

4.3.7 Vierlenker – Einzelradaufhängungen der Vorderachse (Mehrlenker)

Auch an der Vorderachse lässt sich aus einer Doppelquerlenkerachse durch Auflösen eines Dreieckslenkers eine Vierlenker-Aufhängung ableiten. Hier wird vorzugsweise der untere Dreieckslenker aufgelöst, um durch weich – hart Lagerung der beiden Gummilager die Längsnachgiebigkeit zu verbessern. Zudem wird durch Erzeugung einer virtuellen Lenkachse ein neutraler bzw. negativer Lenkrollradius erzielt und der Störkrafthebelarm reduziert.

Durch Auflösung des unteren 3-Punkt-Lenkers können die beiden neuen Lenker so ausgerichtet werden, dass der quer liegende Lenker allein die Seitenkräfte aufnimmt und steif ausgelegt wird und der schrägliegende Lenker den Abrollkomfort erhöht, indem er weich gelagert wird; die beiden Lenker würden sich nicht mehr gegenseitig negativ beeinflussen. Außerdem hat man auch die Möglichkeit, durch unabhängige Auswahl der Gummilagersteifigkeiten, die Elastokinematik zu optimieren.

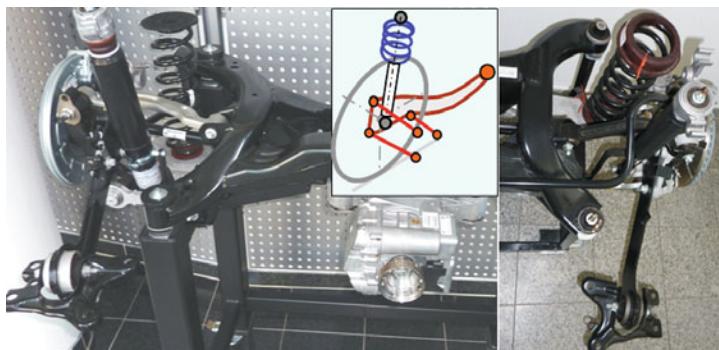


Bild 4-71:
Mehrlenker-Hinterachse des
Saab 9.5 Allrad Bj. 2008

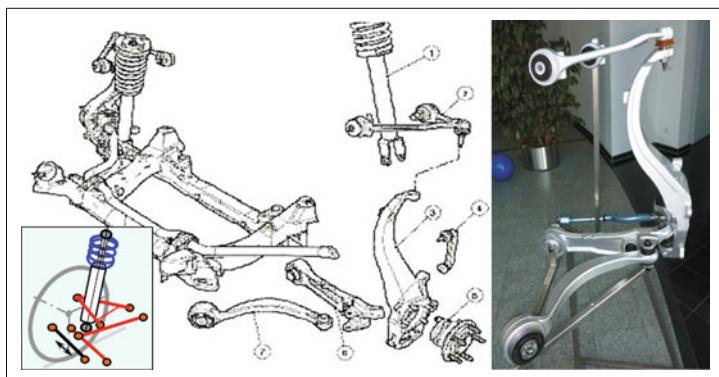


Bild 4-72:
Aufhängung mit 2-teiligem unterem Lenker (VA: Jaguar S-Type, Bj. 2000)

Die erste Möglichkeit der Auflösung ist die Lagerung des zweiten Lenkers nicht am Radträger, sondern am ersten Lenker. Die Kinematikpunkte bleiben unverändert; die weiche Lagerung der zusätzlichen Verbindung verbessert den Abrollkomfort. Ein Beispiel dazu ist die Ausführung des Jaguar S-Type (**Bild 4-72**).

Eine ähnliche 4-Lenkeranordnung weist die Vorderachse des Honda Accord auf (**Bild 4-73**).

Wenn die beiden Lenker kein gemeinsames Gelenk besitzen, dann lässt sich auch die Lenkachse beliebig verschieben, weil diese durch den fiktiven Schnittpunkt beider Lenker verläuft.

Als Beispiele sind die aufgelösten unteren Ebenen des Ford Falcon (**Bild 4-74**), BMW 7er (**Bild 4-75**) oder auch Mercedes S Klasse (**Bild 4-76**) zu nennen.

Die durch die Auflösung verdoppelten, nah zueinander liegenden Kugelgelenke benötigen jedoch viel Platz in der Felge und erschweren die freie Auslegung.

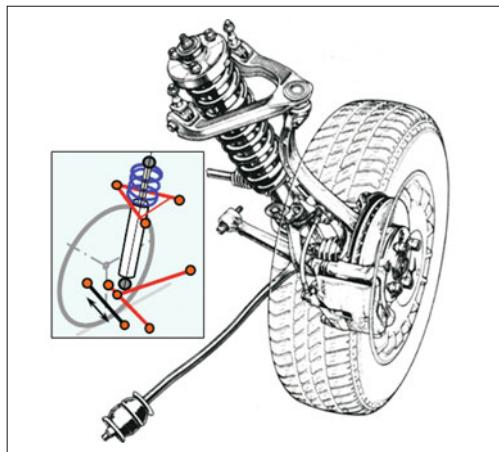


Bild 4-73: Honda Accord Vorderachse Bj. 1986

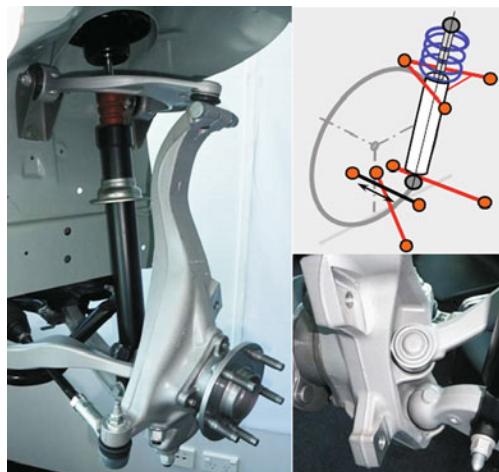


Bild 4-74: Doppelquerlenker-Aufhängung mit aufgelöstem unterem Lenker (VA: Ford Falcon, Bj. 2008)

Die in **Bild 4-74** zu sehende Anordnung mit zwei extrem dicht nebeneinander liegenden Kugelgelenken ist hierzu ein Beispiel. Dies wird durch ein in ein gemeinsames Gehäuse eingebautes „Doppelgelenk“, bei dem die Kugelmittelpunkte höhenversetzt und die Kugelzapfen entgegengesetzt orientiert sind, entschärft (**Bild 4-77**). Das Doppelgelenkgehäuse wird dann an den Radträger geschraubt.

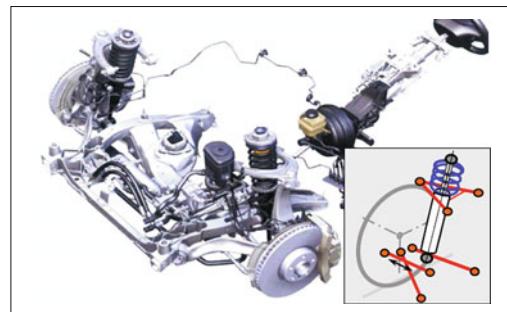


Bild 4-75: Doppelquerlenker-Aufhängung mit aufgelöstem unterem Lenker (VA: BMW 7er Bj. 2009)

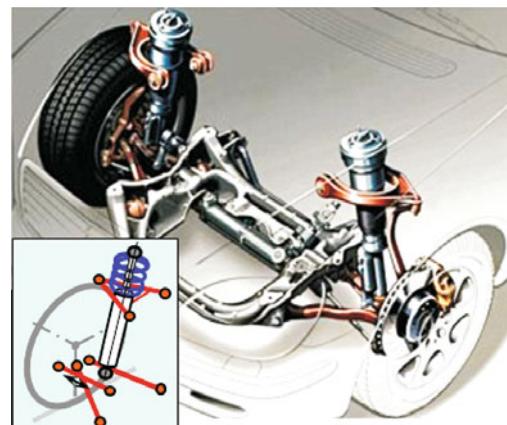


Bild 4-76: Doppelquerlenker-Aufhängung mit aufgelöstem unterem Lenker (VA: Mercedes S-Klasse, Bj. 1997)

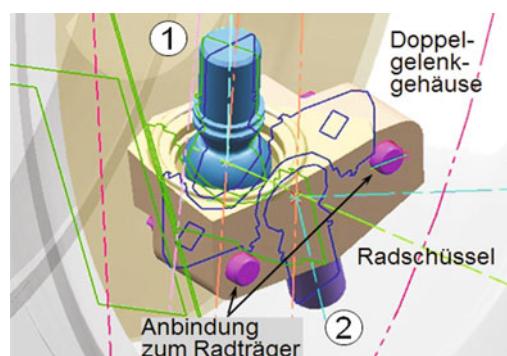


Bild 4-77: Doppelgelenk für die unteren Lenker [18]

4.3.8 Einzelradaufhängungen mit fünf Lenkern

Die maximal mögliche Anzahl der Lenker einer Radaufhängung ist fünf. Alle diese fünf Lenker müssen 2-Punkt Lenker sein und am Radträger befestigt werden. Damit sind alle möglichen Freiheitsgrade festgelegt. Die Fünflenkeraufhängungen kann man als Hinter- oder Vorderachse einsetzen. In der Vorderachse ist die Spurstange der fünfte Lenker. Da die fünf Lenker räumlich angeordnet sind bezeichnet man diese Aufhängung auch als Raumlenkerlaufhängung. Dies ist jedoch ein Begriff, der nur für die Hinterachse benutzt wird.

Die Vorteile der Fünflenker-Radaufhängungen sind:

- ♦ gezielte Auslegung der kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften ohne Kompromisse,
- ♦ geringe, ungefederte Massen (keine Biegekräfte an den Lenkern),
- ♦ geringe Anbindungs Kräfte zum Aufbau hin,
- ♦ Freiraum in der Radmitte für die Seitenwellen.

Die Nachteile dagegen sind:

- ♦ großer Raumbedarf,
- ♦ aufwendige Konstruktion und Abstimmung,
- ♦ hohe Nebenfedoraten, viele Gummilager,
- ♦ ein Achsträger notwendig.

4.3.8.1 Fünflenker Einzelradaufhängung – Vorderachse

Löst man den unteren und den oberen 3-Punkt Lenker einer Doppelquerlenkerlaufhängung auf, so hat man fünf 2-Punkt-Lenker; sogenannte Raumlenker (Mercedes Benz) für die Hinterachse oder Fünflenker (Audi) für die Vorderachse. An gelenkten Achsen wird dadurch eine frei im Raum liegende, virtuelle Lenkachse realisiert, die von Fritz Oswald 1958 patentiert wurde. Die „virtuelle Lenkachse“ fand zuerst 1977 beim 7er BMW, jedoch in einer Federbeinaufhängung, und 1994 an einer Mehrlenkerlaufhängung im Audi A8 Serienanwendung. Dieses Konzept wurde dann auch auf die Modelle A4 und A6 übertragen und ist gegenwärtig im Serieneinsatz.

Die virtuelle Achse des A4 (**Bild 4-78** und **Bild 4-79**) wird durch die zwei Schnittpunkte der Querlenkerrichtungen festgelegt. Dadurch verläuft die Lenkachse nah zur Radmitte und es ergibt sich ein geringer Lenkradius und Störkrafthebelarm. So werden die Einflüsse der Antriebs-, Brems- und Unwuchtkräfte auf die Lenkung reduziert.

Bei einer kompletten Auflösung beider 3-Punkt-Lenker müssen diese drehbar zueinander gelagert sein, radträgerseitig mit Kugelgelenken und aufbauseitig mit Gummilagern, die dann größere kardanische Bewegungen zulassen müssen, ohne dabei ihre Steifigkeit in der Hauptbelastungsrichtung zu verlieren. Deshalb sind solche Auslegungen aufwendiger. Die Drehbarkeit der einzelnen Lenker muss zudem bei der

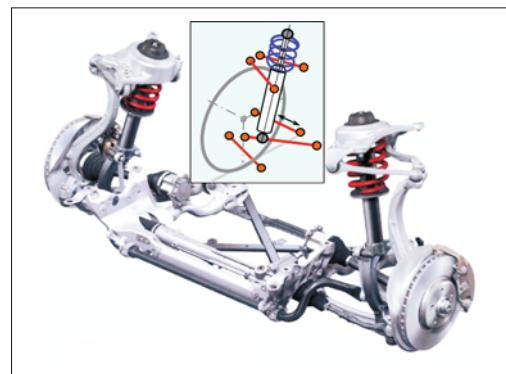


Bild 4-78: Mehrlenkerlaufhängung mit fünf Querlenkern (einer ist die Spurstange) (VA: Audi A4, Bj. 2007)

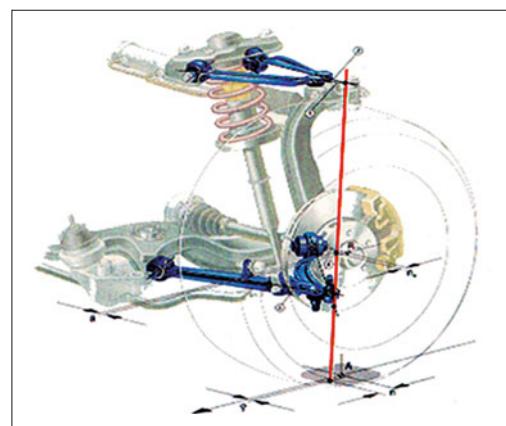


Bild 4-79: Virtuelle Lenkachse (rot dargestellt) der 5-Lenker-Vorderachse (Audi A4, A6 und A8)

Raumaufteilung der Aufhängung in allen Radpositionen berücksichtigt werden.

4.3.8.2 Fünflenker Einzelradaufhängung – Hinterachse (Raumlenker)

Für die Hinterachse setzt man fünf voneinander unabhängige, räumlich zwischen Radträger und Achsträger verteilte 2-Punkt-Lenker ein, wenn man das ganze kinematische Auslegungspotenzial ausnutzen will. Zwei obere und zwei untere, jeweils in Draufsicht gegeneinander angestellte Querlenker, übernehmen die Seiten- und Längskräfte. Der fünfte (Spur-)Lenker, etwa in der Höhe der Radachse, bestimmt im Wesentlichen den Spurwinkel und dürfte in der neutralen Achse der elastischen Sturzänderungen bei Seitenkraft liegen. Die bekannteste Raumlenkerlaufhängung ist die vom Mercedes C190 aus 1985 (**Bild 4-80** zeigt eine vergleichbare Achse in der M-Klasse).

In den aktuellen 1er- und 3er-Modellen des BMW sind ebenfalls Fünflenker-Hinterachsauflösungen ein-

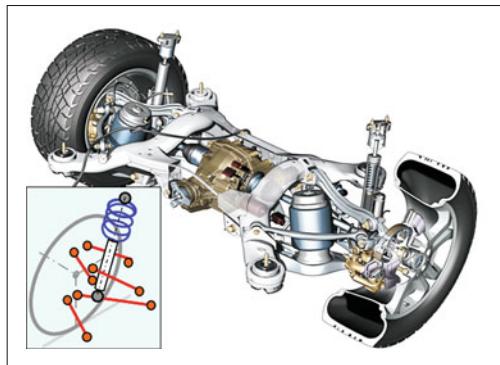


Bild 4-80: Raumlenkeraufhängung (HA: Mercedes M-Klasse, Bj. 2005)

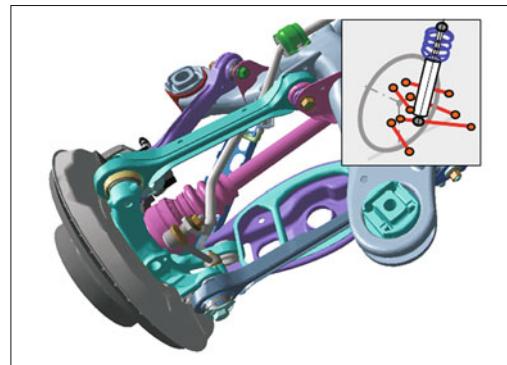


Bild 4-81: Fünflenkeraufhängung (HA: 3er BMW E90, Bj. 2005)

gebaut. Damit hat BMW das Konzept der bis dahin eingebauten Zentrallenkeraufhängung verlassen, um das größere Optimierungspotenzial des Raumlenkers auszunutzen (**Bild 4-81**).

In der Mercedes S-Klasse (W220, Bj. 1997) kreuzten sich die beiden oberen Querlenker. So entstand eine Spreizung der virtuellen Lenkachse, geneigt zur Fahrzeugginnenseite.

Dadurch lässt sich eine gezielte Abstimmung der elastischen Lenkwinkel beim Bremsen und Anfahren realisieren und die achsinternen Kräfte können um 10 % gesenkt werden [19]. Diese Anordnung wurde auch für die aktuelle E-Klasse (W212) übernommen (**Bild 4-82**). In einer Patentanmeldung [20] von BMW wird die optimale Anordnung der fünf Lenker für die Hinterachse wie folgt beschrieben (**Bild 4-83**): „Es sollten zwei Lenker oben, zwei unten und die fünfte als „Spurstange“ auf der Radmittelpunktebene, hinter der Radmitte mit einer Peilung von 3° bis 10° angestellt angeordnet sein.“

Diese Spurstangenanordnung ermöglicht einen lang bauenden Lenker, der toleranzunempfindlich ist und geringe Kardanik bzw. Torsion verursacht. Dies lässt wiederum den Einsatz kostengünstiger Gummilager statt Kugelgelenke zu. Die kurz bauenden oberen beiden

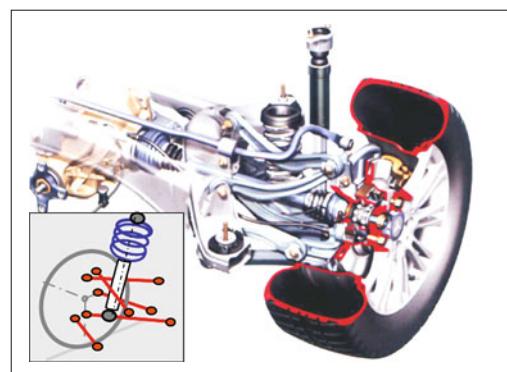


Bild 4-82 Fünflenkeraufhängung mit gekreuzten oberen Lenkern (HA: Mercedes E-Klasse W212, Bj. 2009)

Lenker sollten in Fahrtrichtung vor dem Feder-/Dämpferelement liegen, um den Bauraum optimal zu nutzen. Die radträgerseitigen Anlenkpunkte der oberen und unteren Lenker werden höhenversetzt angeordnet. Weder die beiden oberen noch die unteren Lenker dürfen jeweils eine gemeinsame Ebene beschreiben.

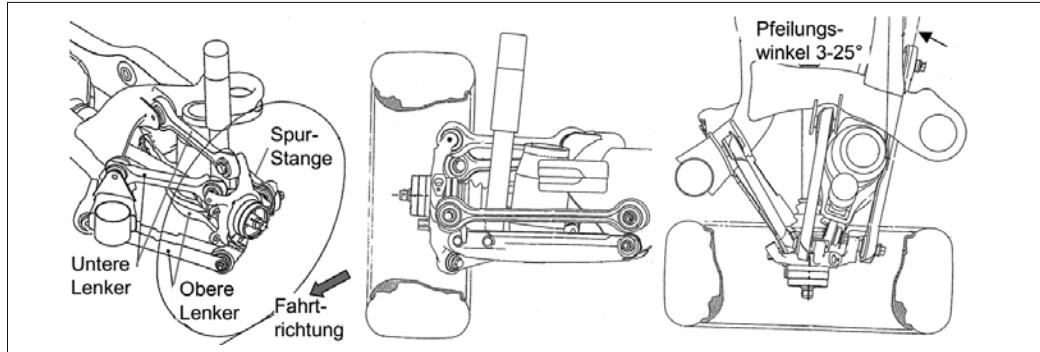


Bild 4-83: Räumliche Anordnung der fünf Lenker, um den Bauraum voll auszunutzen und optimale kinematische sowie elastokinematische Auslegung zu sichern [20]

Die höhenversetzte Anbindung ermöglicht, die Lenker besonders nahe zueinander am Radträger anzulenden, wodurch eine günstige Lage der Lenkachse ermöglicht wird.

4.3.9 Federbein-Einzelradaufhängungen

Feder- und Dämpferbeinaufhängungen (*Strut and Links Suspension*) gelten als eigenständige Aufhängungsart, weil hier im Gegensatz zu den bisherigen Arten ein anderer Gelenktyp zum Einsatz kommt, nämlich ein Drehschubgelenk (s. Bild 4-31d).

Das Drehschubgelenk lässt sowohl die translatorische als auch die rotatorische Bewegung einer Achse zu und wird gleichzeitig als stehender (Zweirohr) -Dämpfer benutzt. Das Dämpferrohr wird fest mit dem Radträger verbunden und die Kolbenstange drehbar am Aufbau befestigt. Damit gehen die Aufbaukräfte über Kolbenstange-Kolben-Dämpferrohr-Radträger direkt an die Räder. Der Dämpfer ersetzt zwei 2-Punkt-Querlenker. Wegen ihrer einfachen und Platz sparenden Bauweise und der großen Abstützbasis am Aufbau, d. h., des niedrigen Niveaus ihrer Reaktionskräfte, ist diese Aufhängungsart sehr verbreitet. Sie behauptet sich nicht nur bei Pkw, sondern auch bei leichten Lkws.

Wenn der Dämpfer den Freiraum in der Schraubenfeder ausnutzt und gleichzeitig die beiden Enden der Feder abstützt (unten am Federteller, oben am Federbeinlager), spricht man von einem *Federbein*, wenn die Feder nicht auf den Dämpfer montiert ist, von einem *Dämpferbein* (Bild 4-84).

Das Dämpferbein ist teurer als die Federbeinvariante und benötigt einen größeren Einbauraum, bietet aber mehr Packagefreiheit, weil Dämpfer und Feder unabhängig voneinander platziert werden können.

Durch die Federkräfte entstehen im Federbein Querkräfte. Diese belasten die Kolbenstange auf Biegung und verursachen damit eine höhere Reibung. Sie werden deutlich reduziert, indem seitenkraftausgleichende Federgeometrien und reibungsminimierende Kolbenbeschichtungen eingesetzt werden.

Damit zeigt das Ansprechverhalten der Federung, gegenüber anderer Arten der Radführung, keinen großen

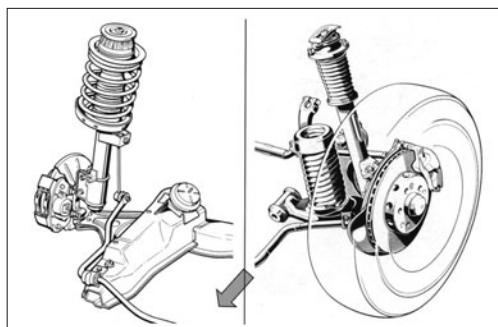


Bild 4-84: Federbein-Radführung (links) und Dämpferbein-Radführung (rechts, Feder und Dämpfer getrennt)

Nachteil mehr. Obwohl diese Aufhängungsart bereits 1924 von Fiat als Patent angemeldet und erst 1948 bei Ford Anglia als „McPherson“ in die Serie eingeführt wurde, hat seine Verbreitung als wirtschaftlichste Vorderachs konstruktionen erst nach den siebziger Jahren eingesetzt.

Zur Vervollständigung der Aufhängung brauchen Feder- oder Dämpferbeinaufhängungen noch drei 2-Punkt-Lenker; einen als Spurlenker und die beiden anderen in der unteren Ebene zum Führen des Rades (Führungslenker). Die beiden unteren 2-Punkt-Lenker werden meist zu einem 3-Punkt-Lenker zusammengefasst, um Kosten zu sparen. Daher kann man von Zweilenker- und Dreilenker-Federbeinausführungen sprechen.

Bild 4-85 zeigt das Eigenschaftsprofil für die Federbeinaufhängung.

Die Vorteile der Feder-/Dämpferbeinaufhängung sind:

- ◆ alle Federungs- und Führungsteile können in einem Bauteil zusammengefasst werden,
- ◆ benötigt wenig Platz in der Breite (Raum für quer angeordnete Antriebsaggregate),
- ◆ hohe Feder und Dämpferübersetzung (1:1),
- ◆ niedrige Karosseriebelastung (gegenüber DQL),
- ◆ sehr kosten- und gewichtsparend,
- ◆ lange Federwege leicht realisierbar,
- ◆ große Längselastizitäten erreichbar.

Beim Dämpferbein zusätzlich:

- ◆ geringere, ungefederte Masse,
- ◆ keine Wälzlagerung des Dämpferlagers,
- ◆ günstige Unterbringung der Schraubenfeder, größere Führungslänge möglich.

Die Nachteile dagegen sind:

- ◆ an den Vorderachsen ungünstigere kinematische Eigenschaften (insbesondere der Sturzwinkelverlauf) gegenüber Doppelquerlenker,
- ◆ die hohe Position der oberen Lagerung verursacht eine hohe Fronthaube mit Auswirkungen auf Design, Aerodynamik und Fußgängerschutz,
- ◆ Hochkräfte werden direkt am Radkasten eingeleitet, der entsprechend verstärkt werden muss,
- ◆ schwierige Isolation der Fahrbahneräusche,
- ◆ geringe Bremsnickabstützung,
- ◆ Störkrafthebelarm kann nur eingeschränkt reduziert werden,
- ◆ beim Dämpferbein werden Federkräfte über den unteren Lenker an den Radträger geleitet; Lenker und Kugelgelenk werden gegenüber Federbein höher belastet.

4.3.9.1 Dreieckslenker-Federbeinaufhängung

Diese Ausführung verfügt in der unteren Ebene über einen 3-Punkt Lenker und zur Lenkung bzw. Spurführung über eine Spurstange. Sieht man von heute nicht

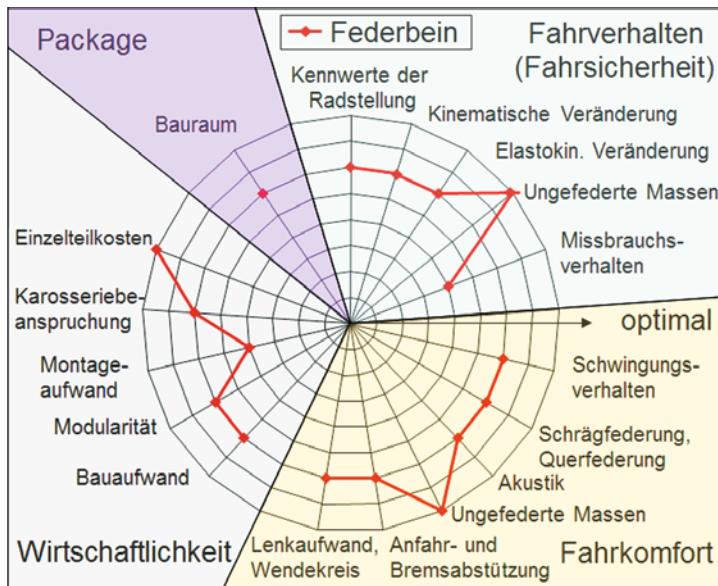


Bild 4-85:
Eigenschaftsprofil für die
Federbeinaufhängungen [3]

mehr verwendeten Versionen mit 2-Punkt Lenker mit radführendem Stabilisator ab, ist dies die kostengünstigste Vorderachsradführung und wird als Standardvorderachse für alle unteren und mittleren Großserienfahrzeuge eingebaut.

Bei einer modernen McPherson-Aufhängung (**Bild 4-86**) wird die Feder oberhalb des Rades räumlich schräg und exzentrisch zur Kolbenstange angestellt. Der sichelförmige 3-Punkt-Lenker ist mit einem Kugelgelenk am Radträger befestigt, welches ihm in der Draufsicht eine definierte Drehbewegung erlaubt.

In der Verlängerung der Radmittellachse ist der Lenker mit einem steifen Gummilager, das jedoch Kardanik zulässt, am Aufbau oder Achsträger befestigt, der die Querkräfte aufnimmt.

Am langen Arm des 3-Punkt-Lenkers, der nach hinten oder vorne zeigen kann, ist dagegen ein weiches, großvolumiges Gummilager angeordnet, das die Längsfederung des Rades zulässt und der Abrollhärte entgegen wirkt, wobei eine richtig gewählte Pfeilung der Spurstange gegenüber dem Querarm des Lenkers für das gewünschte Eigenlenkverhalten sorgt.

Die Zahnstangenlenkung sollte in etwa der Höhe des Querlenkers vor der Achse liegen, um ein untersteuernder Anlenkerverhalten zu erzielen. Der Stabilisator wird durch einen langen Stabilenker am Außenrohr des Dämpfers angebunden.

Bild 4-87 zeigt die Zweilenker- Federbeinaufhängung des VW Golf V. Der Achsträger der Vorderachse ist dreiteilig gestaltet. Die beiden Außenteile sind aus-

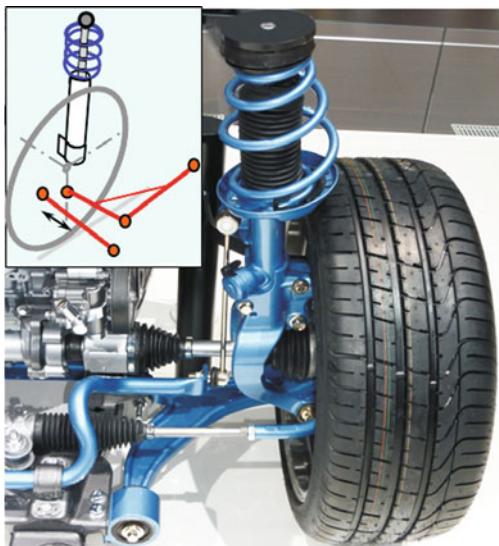


Bild 4-86: Federbein-Radführung McPherson

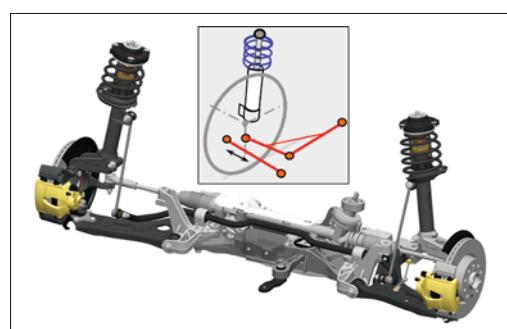


Bild 4-87: Federbein-Radführung McPherson (VA: VW PQ35 – Golf 5, Bj. 2005)

tauschbar, um unterschiedliche Spurweiten zu realisieren, ohne die restlichen Teile zu ändern.

4.3.9.2 McPherson mit Querverbindungs traverse

Die höhere Motorisierung und steigende Radlasten der Vorderachse verursachen stärkere Karosseriebelastungen an den Federbeinlagern, die Quer- und Längskräfte abstützen. In solchen Fällen werden die beiden Lageraufnahmen mit einer Quertraverse miteinander verbunden um eine erhöhte Quersteifigkeit zu erzielen. Die Traverse lässt sich auch als zusätzlicher Motorabstützpunkt benutzen (**Bild 4-88**).



Bild 4-88: Verbindungstraverse (Toyota Corolla Sport)

4.3.9.3 McPherson mit optimiertem Lenker

Die elastokinematischen Eigenschaften und damit Fahrdynamik und Abrollkomfort werden sehr stark von der Auslegung der unteren 3-Punkt-Lenker beeinflusst. Je nach Geometrie wird dieser Lenker als A- oder L-Lenker bezeichnet. Während der A-Lenker Quer- und Längskräfte jeweils über beide inneren Lagerpunkte aufnimmt, trennt der L-Lenker die Kraftaufnahme weitgehend: Querkräfte über das vordere Lager und Längskräfte über das hintere. Dadurch kann eine hohe Quersteifigkeit mit einer gleichzeitig hohen Längsnachgiebigkeit für Abrollkomfort erreicht werden.

Eine kinematisch optimale Lenkerauslegung erreicht man, wenn das Lager in Längsrichtung 10 bis 15 mm hinter oder vor dem Kugelgelenk liegt, um bei kleinen Längsfederungen Seitenkraftstöreffekte zu vermeiden (**Bild 4-89**).

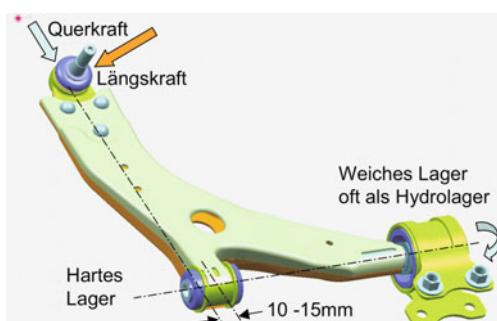


Bild 4-89: McPherson unterer 3-Punkt-Lenker

4.3.9.4 McPherson mit aufgelöstem unteren Lenker (Dreilenker-Federbein)

Die Forderung nach einem kleinen oder gar negativen Lenkradius ergibt Einbauprobleme zwischen der Bremse und den radseitigen Führungsgelenken. Deshalb kann es zweckmäßig sein, durch die Auflösung des unteren 3-Punkt-Lenkers eine virtuelle Lenkkurve zu schaffen. Wird der untere 3-Punkt-Lenker durch zwei 2-Punkt-Lenker, einer quer und ein anderer schräg angeordnet, ersetzt, hat man die beiden Funktionen (Quersteifigkeit und Längselastizität) bei dieser Geometrieauslegung durch reine Zug-/Druckkraftübertragung voneinander getrennt. Außerdem kann der untere Drehpunkt der Lenkkurve beliebig ausgelegt werden, weil er auf dem Schnittpunkt beider Lenker liegt. Dies ermöglicht dem Konstrukteur eine große kinematische Auslegungsfreiheit, um die Störeinflüsse auf die Lenkung zu minimieren (**Bild 4-90**). Dadurch werden auch die Bauraumprobleme gelöst. Die Spurstange des vorne liegenden Lenkgetriebes verläuft fast parallel zum Querlenker, um eine hohe Spurtreue bei Längsfederung des Rades zu gewährleisten.

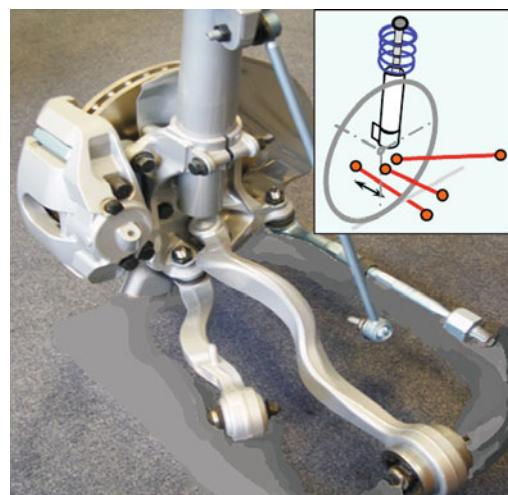


Bild 4-90: Federbein-Radführung mit aufgelösten unteren Lenkern (VA: BMW 5er, Bj. 1988)

Die aufgelösten unteren Lenker der Vorderachse wurden beim 5er und 7er BMW eingeführt. BMW konnte mit dieser Auflösung lange Zeit dem kosten- und platzsparenden Federbein-Konzept treu bleiben, ohne dessen Nachteile in Kauf nehmen zu müssen (**Bild 4-91**). Auch Mercedes ist bei der neuen E-Klasse auf diese Lösung zurückgegangen (**Bild 4-92**), mit dem Argument, dass gegenüber der Achse des Vorgängers die relative Radlast (Achslast/Achsgewicht) um 31 % von 42 % auf 55 % verbessert werden konnte [19]. Zur Optimierung des Fahrkomforts wurde das Federbein stark aufgerichtet, um die Vorlast auf dem unteren vorderen Lenker (Zugstrebe) zu verringern.

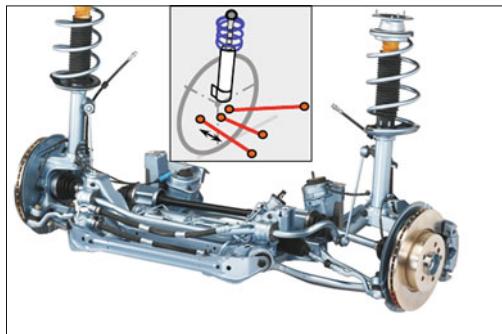


Bild 4-91: McPherson-Vorderachse mit aufgelösten Lenkern (VA: BMW 3er, Bj. 2005)

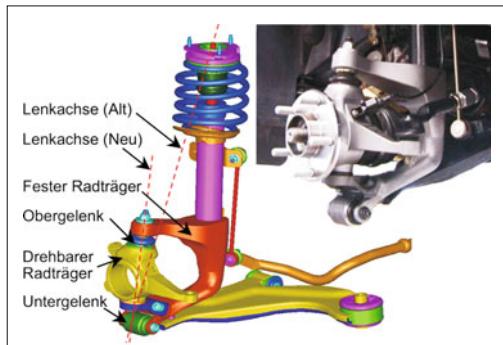


Bild 4-93: McPherson-Vorderachse mit Doppelradträger [21]

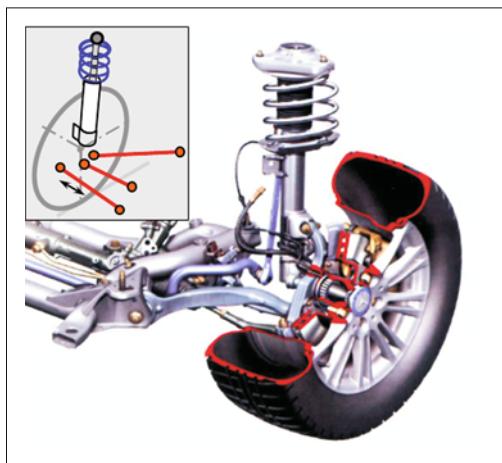


Bild 4-92: Federbein-Radführung mit aufgelösten unteren Lenkern (VA: Mercedes E-Klasse, Bj. 2009)

Die Radstellungskennwerte zeigen in Konstruktionslage einen Sturz von $-0,5^\circ$, eine Spreizung von 14° und einen negativen Lenkrollradius von 13mm auf.

4.3.9.5 McPherson mit doppeltem Radträger

Bei den frontangetriebenen Fahrzeugen mit starken Motoren können u.a. durch Verwendung eines Sperrifferentials große Drehmomentunterschiede zwischen den beiden Rädern entstehen. Diese stören die Lenkung und das Lenkgefühl. Die Größe des Störkrafthebelarms (senkrechter Abstand der Radmitte zur Lenkachse) ist der Hauptfaktor. Wenn er reduziert wird, werden auch die Störmomente am Lenkrad und in der Lenkung proportional vermindert.

Durch Teilung des Radträges in zwei Teile, die ineinander drehbar gelagert sind (nur ein Freiheitsgrad), wird die Drehbewegung des Federbeins nicht mehr notwendig, weil diese Aufgabe der äußere Teil des Radträgers übernimmt und damit auch die Lenkachse bestimmt. Die neue Lenkachse kann wesentlich

freizügiger festgelegt werden, weil die räumlichen Einschränkungen entfallen. Durch diese Anordnung entsteht eine Federbeinachse mit den Vorteilen der Doppelquerlenkerachse, die dann ohne Karosserieänderungen auch als Variante für die Hochmotorisierungen eingesetzt werden kann (**Bild 4-93**).

4.3.9.6 Federbeinaufhängung für die Hinterachse

Die Anordnung der radführenden Feder-/Dämpferbeinaufhängungen für die Hinterachse ist ähnlich, mit dem Unterschied, dass hier nicht gelenkt wird und deshalb das Kugelgelenk und die Drehbewegung im Dämpfer entfallen kann. Außerdem lassen sich die unteren Querlenker sehr lang bis zur Fahrzeugmitte gestalten, um die Spurweiten- und Sturzänderungen zu optimieren. Dies hat bei Beladung ein weniger stark absinkendes Wankzentrum zur Folge.

Neben dem Federbein braucht man entweder drei 2-Punkt-Lenker oder einen 3-Punkt- plus einen 2-Punkt-Lenker. Einer der Lenker ist immer in Längsrichtung nach vorn als Zugstrebe oder nach hinten als Druckstrebe gerichtet und übernimmt die Längskräfte. Wegen des Abrollkomforts ist er mit einem weichem Gummilager am Aufbau befestigt.

Die zwei 2-Punkt-Lenker in der unteren Ebene können radseitig auch als Längs- und Querlenker aneinander gelagert sein (**Bild 4-94**).

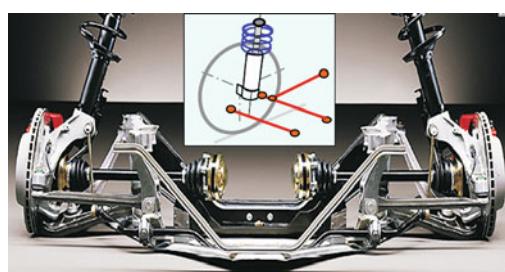


Bild 4-94: Federbeinaufhängung mit einem Längs- und zwei Querlenkern (HA: Porsche Boxter S, Bj. 2002)

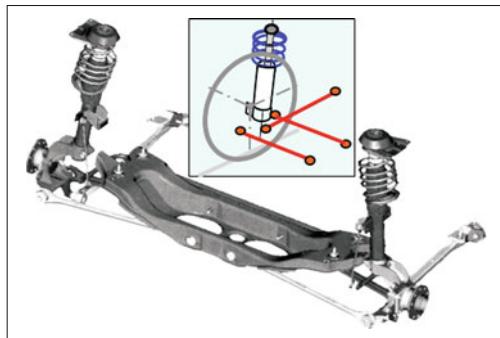


Bild 4-95: Federbein mit 2 quer und einem längs angeordneten 2-Punkt-Lenkern (HA: Ford Mondeo, Bj. 2000)

Die Federbeinaufhängungen können für die Hinterachsen mit und ohne Antrieb eingesetzt werden und sind wegen der sehr einfachen Lenker relativ kostengünstig herzustellen (**Bild 4-95**).

Da das Lenken des Rades hier nicht benötigt wird, werden an der unteren Lenkerebene statt eines 3-Punkt-Lenkers, zwei 2-Punkt-Lenker, einer in Längs- und der andere in Querrichtung angebracht. Der dritte, parallel zum Querlenker angeordnete Spurlenker verhindert das Drehen des Federbeins. Diese im Englischen *Strut and Links* genannte Aufhängung ist in den USA sehr populär und wurde als Gegenstück zur Verbundlenkerachse in Europa und Japan eingesetzt.

Will man jedoch die Vorteile der Elastokinematik ausnutzen und die durch die weiche Lagerung der Längsachse entstehende Längsverschiebung des Rades ohne Spuränderungen erreichen, müssen Doppel-2-Punkt-Lenker parallel nebeneinander angeordnet ein Viergelenkgetriebe bilden. Dann wirken die gegenseitig ausgelegten Gummilagersteifigkeiten der beiden aufbauseitigen Verbindungen derart, dass das Rad bei der Längsbewegung gezielt in Vor- bzw. Nachspur geht (*Twin Trapezoidal Link*, Mazda 323, 626), **Bild 4-96**.

Das Feder- oder Dämpferbein mit 2 einfachen 2-Punktlenkern gehört neben den Verbundlenkerachsen zur kostengünstigsten Aufhängung.

Eine gewichts- und kostenoptimierte Dämpferbeinachse mit radführendem Querlenker aus Compositwerkstoff

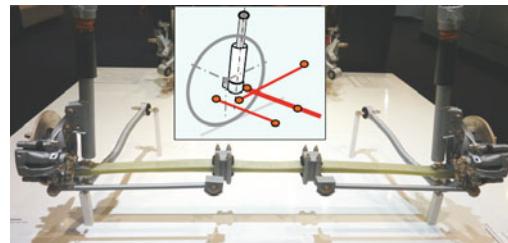


Bild 4-97: Dämpferbeinachse mit Querblattfeder (ZF)

wurde von ZF vorgestellt (**Bild 4-97**) [22]. Die einteilige Querblattfeder erfüllt drei Funktionen gleichzeitig: Federung, Radführung und Stabilisierung. Diese neue Aufhängung, die bei Fahrzeugen bis zur unteren Mittelklasse eingesetzt werden kann, bietet viel Platz zwischen den Längslenkern (z. B. für Gepäck, Reserverad oder Batterie) und kann auch als angetriebene Achse ausgeführt werden.

4.4 Einzelradaufhängungen der Vorderachse

Die Aufhängungskonzepte für die Vorder- und Hinterachse weichen voneinander ab, weil die Anforderungen und Gegebenheiten sehr unterschiedlich sind. Die Eignung der beschriebenen Radaufhängungskonzepte für die Vorder- und Hinterachsen sind deshalb separat zu behandeln.

4.4.1 Anforderungen an die Vorderachsaufhängungen

Die Radaufhängung sorgt für die Übertragung der Brems-, Antriebs- und Seitenkräfte sowie die präzise Führung des Rades gegenüber dem Aufbau mit einer Doppelfunktion von Kraft-/Bewegungsübertragung:

- ◆ Zuerst muss die Radaufhängung die Stellung des Rades zum Aufbau und zur Straße bei allen Fahrersituationen und auftretenden Kräften so halten, dass die Fahrzeugführung nicht gestört wird.
- ◆ Sie muss einen hohen Nickpol haben, um einen ausreichenden Bremsnickausgleich zu ermöglichen.
- ◆ Sie muss die unerwünschten (Hub-, Wank- und Roll-)Bewegungen des Aufbaus minimieren.
- ◆ Sie muss die Kräfte so übertragen, dass die Reaktionszeit beim Beschleunigungs-, Brems- und Lenkvorgang sehr kurz ist (hohe Steifigkeit).
- ◆ Sie muss die Weiterleitung der Schwingungen und Stöße, die vom Rad kommen verhindern.
- ◆ Die Konstruktion der Radaufhängung hat Crashanforderungen zu berücksichtigen. Anbindungspunkte an den Längsträgern dürfen die Energieaufnahme nicht behindern.

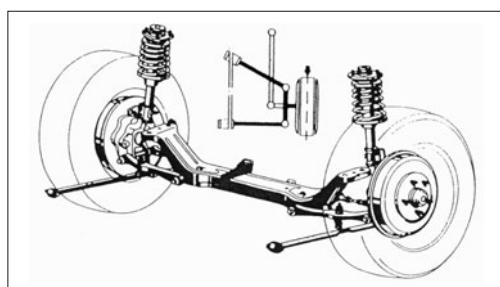


Bild 4-96: Twin Trapezoidal Link (HA: Mazda 626)

- ♦ Achsbauteile sollen sich bei hohen Belastungen plastisch verformen aber nicht brechen. Die Radführung und Lenkbarkeit bleibt so auch bei Missbrauch oder Unfallsituation möglichst erhalten.
- ♦ Die erforderlichen Radräume unter Berücksichtigung möglichst großer Lenkeinschläge für einen kleinen Wendekreis sind im Rahmen des Fahrzeug-Package möglichst gering zu halten.
- ♦ Sie muss bei angetriebenen Achsen um die Achsmitte genügend freien Platz für die Seitenwellen und das Differential anbieten.
- ♦ Störungen durch Drehmomentschwankungen, Bremsscheibentoleranzen, Unwuchten, ESP- Wirkung als auch Fahrbahnunebenheiten sind von der Lenkung fernzuhalten.
- ♦ Die Lenkkinematik muss für eine schnelle, gleichmäßige Lenkradrückstellung sorgen.
- ♦ Sie muss in den Kurven ein untersteuerndes bis neutrales Eigenlenkverhalten aufweisen.
- ♦ Ungleiche Reibwerte am linken und rechten Rad dürfen das Lenkmoment nicht stören sondern den Fahrer beim Ausregeln möglichst unterstützen.
- ♦ Sie muss in allen Fahrsituationen ein direktes Gefühl zur Straße vermitteln.

Ein Großteil dieser Anforderungen gilt auch für die Hinterachse. Für die Vorderachse sind jedoch folgende Besonderheiten zu berücksichtigen:

Lenkbarkeit

Die Einzelradaufhängungen der Vorderachse müssen lenkbar sein. Die heute üblichen Zahnstangenlenkungen haben eine parallel zur Radmitte angeordnete Achse, in der die Zahnstange nach rechts oder nach links bewegt wird. Die Lenkungssenker, die „Spurzangen“ genannt werden, verbinden die Zahnstange mit den beiden Radträgern; nach innen zur Zahnstange mit einem Axialkugelgelenk und nach außen zum Radträger mit einem Radialkugelgelenk. Die Gelenkmittelpunkte bestimmen zusammen mit der Lenkachse der Radaufhängung die Lenkkinematik. Die Eigenschaften der Lenkung dominieren die Auslegung jeder Vorderachse.

Wichtig dabei ist die Anordnung der genannten Gelenkpunkte derart, dass die Ackermangesetze berücksichtigt werden, die Spur und Spurweite sich innerhalb des gesamten Bewegungsraums des Rades nicht unzulässig ändern, die Toleranzen die Lenkeigenschaften nur geringfügig beeinflussen und der Lenkstrang zwischen Rad und Zahnstange möglichst steif bleibt.

Das Lenkgetriebe kann vor oder hinter der Achse und jeweils oberhalb oder unterhalb der Achsmittellinie angeordnet sein. Eine günstige Anordnung – wenn der Bauraum es zulässt – ist aus elastokinematischen Gründen vor der Achse und aus Steifigkeitsaspekten in Höhe der unteren Lenkerebene. Die Montagetoleranzen, die die Höhe der Zahnstangenmittelachse beeinflussen, müssen sehr eng gewählt werden.

Motor-Getriebe-Antriebsart

Die Auswahl des Aufhängungskonzepts für die Vorderachsen wird bestimmt durch folgende Faktoren:

- ♦ Anordnung des Antriebsaggregates (Front/Heck, Längs/Quer, Motor/Getriebe, Hybridantrieb),
- ♦ Antriebsart (angetrieben, nicht angetrieben),
- ♦ Motorgröße (Zylinderzahl, Reihen- oder V-Anordnung),
- ♦ Fahrzeugklasse (z. B.: Subcompact, Kleinwagen, Mittelklasse, Luxusklasse, SUV, Sportwagen, Van, Transporter etc.).

Antrieb

Wenn die Vorderachse gleichzeitig die Antriebsachse ist, ist bei der Auslegung darauf zu achten, dass die Antriebskräfte und -drehmomente die Lenkung nicht negativ beeinflussen. Dies wird in erste Linie durch eine möglichst nahe zur Radmitte verlaufende Lenkachse erreicht, weil dadurch die Störkrafthebelarme klein sind. Wichtig ist auch, dass die Antriebsmomente an beiden Rädern gleich groß sind (Seitenwellen sollten gleich lang sein), sonst besteht die Gefahr des Selbstlenkens (Torque steer).

Achslast

Die Vorderachslast ist wegen des meist vorn liegenden Antriebsaggregates höher als die Hinterachslast. Die Zuladung aber beeinflusst die Vorderachse weit geringer als die Hinterachse.

Bremskräfte

Die Bremskräfte sind an den vorderen Rädern immer höher als an den Hinteren (60–70 % der Gesamtbremskraft), weil beim Bremsen wegen der Trägheitskräfte die Vorderachse mehr belastet und die Hinterachse entsprechend entlastet wird. Die Bremsanlage muss demnach an der Vorderachse größer dimensioniert sein.

Crash

Beim Frontalcrash muss die Vorderachse einen Anteil der Crashenergie aufnehmen. Das bedeutet, dass Aufhängungssteile und Achsträger mit dem Verformungsverhalten des Vorderwagen abgestimmt sein müssen.

Fußgängerschutz

Die neuen Regelungen des Fußgängerschutzes erfordern einen Freiraum zwischen der Motorhaube und darunter liegenden harten Teilen. Diese Regelung kann die Lage des höchsten Kinematikpunktes (obere Dämpferanbindung) beeinflussen.

4.4.2 Komponenten der Vorderachse

Neben der Radführung gehören die Lenkung, Federung/Dämpfung, Radlagerung, Radbremse und in der Regel ein Achsträger, zu Komponenten der Vorderachse. Häufig wird auch die Lenksäule und das Lenkrad

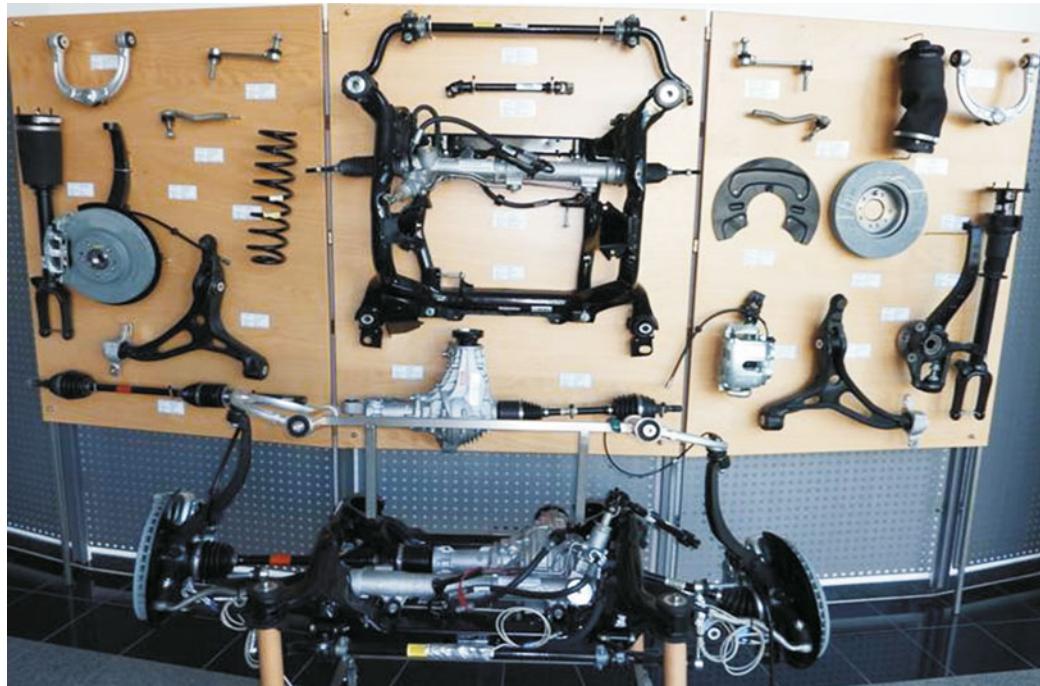


Bild 4-98: Komponenten einer Vorderachse (VA: Mercedes M-Klasse Bj. 2007)

hinzugezählt. Das Antriebsaggregat wird gerne auf dem Hilfsrahmen mit 2 bis 3 Gummilagern (meist Hydrolager, zum Teil sogar regelbar) befestigt. Diese Lagerung gehört ebenfalls zu den Komponenten der Vorderachse. **Bild 4-98** zeigt eine angetriebene Vorderachse, die in einzelne Komponenten zerlegt ist.

4.4.3 Einsatzgebiete der Vorderachstypen

Weite Verbreitung hat die McPherson-Aufhängung als Vorderachse gefunden (in 2005 weltweit 78 %) gefolgt von der Doppelquerlenkerachse (20 %).

Alle restlichen Aufhängungsarten machen gerade 2 % der weltweit 62 Millionen gebauten Fahrzeuge aus.

75 % dieser Fahrzeuge haben einen Frontantrieb. Hier liegt die Einsatzquote der McPherson-Aufhängung sogar bei 90 % (**Bild 4-99**).

Bei den nicht angetriebenen Vorderachsen dagegen ist die Doppelquerlenkeraufhängung mit 53 % häufiger als McPherson mit 39 %. Die Mehrlenkerachsen finden man mit 15 % ausschließlich (Ausnahme Audi A4/6/8) bei nicht angetriebenen Vorderachsen, jedoch insgesamt nur bei 1 % aller Vorderachsen.

Die Starrachse wird nur noch zu 1,4 % an den Vorderachsen bevorzugt, davon 0,8 % bei den Allradfahrzeugen (Die starre Vorderachse ist immer noch in 12 % der Allradfahrzeuge verbaut, wobei die Allradfahrzeuge lediglich 6,7 % der Gesamtfahrzeuge ausmachen).

Bild 4-100 zeigt eine Aufstellung für die bekannten Volumenmodelle der unteren Fahrzeugklassen. Hier

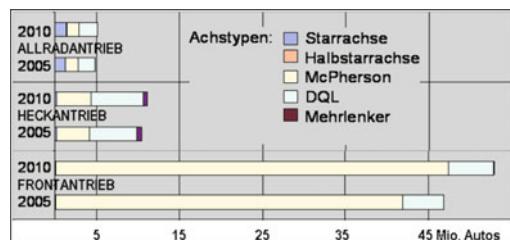


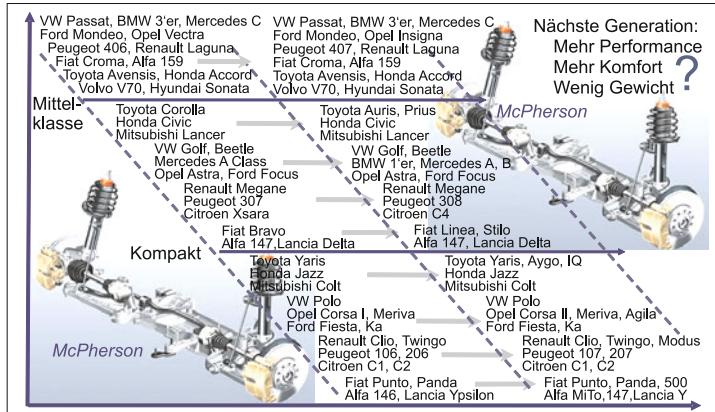
Bild 4-99: Anteile der Vorderachstypen weltweit in den Jahren 2005 und 2010

werden fast ohne Ausnahme McPherson-Federbeinaufhängungen verwendet.

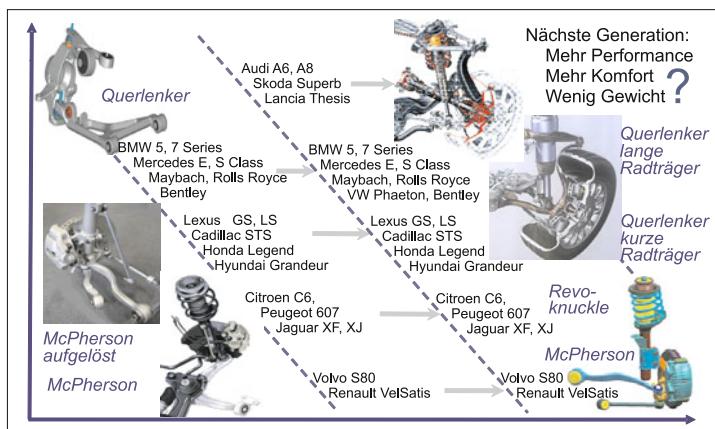
Bild 4-101 zeigt im Vergleich dazu eine Aufstellung der bekannten Premiummodelle der oberen Klassen. Hier werden überwiegend Vier- oder Fünflenker-Einzelladeraufhängungen bevorzugt. Vereinzelt sind aber immer noch McPherson-Aufhängungen mit aufgelösten unteren Lenkern zu finden. Reine Doppelquerlenker sind kaum noch anzutreffen.

4.4.4 Besonderheiten der Vorderachsauflösungen

Wie die statistische Auswertung zeigt, sind vor allem zwei Bauarten für die Vorderachse von Bedeutung: Federbein- (McPherson) und Doppelquerlenker. Das Auflösen der Dreiecksquerlenker zu Einzellenkern in

**Bild 4-100:**

Zukunftstendenzen der Vorderachsen für die unteren Fahrzeugsegmente

**Bild 4-101:**

Zukunftstendenzen der Vorderachsen für die oberen Fahrzeugsegmente

beiden Konfigurationen eliminiert funktionale Nachteile und führt zu weiteren Derivaten dieser Konzepte, wie 4- und 5-Lenker-Vorderachsen.

Doppelquerlenkeraufhängungen bzw. Mehrlenkervorderachsen sind ab oberer Mittelklasse an Fahrzeugen mit großen, längs liegenden Motoren eingebaut wegen der hohen Achslasten und Antriebskräfte und der Kombinationsfähigkeit mit Luftfederung. Federbeinaufhängungen hingegen werden für die kleineren Fahrzeuge im Wesentlichen wegen des sehr guten Kosten/Nutzen-Verhältnisses, des geringen Platzbedarfes und Gewichts verwendet.

4.5 Einzelradaufhängungen der Hinterachse

Eine Hinterachse ohne Hinterradlenkung benötigt keine Lenkbarkeit. Sie ist insofern einfacher auszulegen als die Vorderachse. Dagegen ist der Einfluss der Hinterachse beim Wanken, Nicken, Geradeausfahrt und Eigenlenkverhalten sehr groß und bedarf einer sorgfältig abgestimmte Kinematik.

4.5.1 Anforderungen an die Hinterachse

Die Anforderungen an die fahrdynamischen Eigenschaften der Hinterachse lassen sich zusammenfassen als:

- ◆ Geringe Spur-, Sturzänderungen wegen Reifenverschleiß
- ◆ Das Wankzentrum sollte nicht zu hoch liegen, um die Geradeausfahrtstabilität zu sichern
- ◆ Die Räder müssen sich beim Einfedern und unter Längsstößen nach hinten verschieben können (Längsnachgiebigkeit, Schrägfederung)
- ◆ Hohe Steifigkeit um die Radhochachse, um Vorlauf bei pneumatischem Nachlauf zu sichern
- ◆ Konstante Vorspur oder geringe Zunahme der Vorspur bei Kurvenfahrt (Seitenkraft- und Wanklenken), insbesondere am kurvenäußersten Rad
- ◆ Moderate Zunahme der Vorspur beim Bremsen in der Kurve
- ◆ Hohe Sturzsteifigkeit unter Querkraft für eine gute Kurvenstabilität, gutes Lenkgefühl und hohe Agilität

- ♦ Geringe Nachlaufänderungen unter Quer- und Bremskräften, um die Empfindlichkeit gegenüber Bremsrubbeln und Achsschütteln minimal zu halten
- ♦ Keine Antriebsmomentabstützung über das Rad und keine damit zusammenhängende Radlastschwankungen bei Antriebsmomentänderungen
- ♦ Guter Nickausgleich beim Beschleunigen und Bremsen.

Im wesentlichen sind drei Kräfte, die am Rad wirken, von Bedeutung:

- ♦ Längskräfte an der Radmitte, die als Stöße durch die Unebenheiten auf der Fahrbahn entstehen
- ♦ Längskräfte am Reifenlatsch, die beim Bremsen oder Beschleunigen entstehen
- ♦ Querkräfte am Reifenlatsch, die bei der Kurvenfahrt entstehen.

Um die Stöße abzumindern muss die Radmitte möglichst große Längsnachgiebigkeit haben (ca. 10 % der Vertikalfederung). Diese ist wichtig für einen guten Fahrkomfort.

Längs- und Querkräfte am Reifenlatsch müssen das Hinterrad in Richtung Vorspur bewegen.

Die Aufhängung muss eine sehr hohe Quersteifigkeit aufweisen, damit sich unter Einfluss von Seitenkräften Sturz und Nachlauf nicht bzw. minimal ändern.

Für die Hinterachse sind folgende Besonderheiten zu berücksichtigen:

Abhängigkeit von der Zuladung

Die beladungsabhängigen Achslaständerungen sind an der Hinterachse deutlich ausgeprägter, weil das Gewicht des Gepäcks und der Fahrzeuginsassen sowie die Kupplungsstützlast für die Anhänger in erster Linie die Hinterachse belasten. Bei passiven Federn ändern sich mit der Zuladung Federweg, Radstellung und die Auslenkung der Gummilager.

Antriebsmomentenabstützung

Die Oberklassenfahrzeuge und SUVs haben in der Regel eine angetriebene Hinterachse, die hohe Drehmomente übertragen muss. Das Drehmoment muss in der

Aufhängung gut abgestützt werden um Fahrsicherheit und Komfort nicht zu beeinträchtigen.

Fahrkomfort, Schluckvermögen der Stöße

Die Stöße und Schwingungen aus der Hinterachse, die von der Fahrbahn in den Aufbau übertragen werden, sind für die hinten sitzenden Insassen besonders wahrnehmbar. Deshalb muss eine Hinterachsaufhängung diese gut isolieren können. In dieser Hinsicht ist das wichtigste Merkmal die Parallelbewegung (Längselastizität) des Rades, wenn ein Längsstoß auftritt. Das Merkmal ist nur durch die Radaufhängung und deren Elastokinematik zu optimieren.

Die Anbindungspunkte der Radaufhängung an der Karosserie sind ebenfalls komfortrelevant. Diese müssen besonders in der Längsrichtung immer durch großvolumige Gummilager bestückt sein. Besser ist jedoch der Einsatz eines Achsträgers.

Einbauraumverhältnisse

Im Package muss die Hinterradaufhängung so schmal und flach bauen wie möglich, um größten Freiraum, mit großer Durchladebreite und tiefer Ladekante zu erreichen.

Einfluss der Modellvarianten

Eine weitere Herausforderung bei den Hinterradaufhängungen ist die Sicherstellung, dass viele unterschiedliche Modellvarianten (Limousine, Kombi, Coupe, Cabriolet usw.) und Antriebsvarianten (Front-, Heck-, Allradantrieb) mit möglichst wenigen Änderungen an der Achse zu realisieren sind.

Einfluss auf die Agilität, Torque Vectoring

In der letzten Zeit werden Allradfahrzeuge mit aktiver Quermomentenverteilung an der Hinterachse angeboten. Dieses Achsgetriebe verteilt das Drehmoment zwischen dem rechten und linken Rad derart, dass das Fahrzeug im Kurveneingang aktiv in die Kurve gedreht wird.

Modularität der Hinterachsen

Ein sehr wichtiger Gesichtspunkt bei der Auslegung von Plattform-Hinterachsen ist die Vorgabe, dass die

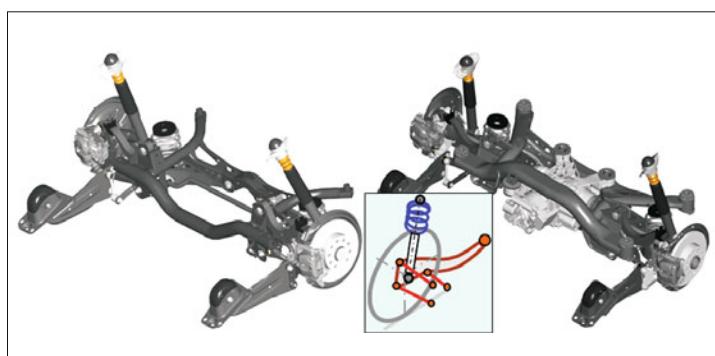


Bild 4-102:

Nicht angetriebene und angetriebene Varianten der Mehrlenker-Hinterachse des Golf V [17]

Achse sowohl für das Frontantriebsfahrzeug aber auch für Allradversionen geeignet ist. Die gleiche Achse zu benutzen bedeutet, dass die in größeren Stückzahlen gebauten Frontantriebsfahrzeuge unnötige Mehrkosten durch die Allradversionen aufweisen. Zwei unterschiedliche Versionen bedeuten zu viele zusätzliche Einzelteile, Werkzeug- und Entwicklungskosten. Der beste Weg ist die nicht angetriebene Achse so zu optimieren, dass sie mit möglichst wenigen Änderungen und möglichst vielen Gleichteilen von der angetriebenen Achse abgeleitet werden kann. Ein Beispiel zeigt Bild 4-102 anhand der aktuellen VW Golf V Hinterachse.

4.5.2 Komponenten der Hinterachse

Neben den Radführungskomponenten, wie Federung, Dämpfung, Radträger, Radlagerung, Radbremse, gehören Achsträger und seine Lagerung (bei den Starr- und Halbstarrachsen sowie einigen nicht angetriebenen Einzelradaufhängungen braucht man keinen Achsträger), Stabilisatorstange, sowie bei angetriebenen Achsen ein Ausgleichsgetriebe und Seitenwellen samt ihrer Aufhängung zu den Komponenten der Hinterachse (Bild 4-103).

4.5.3 Einsatzgebiete der Hinterachstypen

Wie die Auswertung für die Jahre 2005 und 2010 zeigt, ist die Variantenvielfalt bei den Hinterachsen deutlich größer als bei den Vorderachsen. Es sind 5 Achskonzepte, die häufig zu finden sind: Mit 26 % führen die

Verbundlenkerachsen gefolgt von Starr- bzw. Mehrlenkerachsen mit jeweils 23 %. Weitere drei Konzepte sind noch von Bedeutung: Doppelquerlenker, Längslenker (jeweils 8 %) und Torsionskurbelachsen (6 %). Schräglenger- (2,3 %) und Raumlenkeraufhängungen (1,8 %) haben von ihrer Verbreitung her eine geringere Bedeutung (Bild 4-104).

Bild 4-105 zeigt eine Aufstellung der bekannten Volumenmodelle der unteren Fahrzeugklassen (nicht angetrieben). Hier werden mehrheitlich Verbundlenkerachsen verwendet. Bei einigen Modellen werden auch Mehrlenkerachsen (1 Längs- und 3 Querlenker) eingebaut.

Bild 4-106 zeigt eine Aufstellung der bekannten Premiummodelle der oberen Klassen. Hier konkurrieren drei unterschiedliche hochwertige Aufhängungstypen. Überwiegend werden gegenwärtig Vier- oder Fünflenker-Einzelradaufhängungen verwendet.

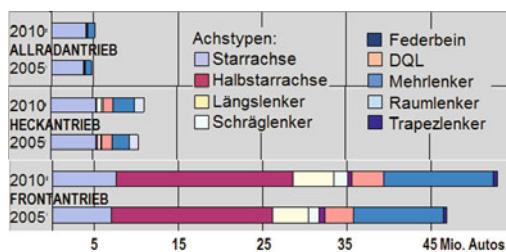


Bild 4-104: Anteil der Hinterachstypen in den Jahren 2005 und 2010

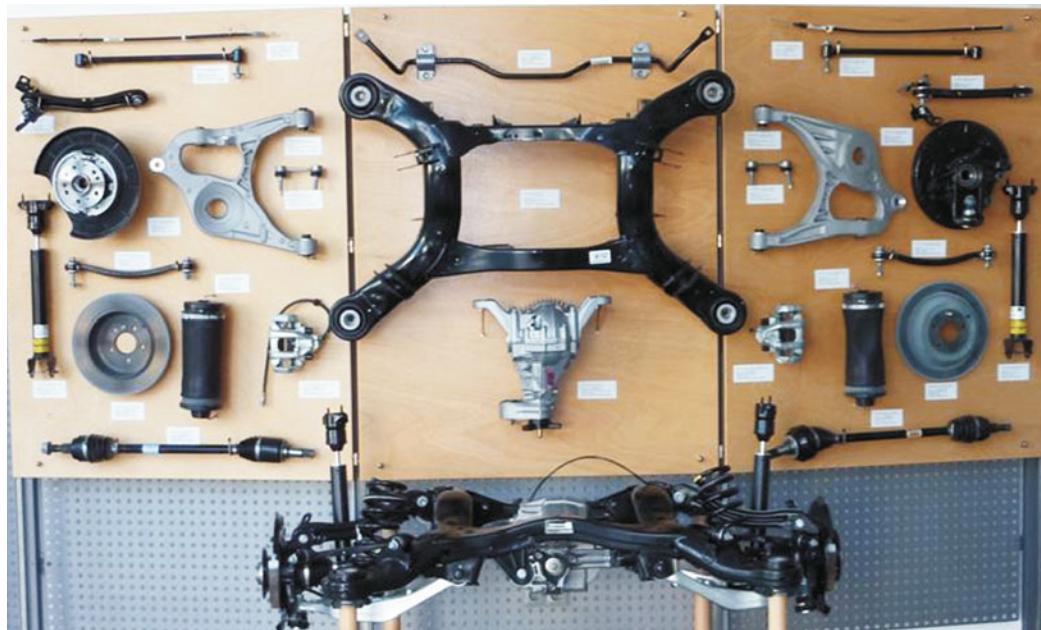


Bild 4-103: Komponenten einer Hinterachse (HA: Mercedes M-Klasse Bj. 2007)

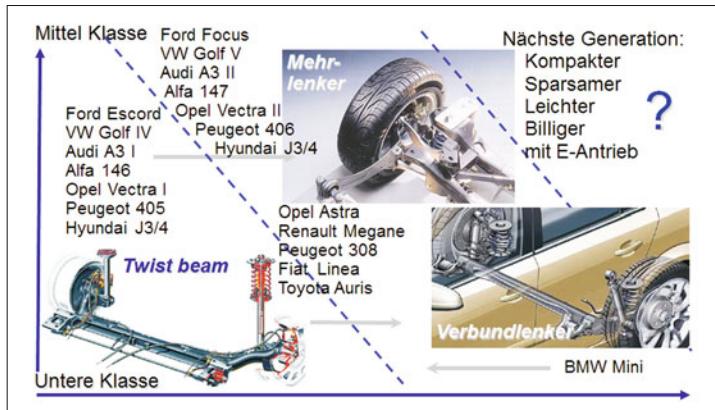


Bild 4-105:
Zukunftstendenzen der Hinterachsen für die unteren Fahrzeugsegmente

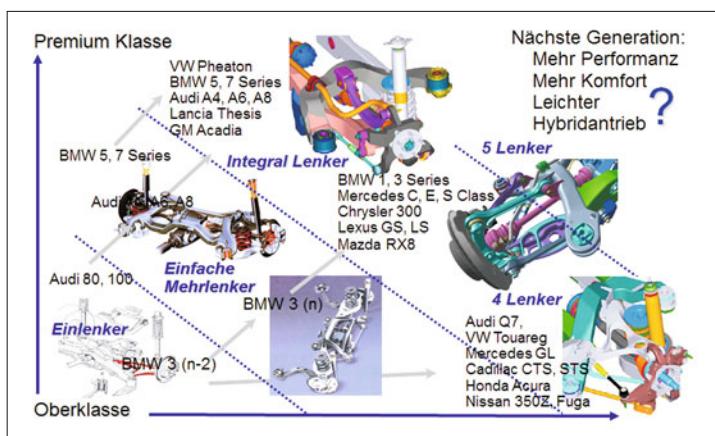


Bild 4-106:
Zukunftstendenzen der Hinterachsen für die oberen Fahrzeugsegmente

4.5.4 Besonderheiten der Hinterachsenaufhängungen

4.5.4.1 Nicht angetriebene Hinterachse

Bei den nicht angetriebenen Hinterachsen führen die halbstarren Bauarten mit 42 % (Verbundlenker 34 %, Torsionslenker 8 %). Alle Kleinfahrzeugklassen haben eine raum- und kostensparende Verbundlenkerachse (**Bild 4-104**). In der unteren Mittelklasse setzt sich die Mehrlenkeraufhängung immer mehr durch (23,5 %). Sie wird gefolgt von Starrachsen mit 12,2 % (ausschließlich bei SUVs und Light Trucks).

Für nicht angetriebene Kleinwagen-Hinterachsen sind die Verbundlenkerachsen aus Nutzen/Kosten-Betrachtungen her die günstigste Auswahl. Sogar bei der unteren Mittelklasse werden Verbundlenkerachsen häufig verwendet (Opel Astra, Fiat Punto, Peugeot 207, Renault Clio, Toyota Auris), weil die Mehrkosten der Mehrlenkeraufhängungen trotz ihrer fahrdynamischen Vorteile im Markt kaum akzeptiert werden.

Die aufwändigen Mehrlenkeraufhängungen finden erst ab der Mittelklasse Verwendung, weil hier die Mehrkosten akzeptiert werden. Die Starrachsen sind

nur bei einigen allradangetriebenen großen Pkw und Transportern sowie Light Trucks wegen der deutlich höheren Belastbarkeit zu finden.

4.5.4.2 Angetriebene Hinterachse

Die Starrachsen werden bei den angetriebenen Hinterachsen mit 57 % deutlich bevorzugt (**Bild 4-104**). Diese sind absolut gesehen jedoch ein kleiner Anteil von lediglich 13 % aller Hinterachsen und beschränken sich ausschließlich auf SUVs und Light Trucks aus den nicht europäischen Ländern. Mehrlenker- (21 %) und Raumlenkerradaufhängungen (8 %) folgen den Starrachsen. In Europa werden bei Mittel- und Oberklassenfahrzeugen fast ausschließlich diese Bauarten bevorzugt. Schließlich haben bei den angetriebenen Hinterachsen die Doppelquerlenker aufhängungen einen Anteil von 9 %.

4.5.4.3 Verbundlenker-Hinterachsen

Die Verbundlenkerachse ist führend bei allen frontangetriebenen kleinen bis mittelgroßen Fahrzeugen mit Frontmotor; in erster Linie wegen der unschlagbar

günstigen Kosten und der kompakten Abmessungen. Deshalb werden die limitierten kinematischen Eigenschaften in der Kurvenfahrt und beim Bremsen für Volumenmodelle in Kauf genommen. Es wird aber ständig versucht, die fahrdynamischen Eigenschaften zu verbessern ohne das Verbundlenkerkonzept zu ändern. Eine Möglichkeit (Multi Compliance Twist Beam Achse) ist im Abschnitt 4.2.1.4 beschrieben.

Eine weitere, sehr aktuelle Lösung ist im neuen Opel Astra zu finden. Die Verbundlenkerhinterachse wird mit einem in der Achsmittellinie angeordneten Watt-Gestänge erweitert, um die Querkräfte besser abzustützen. Dadurch wird die Quersteifigkeit erhöht und die Übersteuertendenz reduziert (s. Abschnitt 4.2.1.3 **Bild 4-26**). Die beiden Enden des Watt-Gestänges sind am Radträger gelagert. Das kurze Mittelglied mit drei Gelenken stützt die beiden Koppelstangen ab und das Mittelgelenk, das drehbar am Aufbau gelagert ist, leitet die Querkräfte zum Aufbau weiter.

4.5.4.4 Mehrlenker-Hinterachsen

Für die Fahrzeuge der mittleren und oberen Klassen, besonders wenn diese angetriebene Hinterachsen haben, kommen die günstigen Verbundlenkerachsen, auch mit Optimierungen nicht in Frage. In diesen Klassen finden in erster Linie Mehrlenkerachsen Anwendung. Durch die 4 bis 5 Lenker sind hier die Auslegungsfreiheiten so groß, dass man alle an eine Hinterachse gestellten Anforderungen erfüllen kann. Dabei werden die höhere Kosten und Gewicht in Kauf genommen.

Die zwei wichtigsten Anforderungen an die Hinterachsauhängungen sind eine sehr gute Längsnachgiebigkeit für einen guten Fahrkomfort und eine präzise Kontrolle der Spur- und Sturzwinkel in der Kurve sowie beim Bremsen (Fahrsicherheit).

4.6 Gesamtfahrwerk

Das Zusammenwirken beider Achsen und deren Anpassung zueinander sowie zu den Aufbaumerkmalen (Gewicht, Länge, Breite, Antriebsaggregat, s. Abschnitt 1.3) bestimmt, wie gut die Eigenschaften des Gesamtfahrwerks sind. Das heißt, mit einer guten Vorderachse und einer ebenfalls guten Hinterachse, die jedoch nicht zueinander und zum Rest des Fahrzeugs passen, kann kein gutes, optimales Fahrverhalten erreicht werden. Insofern lassen sich die beiden Achsen nie unabhängig voneinander konfigurieren, auslegen und abstimmen.

4.6.1 Zusammenspiel von Vorder- und Hinterachse

Die kinematischen Eigenschaften der Vorder- und Hinterachse sind aufeinander abzustimmen, um ein harmonisches Gesamtfahrzeugverhalten zu erhalten.

Wichtig sind die Wankpole, durch die die Wankachse des Aufbaus verläuft. Allgemein wird eine leicht nach vorne geneigte Wankachse als stabilisierend beurteilt, die absolute Höhe muss sich an der Lage des Fahrzeugschwerpunkts orientieren. Auch der Nickausgleich ist zwischen den Achsen so abzustimmen, dass der Fahrer beim Bremsen neben einem geringen Nickwinkel möglichst kein Absenken erfährt.

Vertikaldynamisch sind die Eigenfrequenzen beider Achsen leicht unterschiedlich zu wählen, um ausgeprägte Nickeigenschwingungen auszuschließen.

4.6.2 Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs

Die gegenseitige Beeinflussung der Achsen macht sich hauptsächlich beim Eigenlenkverhalten des Gesamtfahrzeugs bemerkbar (s. Abschnitt 2.5.3).

Aufgrund der Lage des Antriebs und der Gewichtsverteilung zeigen Fahrzeuge mit Vorderradantrieb im Prinzip ein Untersteuerverhalten, dagegen diejenigen mit Hinterradantrieb und mit einem hinten liegenden Schwerpunkt eine Tendenz zum Übersteuern. Dies kann durch Auswahl geeigneter Aufhängungstypen ausgeglichen werden.

Für die Autos mit Frontantrieb wählt man vorne eine Aufhängung mit geringem und hinten mit größerem Schräglaufbedarf. Dies wird maßgeblich durch die Höhe des Rollzentrums bestimmt.

Wenn das Rollzentrum durch Zuladung absinkt, wird ein größerer Anteil des Wankmomentes auf die andere Achse übertragen. Dadurch wird die stärkere Drift, die sich aus der höheren Achsbeanspruchung ergibt, kompensiert [13].

Bei Stößen (plötzlich auftretenden Kräften) wird das Wankmoment zum größten Teil von den Stoßdämpfern aufgenommen. Wenn die Achsdämpfungen unterschiedlich sind, wird die Achse mit härterer Dämpfung stärker driften, was das Lenkverhalten beeinflusst. Ein niedriger Schwerpunkt und harte Federn schränken die Wankbewegung ein.

Beim schnellen Spurwechselmanövern kann die Stabilität des Fahrzeugs verbessert werden, indem die Hinterachse mit der Vorderachse mitgelenkt wird. Dies wird erreicht, wenn die Hinterachse unter Querkraft in die Vorspur geht (untersteuert).

4.6.3 Achslastverlagerungen

Die Achslasten werden beim Bremsen und Beschleunigen bedingt durch die Trägheit des Aufbaus verlagert; beim Bremsen zur Vorderachse, beim Beschleunigen zur Hinterachse. Es ist wünschenswert, diese Lastverlagerungen so klein zu halten wie möglich.

4.6.4 Konstruktionskatalog als Auswahlhilfe für die Achstypen

Obwohl es viele vergleichende Untersuchungen zu den verschiedenen Aufhängungsvarianten gibt, entschei-

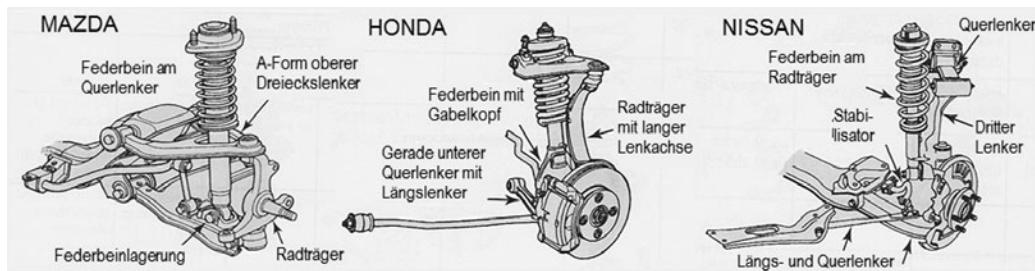


Bild 4-107: Unterschiedliche VA-Aufhängungsarten der drei japanischen Automobilhersteller [22]

den sich die Automobilhersteller für die neuen Modelle sehr oft aus ihrer Firmentradition und langfristigen Achsstrategien für das Altbewährte. Es sind einerseits die umfangreichen Erfahrungen, die sie mit ihrer eigenen Lösung gesammelt haben, andererseits die Pflege der Brandkultur, die eine bestimmte Lösung als Markenzeichen mit der Firma verbindet und vom Kunden wahrgenommen wird. Ein schönes Beispiel dazu sind die Vorderachstypen von drei japanischen Herstellern, die sich sehr stark voneinander unterscheiden (Bild 4-107) [23]. Insofern ist es selten der Fall, bei neuen Modellen die Art der Aufhängung anhand objektiver Kriterien, die in einem Konstruktionskatalog zusammengefasst werden können, neu zu entscheiden. Die Konstruktionskataloge beinhalten alle bekannten Lösungen für die technischen Aufgaben mit deren für die Auswahl relevanten Eigenschaften. Die Lösungssammlung ist systematisch gegliedert. Die Eigenschaften sind für die einzelnen Lösungen unmittelbar miteinander vergleichbar, um eine möglichst objektive Auswahl zu ermöglichen [24]. Ein Konstruktionskatalog für die Achsen und Aufhängungen wird gewiss nie ausschließlich für die Entscheidung des Achskonzepts neuer Modelle benutzt. Er bietet aber eine sehr übersichtliche und komprimierte Sammlung aller bekannten Ausführungsmöglichkeiten samt deren Merkmalen für die Vorder- und Hinterachsen (Tabelle 4-4).

4.7 Radaufhängungen der Zukunft

4.7.1 Achstypen der letzten 20 Jahre

In den letzten 20 Jahren hat sich die Einsatzhäufigkeit der Achstypen stark geändert. Vergleicht man die Porsche Studie aus 1985 und 1995 (nur in der BRD, bis 1300 kg Leergewicht) [25] mit den Zulassungszahlen von 2000 [26] und 2005 [27] stellt man folgende Änderungen und Tendenzen fest:

- ◆ das Federbein vorn ist mit Abstand führend (78 %),
- ◆ der Anteil der Doppelquerlenker vorn mit Antrieb sinkt leicht auf 7,5 % im Jahr 2005, nach starken Steigerungen in den Jahren 1985 bis 1995,

- ◆ der Anteil der Doppelquerlenker vorn ohne Antrieb sinkt stark auf 9,2 % im Jahr 2005, nach starkem Anstieg in den Jahren 1985 bis 1995,
- ◆ der Anteil der Starrachsen sinkt sowohl als Vorderachse (1,4 %) als auch als Hinterachse (22,5 %),
- ◆ der Anteil der Halbstarrachsen hinten gehen auf 31 % zurück im Jahr 2005, nach 35 % im Jahr 1995,
- ◆ auch Längs- und Schrägenlenker hinten werden seltener (von 12,6 % im Jahr 2003 auf 10,2 % in 2005),
- ◆ der Doppelquerlenkeranteil hinten steigt von 6,1 % auf 8 %, insbesondere bei nicht angetriebenen Achsen,
- ◆ der Anteil der Mehrlenkeraufhängungen hinten bleibt stabil bei 25 %,
- ◆ der Anteil des Feder-/Dämpferbeins hinten hat keine Bedeutung mehr (1,2 %),
- ◆ der Allrad-Anteil ist von 4,5 auf 6,5 % gestiegen,
- ◆ der Frontantrieb dominiert deutlich (76,5 %).

4.7.2 Häufigkeit der aktuellen Achstypen

Die Vielfalt der Achstypen in den ca. 62 Millionen weltweit produzierten Fahrzeugen bis 3,5 Tonnen in 2005 und ca. 70 Mio. in 2010 ist überschaubarer geworden: Bild 4-108 zeigt die Anteile für die Vorderachsen und Bild 4-109 für die Hinterachsen.

Hier sieht man, dass vorne nur vier und hinten nur neun Typen über 99 % des Marktes abdecken. In der Zukunft wird die Typenvielfalt weiter abnehmen und sich auf jeweils 2 bis 3 Typen für Vorder- und Hinterachse einschränken. Die Bilder 4-100 und 4-101 sowie

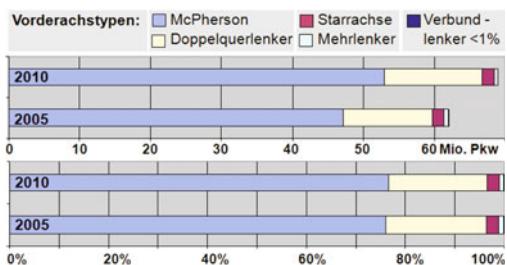


Bild 4-108: Anteile der Vorderachstypen weltweit in den Jahren 2005 und 2010: nur vier Typen werden gebaut

Tabelle 4-4: Konstruktionskatalog für die Achsen (L = Längs, Q = Quer, S = Schräg, V = Vorderachse, H = Hinterachse, 1 = ungünstig, 5 = sehr günstig) [23]

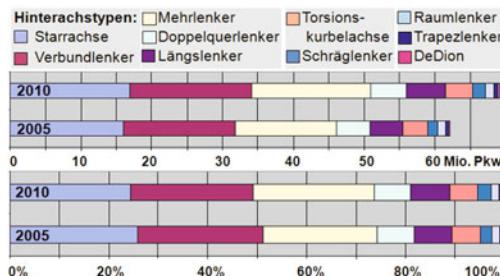


Bild 4-109: Anteile der Hinterachstypen weltweit in den Jahren 2005 und 2010: neun Typen werden gebaut

Bilder 4-105 und 4-106 zeigen deren vorausgesagte Bedeutung für die einzelnen Fahrzeugsegmente. Für die Entscheidung des Aufhängungskonzepts ist Fahrzeugklasse maßgebend; entweder kostengünstige Volumenmodelle oder teure Premiumklassen. Die Mittelklasse wird sich dann, je nach der Positionierung des Modells und dessen Käuferschicht, der Konzepte der unteren oder oberen Klasse bedienen.

4.7.3 Die zukünftigen Vorderachstypen (Tendenzen)

Eine weitere Konzentration auf noch wenige Achstypen ist die Tendenz für die Zukunft [28].

Der steigende Kostendruck, eine potentiell große Käuferschicht mit wenig Kaufkraft, aber auch die Konsolidierung der Anzahl der Automobilhersteller, wird den Zwang zur „Achse von der Stange“ erhöhen. So ist durchaus denkbar, dass ein und dieselbe Achse nicht nur in den unterschiedlichen Marken und Modellen eines Herstellers sondern auch in den Fahrzeugen anderer Herstellern zu finden sein werden.

In Zukunft wird sicherlich auch die Stellung der Achse als Kernkompetenz der OEMs nachlassen und der Kostenanteil der mechanischen Achse am Gesamtfahrzeug zurückgehen.

Für die Vorderachse wird die McPherson-Aufhängung die Volumenmodelle der unteren Klassen voll beherrschen. Sie wird gefolgt von Doppelquerlenkeraufhängung (zum Teil mit aufgelösten unteren Lenkkern) mit langer Lenkachse für Oberklasse und SUVs. Alle anderen Ausführungen werden nur Nischenlösungen bleiben. Da die Außenabmessungen der Fahrzeuge nicht weiter wachsen werden, wird die McPherson-Radaufhängung auch in Zukunft aus Bauraum- und Kostengründen führend bleiben.

4.7.4 Die zukünftigen Hinterachstypen (Tendenzen)

Als Hinterachse wird sich für nicht angetriebene Fahrzeuge bis zur Mittelklasse die Verbundlenkerachse weiterhin behaupten. Für die Mittel- und Oberklasse sowie für SUVs werden die Mehrlenkeraufhängungen dominieren. Die Starrachsen sind für Transporter, Light Trucks (Fahrzeuge mit hohen Achslasten) als angetriebene Achse weiterhin sinnvoll. Alle sonstige Arten (Schräglenger, Längslenker, Integrallenker, Federbein usw.) werden weiter an Bedeutung verlieren. Da die Anzahl der Lenker sich nicht weiter erhöhen lässt, ist ein baldiges Ende der kinematischen Weiterentwicklung der Hinterachse vorauszusehen. Die Lenker werden einfacher und kostengünstiger. Der zukünftige Mehrwert an den Achsen wird eher durch elektronische Systeme erzielt, die das Verhalten der Achse an die jeweilige Fahrsituation anpassen können.

Wenn der Anteil der Elektrofahrzeuge mit radnahen Elektromotoren oder Radnabenelektromotoren (**Bild 4-110**) steigt, ist hier mit ganz neuen, nur den Erfordernissen des Elektroantriebs entsprechenden Achstypen zu rechnen.

Eins ist jedoch sicher: die Achsen werden sich in den nächsten 20 Jahren nicht wesentlich von den heutigen unterscheiden. Schließlich wurden die gegenwärtig verwendeten Achsen in einer über 100 jährigen Entwicklungsgeschichte bestmöglich an die Verwendung im Automobil angepasst.

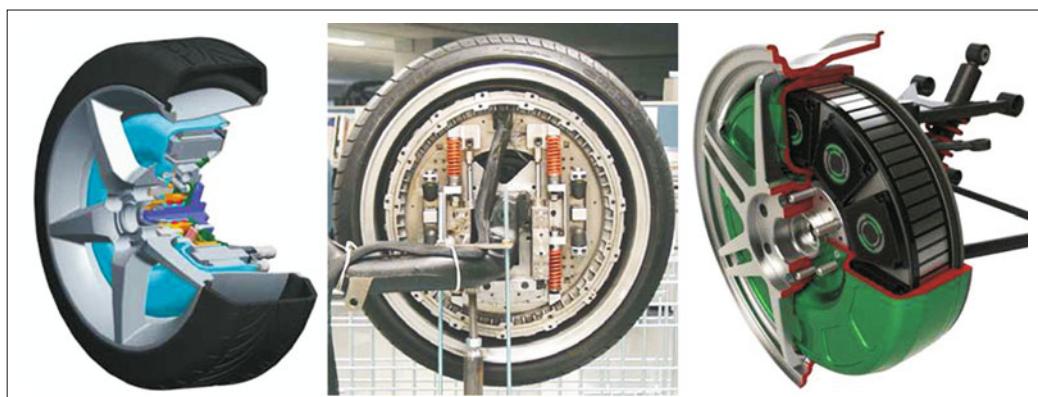


Bild 4-110: Radnabenmotoren: eWheel, Bridstone und Proteon DriveProton [29], [30]

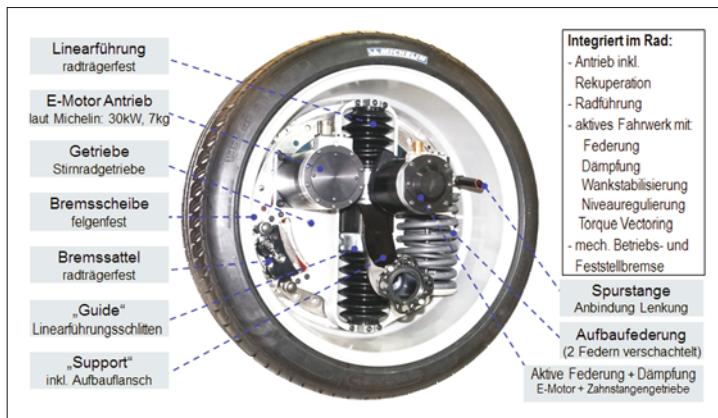


Bild 4-111:
Radnabenmotor „Active Wheel“
von Michelin

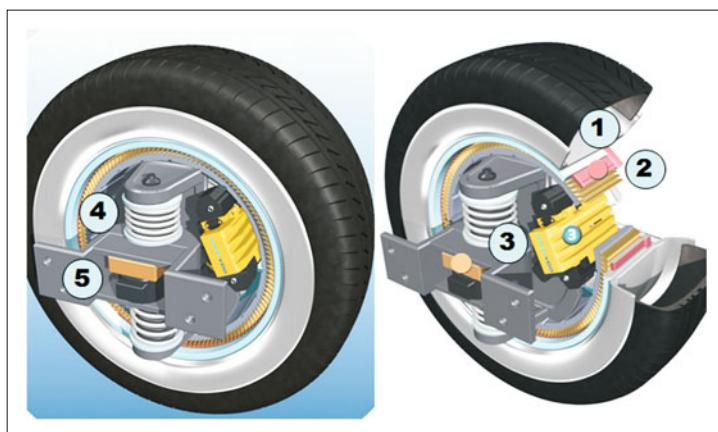


Bild 4-112:
eCorner-Modulkonzept von
Siemens VDO (jetzt Conti) [31]:
1 Reifen und Felge, 2 Radnaben-
motor, 3 Keilbremse, 4 aktive
Feder/Dämpfer, 5 Lenkung

Eine radikale Veränderung des Achskonzepts, z. B. durch vollständige Integration aller Radführungs- und Antriebselemente im Rad (**Bild 4-111**) muss vor der Nutzung sorgfältig anhand der umfangreichen Lastenheftvorgaben aktueller Achsen überprüft werden. In jedem Fall wird sich jedoch der Umfang der elektronisch und elektrisch dargestellten Fahrwerkfunktionen erweitern.

Die im Bild **4-112** gezeigte Vision „eCorner-Modul“ von VDO (jetzt Conti) hat den Radnabenmotor, die Federung, Dämpfung, Bremse und sogar die Lenkung in einem sehr engen Raum zusammengefasst. Sie kann als Ausblick auf zukünftige Achskonzepte zumindest für elektrisch angetriebene Kleinstfahrzeuge gelten (s. auch Abschnitt 9.3.4 und die Bilder 9-29 bis 9-38).

Literatur

- [1] Braess, Seifert: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2001
- [2] Matschinsky, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge. Berlin, Heidelberg: Springer, 1998

[3] Heißing, B.: Vorlesungsmanuskript, TU München. München, 2005

[4] Gillespie, T. D.: Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: SAE International, 1999

[5] Genta, G.; Morello, L.: The Automotive Chassis, Vol. 1. Springer Science+Business Media B.V., 2009

[6] Henker, E.: Fahrwerktechnik. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1993

[7] Reimpell, J.: Fahrwerktechnik: Radaufhängungen. Würzburg: Vogel Buchverlag, 1986

[8] Harder, M.; Ohlschläger, S.: The new Opel Astra rear axle. Chassis-Tech. S. 281–297, München, 8.–9. Juni 2010

[9] Elbers, C.; Albers, I.; Wiesenthal, M.: Aktiv und passiv optimierte Verbundlenkerachsen. VDI-Tagung „Reifen, Fahrbahn, Fahrwerk“. Hannover, 2009

[10] Magna Steyr: Dynamische Verbundlenkerachse. Firmenprospekt. Graz, 1994

[11] Bastow, D.; Howard, G.; Wheitehead, J.: Car Suspension and Handling, 4th ed. Warrendale: SAE International, 1993

[12] Spina, M.: Full-Range rear architecture suspension using flexible arm. Vehicle Dynamic Expo Stuttgart, May 2004.

[13] Arkenbosch, M.; Mom, G.; Neuwied, J.: Das Auto und sein Fahrwerk, Band 2. Stuttgart: Motorbuch, 1992

[14] Zandbergen, P.: Design Guidelines for Advanced Automotive Rear Suspension. 6. Tag des Fahrwerks-Institut für Kraftfahrzeuge RWTH, S. 17–112, Aachen, Okt. 2008

[15] Lischka, J.: The Integrallink Rear Axle of the new BMW 7 Series. Chassis-tech, März 2009, München

- [16] Hudler, R.; Leitner, W.; Krome, H.; Steigerwald, A.; Fischer, S.: Die Achsen der neuen Audi A4. ATZ Extra, S. 104–113, Stuttgart: Motor Presse, September 2007
- [17] Schebstad, K.: Fahrdynamik des neuen VW Golf. Vortrag in VDI Bezirksverein Hannover in Hannover, 2006
- [18] Walgreen, N.: Doppelkugelgelenk. ZF-Lemförder internen Informationsschriften Dielingen: 2008
- [19] Früh, Ch. et al.: Die neue E-Klasse von Mercedes Benz. ATZ Extra, S. 128–142, Stuttgart: Motor Presse, Januar 2009
- [20] Eppelin, R.: Offenlegungsschrift DE 101 33 424 A1. Hinterachse eines Pkws mit fünf einzelnen Lenkern. Bundesdruckerei 11.02 102 640/565. 2003
- [21] Frantzen, M.; Bouma, J.; David, W.; Simon, M.; Ohra-aho, L.: The simple answer to torque steer: “Revo” Suspension. www.not2fast.com/chassis/revoKnuckle.pdf; Ford Motor Company, 2004
- [22] Fruhmann, G.; Stretz, K.; Elbers, Ch.: Leichtbau im Fahrwerk. In: ATZ, Heft 6, S. 394–399, Stuttgart: Motor Presse, Juni 2010
- [23] Halderman, J. D.: Automotive Chassis Systems, 4th ed. New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2008
- [24] Ersoy, M.: Konstruktionskataloge für Pkw Leichtbauachsen. Haus der Technik, Tagung Fahrwerktechnik in München, 6./7. Juni 2000
- [25] Berkefeld, V.; Göhrich, H. J.; Söffge, F.: Analyse der Achskonzepte für kompakte und leichte Fahrzeuge. In: ATZ 98 (1996), Heft 7/8, S. 415–425
- [26] Fecht, N.: Fahrwerkstechnik für Pkw. Landberg am Lech: Verlag Moderne Industrie, 2004
- [27] ZF Lemförder: Marktuntersuchung. Interner Bericht, 2008
- [28] Gott, G. P.: Segment Trends in All Wheel Drives. 7. Grazer Allradkongress, 2./3. Februar 2006
- [29] Masaki, N.; Tashiro, K.; Iwano, H.; Nagaya, G.: Entwicklung eines Radnabenantriebssystems. 15. Aachener Kolloquium, 9./11. Oktober 2006, S. 1699–1710
- [30] Gies, S.: Zukünftige Herausforderungen der Fahrwerkentwicklung. IKA 7. Tag des Fahrwerks, 4.10.2010, Aachen
- [31] Gombert, B.: X-by-wire im Automobil: Von der Electronic Wedge Brake zum eCorner. Chassis-tech, 1./2. März 2007, München

5 Fahrkomfort

Der Fahrkomfort umfasst die Gesamtheit aller auf die Insassen einwirkenden mechanischen und akustischen Schwingungen [1] in allen Fahrsituationen.

Der Fahrkomfort wird im Allgemeinen definiert durch ein geringes Beschleunigungs niveau der am Gesamt-fahrzeug und an Fahrzeugkomponenten auftretenden Schwingungen. Neben den translatorischen und rotatorischen Bewegungen gelten niedrige Nick- (beim Bremsen und Beschleunigen) und Wankbeschleunigungen (während der Kurvenfahrt) als weitere Komfortmerkmale.

Außer den fühlbaren Schwingungen trägt auch die Geräuschentwicklung im Innenraum zum Komforteindruck bei. Je teurer ein Automobil ist, desto niedriger werden die Innengeräusche erwartet.

Obwohl der Name „Fahrkomfort“ sich auf ein fahrendes Fahrzeug bezieht, ist der Komfort auch beim stehenden Fahrzeug von Bedeutung, insbesondere bei laufendem Motor (Leerlauf).

Ein hohes Gesamtgewicht und große Radstände sowie Spurweiten sind wichtige Voraussetzungen für guten Fahrkomfort. Bei hohem Aufbaugesamtgewicht ändert sich die Aufbaueigenfrequenz auch bei voller Beladung wenig und die vertikalen Radlastschwankungen beeinflussen den Aufbau weniger, weil das Verhältnis Aufbaumasse zu Radmasse günstig ist. Großer Radstand und große Spurweite verursachen kleinere Nick- und Wankwinkel und geringere Nick- sowie Wankbeschleunigungen.

Ein wesentlicher Beitrag zu gutem Komfortverhalten wird jedoch durch eine optimale Abstimmung der Federsteifigkeiten und Dämpferkonstanten erreicht. Darüber hinaus kann der Fahrkomfort verbessert werden, wenn die Feder- und Dämpferparameter sich aktiv an jede Fahrsituation anpassen lassen (aktive Fahrwerke).

Die Schwingungen und Geräusche von Fahrbahn, Fahrwerk und Antriebsaggregaten, die sich über die Bauteile in den Fahrgastrum übertragen, können durch die zwischengeschalteten viskoelastischen Übergänge (*Gummi-Verbundteile*) deutlich reduziert oder vollständig eliminiert werden.

In diesem Kapitel werden nach den Grundlagen, verschiedene Ausführungen von Gummiverbundteilen beschrieben, die in Pkws als einfache und geregelte Bauteile ein breites Anwendungsgebiet als Aggregatelagerung, Lenkerlagerung, Achsträgerlagerung, Federbeinlagerung, Verbundlenkerlagerung haben.

Das Kapitel wird mit der Diskussion über die zukünftigen Bauteilausführungen abgeschlossen.

5.1 Grundlagen, Mensch und NVH

Der Fahrkomfort lässt sich umschreiben als das Wohlbefinden der Insassen während der Fahrt. In erster Linie sind es die Schwingungen in der Fahrgastzelle, die das Wohlbefinden beeinträchtigen, sei es als Vibrationen, Geräusche oder beides zusammen. Da die Schwingungsquellen wie Fahrbahn, Fahrwerk, Antriebsstrang sich außerhalb der Fahrgastzelle befinden, kann deren Weiterleitung und Eindringen in die Fahrgastzelle mit Einsatz geeigneter Bauelemente verhindert werden.

5.1.1 Begriffe und Definitionen

Aus der Perspektive der Fahrwerkstechnik umfasst der Fahrkomfort im Allgemeinen alle auf die Insassen einwirkenden Schwingungsphänomene. Aus dem Englischen hat sich für diesen Bereich der fahrzeugspezifischen Schwingungstechnik auch die Kurzform NVH verbreitet. Die Abkürzung steht für *Noise, Vibration and Harshness* und umfasst akustische und mechanische Schwingungen und ihre subjektiven Wahrnehmungen durch den Menschen.

In Bild 5-1 ist die Zuordnung der Frequenzbereiche zu den drei Begriffen Vibration, Rauigkeit (Abrollkomfort) und Geräusche dargestellt [2].

Neben der messtechnischen Erfassung und Analyse der verschiedenen Schwingungseinflüsse, werden die Einwirkungen auf die Fahrzeuginsassen subjektiv

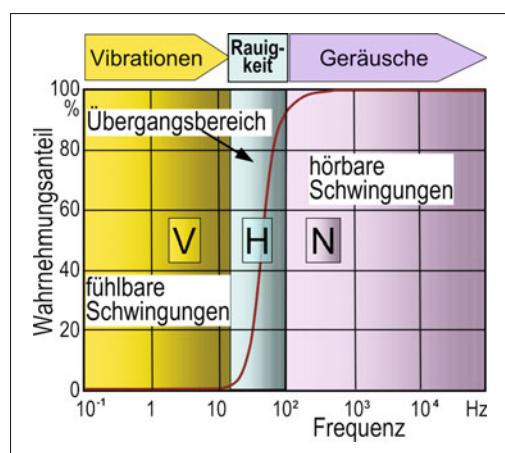


Bild 5-1: Zusammenhang der Schwingungsfrequenz zur Wahrnehmung als Vibration, Rauigkeit und Geräusch [2]

Tabelle 5-1: Einflüsse auf den Fahrkomfort [3]

Schwingungsphänomen	f (Hz)		Anregung		
	von	bis	Fahrbahn	Unwucht	Antrieb
Aufbauschwingung	0,5	5	++		
Reiten, Freeway-Hop	2	5	++		
Längsruckeln	4	10		++	
Stucken, Shake	7	15	++	+	
Prellen	7	25	++		
Lastwechselschlag	8	20		++	
Achsschwingungen	10	15	++	+	
Lenkunruhe	10	20		++	
Bremsrubbeln	15	25		++	
Zittern, Schütteln	15	40		++	
Leerlaufschütteln	20	30		++	
Abgasanlage	20	1000		++	
Dröhnen	30	70	++	+	++
Achsrauigkeit	30	80	++		
Abrollen	30	300	++		
Motorgeräusche	200	5000		++	
Getriebegeräusche	400	500		++	

beurteilt. Gängige Begriffe und Umschreibungen der komfortrelevanten NVH-Einflüsse werden dominierenden Frequenzbereichen zugeordnet, für die aber keine klare Trennung möglich ist, da in der Regel frequenzgemischte Signale auftreten und der Mensch gleichzeitig einwirkende Geräusche und Vibrationen sehr unterschiedlich fühlt und bewertet (**Tabelle 5-1**). Der Begriff der Rauigkeit (*Harshness*) beschreibt typischerweise hör- und fühlbar wahrgenommene Schwingungen, die in einem Frequenzbereich von 20 bis 100 Hz auftreten (**Bild 5-1**).

Antriebsgeräusche werden hier nur in dem interessierenden Bereich der Fahrwerksakustik betrachtet, die als primäre Körperschallübertragung einen wichtigen Anteil am NVH-Komfortverhalten des Gesamtfahrzeugs haben.

Im Fahrwerk spielen Gummi-Verbundkomponenten als elastokinematische Verbindungselemente eine wichtige Rolle bei der Übertragung von Einwirkungen, die dem Bereich NVH zugeordnet werden können. Die elastomeren Fahrwerkslager beeinflussen nicht nur die dynamischen Übertragungseigenschaften aller Fahrwerkskomponenten, sondern werden auch als vibroakustische Abstimmglieder für die psychoakustischen und fahrdynamischen Spezifikationen der Fahrzeughersteller genutzt, um die Entwicklungsziele wie z. B. eine unverwechselbare Soundcharakteristik des Antriebs, eine hohe Fahrsicherheit sowie Sportlichkeit und Agilität zu erreichen.

Die quasistatischen und dynamischen Übertragungseigenschaften der Fahrwerkslager werden im we-

sentlichen durch die Materialeigenschaften und die Bauteilgeometrie festgelegt. Die Materialparameter der elastomeren Werkstoffe zeigen eine signifikante Abhängigkeit von der Art der Anregung, dem Einfluss durch die Umgebung (Temperatur, Vorspannung, chemische Reaktionen mit Umgebungsmedien) und der Belastungsgeschichte (Alterung, Setzung, Vordeformation, Überlastung und Missbrauch).

Die Elastomerwerkstoffe werden heute entsprechend den technischen Anforderungen für die jeweiligen Einbaupositionen der Fahrwerkslager entwickelt und produziert. Im Gegensatz zu metallischen Werkstoffen besitzen Elastomerwerkstoffe hyperelastische und inhärente Dämpfungseigenschaften, die für die Schwingungs- und Geräuschisolation konstruktiv verwendet werden.

Dennoch reicht das Dämpfungsvermögen der Gummiwerkstoffe nicht bei jeder Schwingungsisolation im Fahrwerk aus. Dies führte zur Entwicklung hydraulisch dämpfender Elastomerlager (*Hydrolager*), die neben der Werkstoffdämpfung durch Massenträgheit und Reibung einer angekoppelten Fluidbewegung zusätzliche Dissipation im Übertragungspfad (*noise path*) erzeugen.

Das Übertragungsverhalten der Fahrwerkslager wird durch die Messung der statischen Federraten und der dynamischen Steifigkeiten als Funktion der Anregungssamplitude und -frequenz in den sechs Schwingungsfreiheitsgraden (drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade) analysiert und mit den Komfortkriterien des Gesamtfahrzeugs verglichen

(subjektive Fahrzeugbeurteilung hinsichtlich eines Rating Systems).

Durch die stochastischen Anregungsprofile und die partiell großen Bauteilverformungen im Zusammenwirken mit den komplexen Werkstoffeigenschaften führen die NVH-Ereignisse im Fahrwerk in der Regel zu nichtlinearen Simulationsmodellen für die Vorauslegung der Fahrwerkslager.

5.1.2 Schwingungs- und Geräuschquellen

Eine hauptsächliche Ursache für die Entstehung von Schwingungen im Fahrwerk ist der Kontakt der Reifen zur Fahrbahn. Beim Überfahren von Straßenunebenheiten folgt das Rad der Topographie in Abhängigkeit von den eigenen Parametern wie Reifenhalbmesser, ungefederte Massen und Verformungsverhalten. Fahrbahnen mit verkehrsüblichen Streckenführungen (Autobahnen, Stadt- und Landstraßen) werden durch die standardisierte Messung der spektralen Amplitudendichte (*Power Spectral Density*) über der Wellenlänge klassifiziert. Für die Beeinträchtigung des Fahrkomforts und für die Auslegung der Bauteilstoßfestigkeiten sind in dem niederfrequenten Frequenzbereich bis 50 Hz Fahrbahnwellenlängen von 150 mm bis 90 m relevant, wenn die Fahrgeschwindigkeiten bis zu 200 km/h erreichen (s. Abschnitt 2.4.3.4).

Diese statistische Beschreibung des Anregungszustandes erfasst aber nicht die regellosen Hindernisse wie einerseits Schlaglöcher in Reifengröße und andererseits scharfkantige Hindernisse mit einer nur 5 mm hohen Stufe oder Vertiefung wie bei Stoßfugen. Genaue diese Störungen führen zu Anregungen der Fahrwerksstruktur, durch die mechanische Schwingungen und Körperschall auf unterschiedlichen Pfaden in den Innenraum weitergeleitet und dort als Vibration im Sitz, Lenkrad oder Karosserieboden gefühlt werden. Das Rollgeräusch entsteht an der Kontaktfläche des Reifens zur Fahrbahnoberfläche. Die komplexe Struktur des Reifens schwingt mit einer Vielzahl von Eigenformen bei unterschiedlichen Frequenzen. Die Körperschallschwingungen werden über die Felge, die Radaufhängung und den eventuell vorhandenen Achsträger in die Karosserie übertragen und schließlich an den Oberflächen des Innenraums als Luftschall abgestrahlt.

Gleichzeitig werden die Reifenschwingungen an seiner Oberfläche als Luftschall an die Umgebung abgestrahlt, der wiederum Karosserie- und Fensterteile zu Schwingungen anregen kann, die nach erneuter Abstrahlung vom Insassen als Geräusch wahrgenommen werden.

Eine weitere dominante Quelle für Schwingungen und Geräusche, die den Fahrkomfort beeinflussen, ist der Antriebsstrang des Fahrzeugs, dessen Aggregate wie Motor, Getriebe und Abgasanlage über Elastomerlager mit dem Aufbau oder der Fahrwerksstruktur verbunden sind. Die elastische Aggregatelagerung trägt nicht nur die anteiligen Gewichte, sondern unterdrückt durch Werkstoff- oder hydraulische Dämpfung störende

die Schwingungen (z. B. Motorstuckern) und entkoppelt Körperschall vom Innenraum.

Die Gas- und Massenkräfte, die bei der Verbrennung im Motor entstehen, prägen die Anregungsspektren, die in Abhängigkeit von der Motorordnung und der Resonanzfähigkeit der schwingungsfähigen Strukturen des Fahrwerks und der Karosserie zu Komforteinbußen führen. Aber auch Reib- und Kontaktvorgänge im Getriebe, in Wälzlagern und Kupplungen sind Quellen für die Schwingungs- und Geräuschentstehung.

Mit dem NVH-Komfort eng verbunden sind die Anforderungen an die marken- und modellspezifische Fahrzeugakustik, die durch ein Sounddesign gezielt moduliert wird. Obwohl im ersten Schritt der Gesamtpegel reduziert und Störanteile herausgefiltert werden, kann dies bedeuten, einzelne Geräuschanteile bewusst anzuheben, um einen unverwechselbaren Klang des Antriebs zu erzeugen. Auch die Übertragungscharakteristika der Fahrwerkslager werden für diese Optimierungen entsprechend abgestimmt, da der Körperschall durch ihre Spektralfilterfunktion wirkungsvoll modifiziert werden kann.

Eine weitere Quelle für Schwingung und Geräusche ist die Fahrwerksstruktur selbst. Elastisch verbundene, gelenkige und massebehaftete Komponenten der Radaufhängung, der Achse und der Lenkung, in denen im Betrieb Reibungs- und Kontaktbereiche vorkommen, erzeugen eine Vielzahl von gekoppelten Schwingungsformen und Eigengeräuschen. Der Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn und der Antrieb als Störquellen regen die gewichtsoptimierten Fahrwerksstrukturen in den Resonanzbereichen an, sodass die Intensität der übertragenen Schwingungen vermindert (*Tilger*) oder verstärkt (*Resonator*) wird.

5.1.3 Wahrnehmungsgrenzen des Menschen

Über die Wahrnehmungsempfindlichkeit des menschlichen Körpers gibt es mehrere wissenschaftliche Untersuchungen. Alle zeigen, dass es keinen absoluten Standard gibt, der durch physikalische, messbare Parameter wie zum Beispiel Wegamplituden oder Beschleunigungen bei einer gegebenen Frequenz ausgedrückt werden könnte [4].

Dennoch gibt es genügend Testdaten aus verschiedenen Studien, die statistisch ausgewertet Wahrnehmungsbereiche abgrenzen, in denen die Schwingungs- und Geräuschbelastung von Testpersonen als schmerhaft, sehr unangenehm, spürbar oder nicht mehr wahrnehmbar beurteilt wird (**Bild 5-2**). Im Vordergrund standen bei diesen Studien mehr die medizinischen Aspekte der Schwingungseinwirkungen auf den menschlichen Körper als die Komfortkriterien sitzender Menschen in Kraftfahrzeugen [5].

Bei der akustischen Wahrnehmung sind die Grenzen noch sehr viel weiter gesteckt. Der Schalldruck bei der menschlichen Schmerzgrenze ist 10^6 bis 10^7 mal größer als bei der Hörgrenze (**Bild 5-3**).

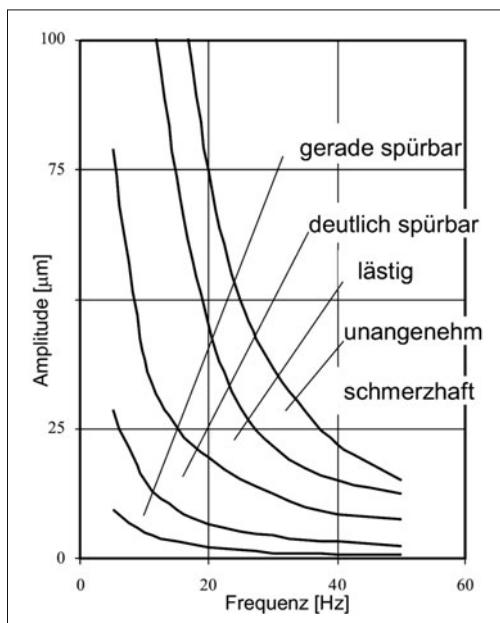


Bild 5-2: Wahrnehmungsbereiche des Menschen, vertikale Körperbewegung [5], [6]

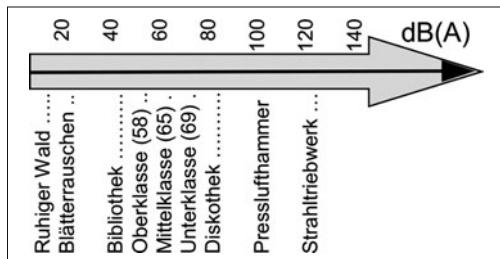


Bild 5-3: Schalldruckwahrnehmung des menschlichen Gehörs

Das menschliche Gehör nimmt nicht alle Frequenzen gleich stark wahr. Es werden Bewertungsfilter verwendet, die die Empfindlichkeit des Gehörs nachbilden. In der Automobilindustrie wird vorwiegend die A-Bewertung verwendet. Dabei werden in einer breitbandigen Geräuschanalyse die Anteile unter 1000 Hz abgeschwächt. Dröhnen- und Brummgeräusche werden nicht so stark wahrgenommen wie Pfeif- oder Zischgeräusche.

Für die Differenzierung der verschiedenen Fahrzeugklassen werden auch die Anforderungen an die maximal zulässigen Geräuschpegel im Innenraum sehr genau spezifiziert. Darüber hinaus wird die psychoakustische Wahrnehmung der Fahrzeuginsassen durch weitere Parameter wie Lautheit, Schärfe, Rauigkeit, Tonhaltigkeit und Klangbild beschrieben.

Studien haben ergeben, dass die subjektive Beurteilung von fühlbaren Schwingungen mit kleinen Ampli-

tuden in der Gegenwart von hohem Innengeräusch zu schlechteren Ergebnissen führt. Aber Vibrations mit großen Amplituden erhalten bessere Beurteilungen, wenn hohe Geräuschpegel gleichzeitig einwirken. Der Fahrkomfort wird im Allgemeinen auch höherwertig eingestuft, wenn das Innengeräusch geringere Intensität besitzt und im unteren Frequenzbereich dominiert [7].

Auch das Altern des Menschen spielt bei der Beurteilung komfortrelevanter Einflussgrößen eine nicht zu vernachlässigende Rolle. Zwischen dem 25. und 50. Lebensjahr verliert der Mensch ca. 30 bis 40 dB Hörempfindlichkeit im Bereich größer 3 kHz. Für die Abstimmung des Fahrkomforts sollten demnach das Alter der NVH-Ingenieure und der Zielgruppen berücksichtigt werden.

In weiteren Untersuchungen wurde der Einfluss der Phasendifferenz zwischen unterschiedlichen, aber gleichzeitigen Schwingungseinwirkungen auf den menschlichen Körper nachgewiesen. Wird der Sitz und Boden einer sitzenden Person vertikal mit 4 Hz beschleunigt und besteht eine Phasendifferenz von bis zu 180° zwischen beiden Anregungen, wird der Komfort schlechter beurteilt als bei synchroner Schwingungseinleitung. Der Effekt verschwindet wieder bei Beschleunigungen über etwa 0,6 m/s² [3].

5.1.4 Das Wohlbefinden des Menschen

Eine Übersicht über die biologischen und psychischen Effekte, die zu erwarten sind, wenn der menschliche Körper Schwingungen verschiedener Frequenzen und Amplituden ausgesetzt wird, ist in **Bild 5-4** zusammengestellt [6] (s. Abschnitt 2.4.8).

Das Wohlbefinden des Menschen, das sich bedingt durch die Gesundheit, die Stimmung und die aktuelle Situation schnell und grundlegend ändern kann, eignet sich kaum als Beurteilungsskala, um den Fahrkomfort für ein ganzes Fahrzeugeleben abzustimmen.

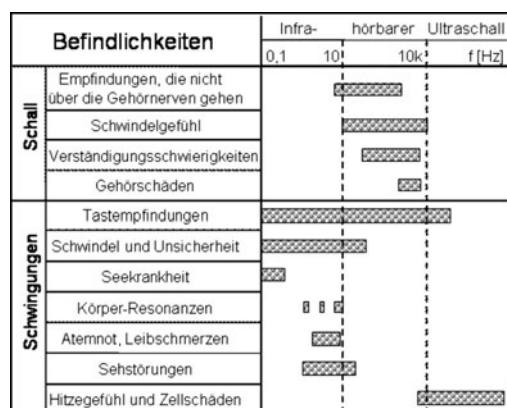


Bild 5-4: Schwingungseinwirkungen auf den menschlichen Körper

Da bisher objektive Messgrößen nur eine unzureichende Bewertung über angenehme oder unangenehme Schwingungen oder Geräusche zulassen, wird das zielgruppenorientierte akustische und fühlbare Schwingungsprofil durch eine Vielzahl von subjektiven Beurteilungen erarbeitet.

Für das Fahrwerk eines leistungsstarken Sportwagens ist es beispielsweise wichtig, dass Fahrbahnunebenheiten gezielt an den Fahrer übertragen werden, um eine gute Rückmeldung über Fahrbahnbeschaffenheit und Fahrzustand zuzulassen. Eine moderate Schwingungsübertragung wird hier als spürbar angenehm empfunden, erhöht das Gefühl der Sicherheit und trägt zum Fahrspaß bei.

Da das psychische Wohlbefinden des fahrenden Menschen nur begrenzt einschätzbar ist, sollte der medizinische Aspekt der körperlichen Beeinträchtigung in die Komfortuntersuchungen einbezogen werden, um insbesondere Langzeitwirkungen besser vorhersehen zu können. Einzelne Organe und Körperteile besitzen im nachgiebigen Gewebe eine Beweglichkeit, die bei entsprechender Anregung zu Resonanzerscheinungen führen kann (s. Bild 2-99).

Andauernde Belastungszustände können die Körperteile in Mitleidenschaft ziehen und führen in letzter Konsequenz zu Unwohlsein oder sogar Krankheit. Umfangreiche Untersuchungen über die Schwingungsfähigkeit der menschlichen Körperteile zeigen, dass der Mensch über einen großen Frequenzbereich zu Eigenschwingungen seiner Körperteile fähig ist (**Tabelle 5-2**) [6].

Tabelle 5-2: Eigenfrequenzen der Körperteile

KÖRPERTEILE	Kopf (axial)	Schulterpartie	Brustkorb	Wirbelsäule	Bauch	Unterarm	Handgriff	Beine
Hz	ca. 25	4-5	ca. 60	10-12	4-8	16-30	50-200	ca. 2

Die auf den menschlichen Körper einwirkenden Schwingungen werden bei sitzenden Menschen über Gesäß und Oberschenkel in die oberhalb des Sitzes befindlichen Körperteile, über den Fahrzeugsboden in die Füße und Unterschenkel und über das Lenkrad oder über die Armlehne in Hände und Arme geleitet. Dabei sind im Allgemeinen die eingeleiteten Bewegungen verschieden groß. Es treten neben diesen translatorischen Bewegungen in vertikaler Richtung noch die wesentlichen Nick- und Wankwinkel um die Mittelachse des Oberkörpers auf [3].

Bei der NVH-Abstimmung sind diese Eigenschwingungen und -frequenzen im Einzelnen zu berücksichtigen, um ein späteres Unwohlwerden der Insassen auf allen Sitzplätzen auszuschließen.

5.1.5 Maßnahmen gegen Schwingungen und Geräusche

Die Auslegung des Fahrkomforts erfolgt auf der Basis der im Lastenheft eines Fahrzeugs definierten Marktpositionierung mit den möglichen Ausprägungen wie „sportlich agil“, „komfortorientiert“ oder „geschmeidig kompakt“. Mit der Positionierung des Fahrzeugs wird auch festgelegt, in welchem Umfang Schwingungsbelastungen auf die Fahrzeuginsassen zugelassen werden, um eine fühlbare Rückmeldung über den Fahrbahnkontakt an den Fahrer zu erreichen.

Der Fahrkomfort wird durch das Zusammenspiel aller Radführungs-, Federungs- und Dämpfungselemente und der Karosserie mit Anbauteilen bestimmt. Im Hinblick auf die fahrdynamischen Anforderungen entsteht häufig ein Zielkonflikt mit den NVH- Komfortansprüchen, der nur durch eine simultane Erprobung und Beurteilung aller Kriterien in einen akzeptablen Kompromiss aufgelöst werden kann.

Um Maßnahmen zur NVH-Abstimmung ergreifen zu können, müssen alle Komponenten der Fahrzeugteilsysteme auf dem Übertragungsweg betrachtet und gegebenenfalls modifiziert werden. Diese sind:

- ♦ Reifen,
- ♦ Federung, Stabilisierung, Zusatzfedern,
- ♦ Schwingungs- und Stoßdämpfer,
- ♦ elektronische Fahrwerksregelsysteme,
- ♦ Reibung der Radaufhängung,
- ♦ elastische Fahrwerkslager,
- ♦ Aggregatelager,
- ♦ lokale/globale Karosseriesteifigkeiten,
- ♦ Schalldämmungsauskleidung,
- ♦ Sitzfederung und -dämpfung.

Im Fahrwerk werden vorzugsweise die elastischen Fahrwerkslager zur NVH-Feinabstimmung genutzt, weil dadurch in nur begrenzt vorhandenen Bauräumen eine gezielte Steifigkeits- und Dämpfungsvariation mit vertretbarem Änderungsaufwand möglich ist. Durch die hyperelastischen Eigenschaften des Werkstoffes Gummi werden im Vergleich zu metallischen Werkstoffen große Verformungsgedächtnisse erreicht.

Federkennlinien mit linearem Anteil, weichem Übergang in die Anschlagprogression und definierten Maximalverformungen an der jeweiligen Einbauposition lassen eine große Abstimmungsbandbreite zu.

Die Federkennlinien und -steifigkeiten in den radialem, axialen und kardanischen Drehrichtungen können weitgehend unabhängig voneinander eingestellt werden, um z. B. die Nebenfederaten von Achslenkerlagern zu minimieren (Verringerung der Hystereseverluste) und dennoch hohe Radialsteifigkeiten für die Fahrdynamik zur Verfügung zu stellen.

Durch konstruktive Anordnung der Gummifederpakete wird eine Reihen- oder Parallelschaltung erzeugt, um die Kraftübertragung auch über unterschiedliche Wege zu realisieren. Die Federpakete können unabhängig voneinander ausgelegt werden, um eventuell Kör-

perschall durch eine hochelastische Feder mit geringer dynamischer Verhärtung zu dämmen und mechanische Stoß- und Schwingungseinwirkungen durch eine harte Feder mit hoher Dämpfung (auch hydraulische Dämpfung) von der Karosserie zu entkoppeln.

Treten lokal Strukturschwingungen in einem schmalen Frequenzbereich auf, die den Fahrkomfort beeinträchtigen, kann gezielt mit einer elastisch aufgehängten Masse die Störung getilgt werden. Elastomertilger werden im Antriebsstrang als Drehschwingungstilger, in der Karosserie und im Fahrwerk als Translationstilger in zahlreichen Einbaupositionen verwendet.

Um den steigenden Anforderungen an den Fahrkomfort Rechnung zu tragen, werden Elastomerlager mit erweiterter Funktionalität entwickelt. Zur angekoppelten Funktion hydraulischer Dämpfung kommen auch geschaltete Motorlager und aktive Lagersysteme in Betracht. Bei adaptiven oder geschalteten Lagern wird zwischen zwei Übertragungscharakteristika in Abhängigkeit von einem lagerexternen Steuersignal hin- und hergeschaltet. (z. B. hydraulisch dämpfendes Motorlager mit Leerlaufentkopplung). Bei aktiven Lagern werden durch Einwirken externer Aktuatorkräfte in den Übertragungsweg des Lagers die dynamischen Steifigkeiten über einen großen Frequenz- und Amplitudenhochpass beeinflusst.

Für bestimmte Fahrbetriebszustände wie Leerlauf, Ausrollen, Schubbetrieb mit Zylinderabschaltung wird eine weiche, den Körperschall isolierende Übertragungssteifigkeit eingeregelt. In Fahrsituationen, in denen Fahrdynamik, Sicherheit und Sportlichkeit dominieren, werden die Lager durch härtere Übertragungssteifigkeiten und höhere Dämpfung direkter an die Anschlusselemente angekoppelt.

In den weiteren Kapiteln werden die unterschiedlichen Bauformen und Anwendungsbereiche der elastomeren Lager erläutert und die Auslegung hinsichtlich der Anforderungen an den Fahrkomfort vertieft.

5.1.6 Vorgehen bei der NVH-Optimierung

In der Beurteilung von Geräusch und Schwingungskomfort von Fahrzeugen gibt es eine Reihe von bekannten Phänomenen, die in der Tabelle 5-1 zusammengefasst sind. Die Beseitigung dieser Störungen wird durch die Ermittlung der Ursachen und Einführung der Abhilfemaßnahmen vorgenommen [8]. Der Ansatz geht dabei in der Regel von vier Schritten aus:

1. Feststellung der Geräuschquelle,
2. Optimierung der Geräuschquelle,
3. Optimierung des Übertragungspfades,
4. Optimierung des Gesamtsystemverhaltens.

Der erste Schritt beschäftigt sich mit dem Aufspüren der Anregung und den Geräuschquellen. Die Anregung kann in Antriebstrang (Motor, Getriebe, Hilfsaggregate, Kardanwelle, Achsgetriebe, Seitenwellen), Hydraulik, elektrische Aktuatoren, Fahrbahn oder Unwuchten entstehen.

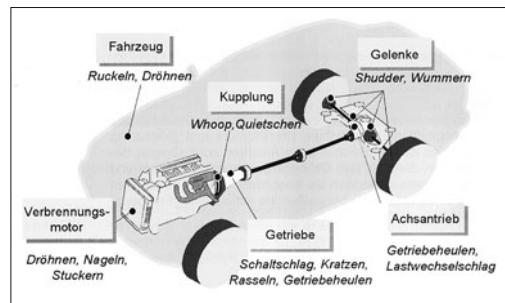


Bild 5-5: Beispiele für Geräuschphänomene in einem Pkw [9]

Zunächst wird die Frequenzbandbreite des Geräusches gemessen und eine Frequenzanalyse durchgeführt. Je nach der festgelegten Anregungsquelle und gemessenen Störfrequenz kann in vielen Fällen die Anzahl der als Hauptgeräuschquelle infrage kommenden Komponenten stark eingeschränkt werden (**Bild 5-5**).

Der zweite Schritt des Lösungsansatzes bezieht sich auf die Verbesserung der als Quelle definierten Komponenten. Der Optimierung der Komponenten geht eine Bestimmung der modalen Eigenschaften der Komponenten voraus. Die Eigenfrequenzen und dazugehörigen Schwingformen werden mit Hilfe der Modalanalyse entweder rein experimentell oder computergestützt durch Simulation ermittelt. Eine anschließende CAE- Sensitivitätsanalyse gibt Aufschluss über das Potential unterschiedlicher geometrischer Parameter für eine Verbesserung der modalen Eigenschaften. Die Resonanzen der Komponenten lassen sich vermeiden, wenn deren Eigenfrequenzen deutlich unter oder noch besser über der Anregungsfrequenz liegen [8].

Nicht alle der gefundenen Parameter (z. B. Bauteilabmessungen, Massen, Werkstoffe, Wanddicken, Geometrien, Biege- und Torsionsmoden) lassen sich beliebig variieren. Die Sensitivitätsanalyse beurteilt in einem iterativen Verfahren die durch die einzelnen Maßnahmen erreichbaren Verbesserungen und stellt im Anschluss eine geeignete Auswahl von Parametern und deren Variationen zusammen.

Im dritten Schritt wird die Schnittstelle zum Gesamtfahrzeug bzw. zur Karosserie untersucht. Hierbei wird häufig auf das Mittel der experimentellen Transferpfadanalyse zurückgegriffen, welche Auskunft über den Hauptschallübertragungspfad gibt. Ebenso kommen Abkoppelungstests zum Einsatz, bei denen gezielt Pfade getrennt werden, um deren Einfluss auf die Übertragung der Schwingungen in den Innenraum bestimmen zu können. Nach Identifikation des Hauptübertragungspfads werden mit Hilfe CAE gezielte Verbesserungen an den entsprechenden Komponenten vorgenommen. Dies betrifft die Gestaltung von Lenkeranbindungsstellen, Achsträger und dessen Verbindung zum Aufbau bis hin zu Karosserieteilen oder gesamten Karosseriegruppen, wie zum Beispiel der Bodengruppe [8].

Geräusche, die auch als Luftschall an die Karosseriewände und von da aus in den Innenraum übertragen werden können, können mittels geeigneter Dämmstoffe stark reduziert werden.

Im vierten Schritt wird auf das Gesamtsystemverhalten eingegangen. Hier wird das Zusammenspiel der einzelnen Komponenten untersucht und es werden Mechanismen, die das Geräuschverhalten beeinflussen, ermittelt. Als geeignetes Hilfsmittel dient hier die Betriebschwingformanalyse, mit deren Hilfe die Bewegungen einzelner Komponenten phasengerecht dargestellt werden können. Aus den damit gewonnenen Erkenntnissen werden weitere Optimierungen auf Gesamtsystemebene abgeleitet. Eine geeignete Maßnahme kann z. B. der Einsatz von Gummimetall-Lagerungen sein, deren Dämpfungseigenschaften in allen drei Bewegungsrichtungen optimal ausgelegt sind, oder aber eine Anpassung der Hebelarme der Lagerung, um eine Anbindung an Stellen mit lokalen Schwingungs- oder Kraftüberhöhung zu vermeiden. Bei einem Hinterachs differential ergeben sich z. B. größere Drehmomente an den Ausgängen, d. h. zu der Anbindung an die Seitenwellen als an der Eingangswelle (Kardanwelle). Die Stützweite der Differenziallagerung in der Längsrichtung muss daher entsprechend groß gewählt werden, um die Momente an den Seitenwellen optimal abzustützen. Dieses Beispiel zeigt, dass nicht nur die optimale Auslegung der Gummiverbundteile, sondern auch der Ort der Lagerungsstellen eine wichtige Rolle spielen [8]. Eine weitere Möglichkeit, die Schwingungsparameter zu beeinflussen, ist der Einsatz von Tilgern, die jedoch aus Kosten- und Gewichtsgründen immer als letzte Maßnahme in Betracht gezogen werden.

5.2 Gummiverbundteile

Gummiverbundteile sind Bauteile, in denen ein Gummiwerkstoff mit einem Metall- oder Kunststoffteil durch Vulkanisieren fest verbunden ist. Durch die feste Verbindung werden die Schwingungen vom Metall- oder Kunststoffteil auf den Gummi übertragen und hier gedämpft bzw. isoliert.

5.2.1 Funktion der Gummiverbundteile

Die wesentlichen Funktionen der Gummiverbundteile mit den gegenseitigen Wechselwirkungen sind im Bild 5-6 dargestellt.

5.2.1.1 Kräfte übertragen

Gummilager werden zur Verbesserung des Fahrkomforts, der Fahrsicherheit und der Fahrdynamik eingesetzt und so ergibt sich zwangsläufig die Anforderung, die Kraftübertragung über der Lebensdauer des Fahrzeugs sicherzustellen.

Neben der mechanischen Überbelastung eines Bau teiles, welches sich durch Risse im Gummitragkörper

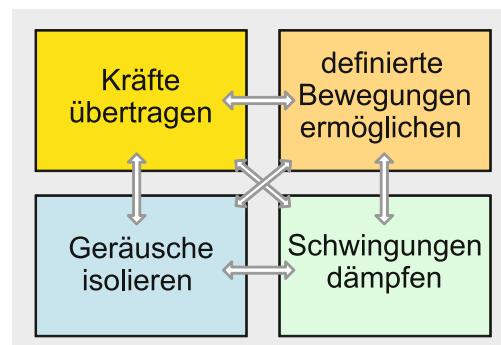


Bild 5-6: Wechselseitige Beziehungen zwischen den Anforderungen an Gummiverbundteile

zeigt, ist der Verlust der Haftung zwischen den Metall- oder Kunststoffteilen und dem Elastomer eine mögliche Ausfallsursache.

Weitere Bauteilschädigungen können durch die Alterung des Elastomers auftreten. Bei nicht mehr ausreichend vorhandenem Alterungsschutz nach langjährigem Einsatz, können an der Bauteiloberfläche Risse auftreten.

5.2.1.2 Definierte Bewegungen ermöglichen

Bewegungen unter Krafteinleitung zu ermöglichen, hat mit der Weiterentwicklung der Fahrwerkdynamik einen sehr großen Stellenwert bei der Auslegung von Gummilagern gewonnen. Die Fahrwerkdynamiker fordern für die Bauteile in fast allen Richtungen genau abgestimmte Kennlinien, die erhebliche Anforderungen an die Lagergestaltung stellen.

Bild 5-7 zeigt ein Lager für eine Verbundlenkerachse. Für einen guten Abrollkomfort wird eine relativ weiche Kennlinie in Fahrzeuglängsrichtung F_L gefordert. Gleichfalls soll für ein gutes Ansprechen der Federung die Torsionssteifigkeit gering sein. Für die Erreichung einer hohen Fahrsicherheit ist hingegen eine große Steifigkeit in Fahrzeugquerrichtung notwendig.

5.2.1.3 Geräusche isolieren

Die Betrachtung von Geräuschproblemen hat in den vergangenen Jahren im Kraftfahrzeugbau stark an Bedeutung gewonnen. Durch diese Entwicklung wurde der Geräuschpegel in den Fahrzeugen insgesamt stark abgesenkt, sodass nun u. U. einzelne Geräuschprobleme stärker herausragen. Die Gummilager müssen zum Erreichen eines derart niedrigen Geräuschpegels vielfach den Zielkonflikt aus fahrwerksdynamischen und akustischen Anforderungen lösen.

Grundsätzlich wird bei der Geräuschausbreitung zwischen *Luftschall* und *Körperschall* unterschieden, wobei letzterer im Zusammenhang mit Gummi-Verbundelementen betrachtet wird. Der Definition nach ist Schall eine mechanische Schwingung in einem elastischen Medium. Körperschall ist somit Schall in Festkörpern.

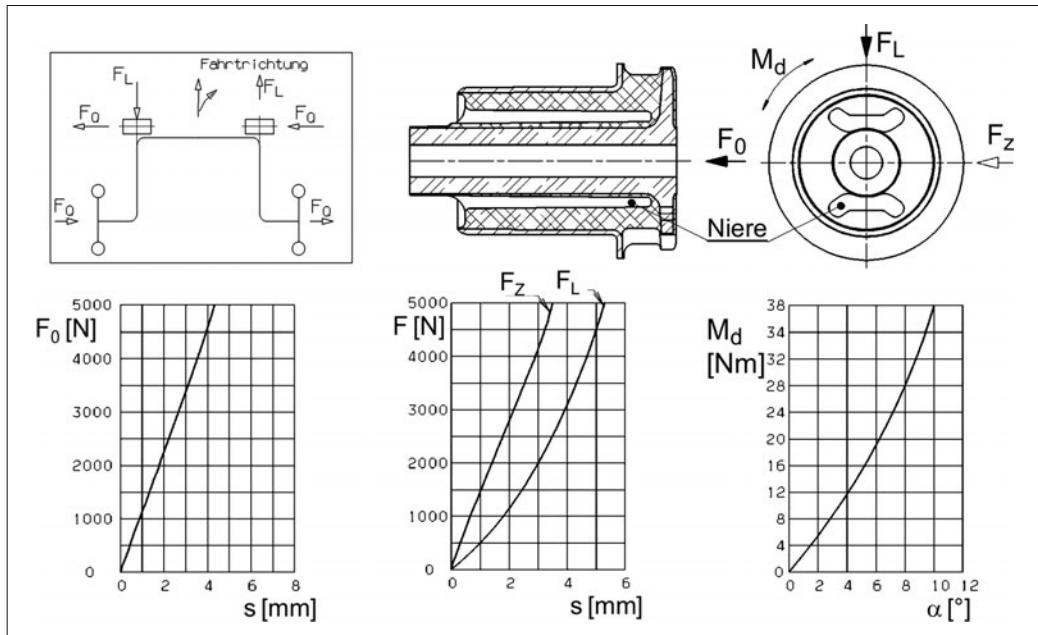


Bild 5-7: Gummilager für eine Verbundlenkerhinterachse

Für eine theoretische Betrachtung der „akustischen Güte“ wird zunehmend der gesamte Geräuschpfad von der Quelle bis zum Fahrerohr berücksichtigt. Bei der akustischen Auslegung eines Gummi-Verbundelementes muss die umgebende Struktur betrachtet werden, um wirksame Lösungen anbieten zu können. So ist z. B. mit der geläufigen Methode der elastischen Lagerung nur dann eine gute Isolation zu erreichen, wenn die mechanische Impedanz (Quotient von Kraft und Geschwindigkeit) des Gummilagers wesentlich kleiner ist als die aller angeschlossenen Bauelemente. Das heißt, die frequenzabhängigen komplexen mechanischen Impedanzen müssen bekannt sein. Neben der elastischen Lagerung mit und ohne Dämpfung werden zur Körperschalldämmung auch Massen und Kombinationen aus beiden verwendet.

Die hochfrequenten Eigenschaften von Gummi-Verbundelementen selbst sind zum einen von den Materialeigenschaften der verwendeten Gummimischungen und zum anderen von den Geometrien und dem Aufbau der Gummi-Verbundelemente abhängig. Zu den Materialeigenschaften zählen die frequenzabhängige Dämpfung und der frequenzabhängige Elastizitätsmodul beziehungsweise Schubmodul, wodurch die Bauteile eine mit der Frequenz steigende Steifigkeit aufzeigen. Für eine gute akustische Isolation ist es ein Entwicklungsziel, eine möglichst geringe dynamische Verhärtung zu erreichen.

Ein weiterer akustisch wirksamer Materialparameter des Gummis ist die im Vergleich zu Metallen sehr niedrige Schallgeschwindigkeit (**Tabelle 5-3**).

Im Zusammenhang mit der Geometrie (großvolumige Bauteile) und dem Aufbau (z. B. Zwischenbleche

Tabelle 5-3: Schallübertragungsgeschwindigkeiten

Werkstoff	Schallgeschwindigkeit
Stahl	5050 m/s
Aluminium	5200 m/s
Gummi hart	ca. 300 m/s
Gummi weich	ca. 50 m/s

im Gummivolumen) können Resonanzeffekte zu frequenzabhängigen Einbrüchen in der Isolierung führen. Ein Gummi-Verbundelement kann in diesen Frequenzbereichen nicht mehr nur durch eine Steifigkeitsfunktion und eine Dämpfungsfunktion pro Freiheitsgrad beschrieben werden, sondern muss mittels Vierpoltheorie und einer komplexen Steifigkeitsmatrix betrachtet werden.

5.2.1.4 Schwingungen dämpfen

Für eine gute Schwingungsdämpfung wäre, bei einer gleich bleibenden bekannten Anregungsfrequenz eine hochelastische Lagerung anzustreben. Gemäß **Bild 5-8** ergibt sich ab einem Verhältnis $>\sqrt{2}$ von Erregerfrequenz zur Eigenfrequenz eine Isolation, die bei geringerer Dämpfung besonders ausgeprägt ist. In der Fahrwerkodynamik treten jedoch die unterschiedlichsten Anregungsfrequenzen auf, sodass insbesondere für eine Stoßanregung oder das Durchfahren der Eigenfrequenz eine Mindestdämpfung notwendig ist.

Für die Erfüllung dieser vier Funktionen ergibt sich somit eine Reihe von unterschiedlichen sich zum Teil

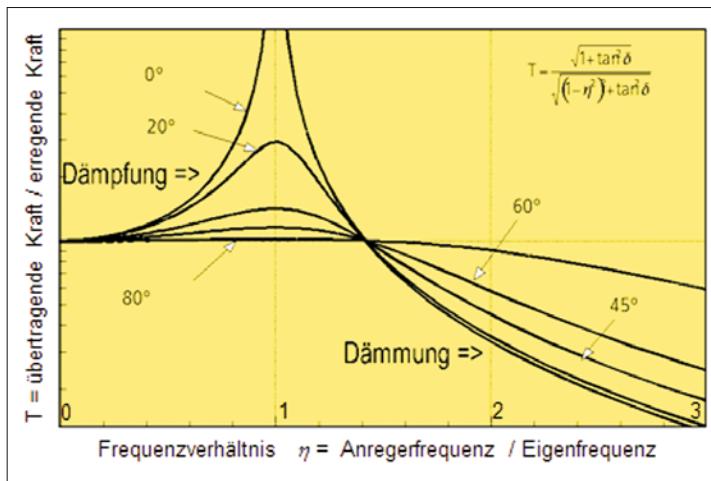


Bild 5-8:

Vergroßerungsfunktion in Abhängigkeit von Dämpfung und Anregungsfrequenz

widersprechenden Forderungen, die sich wie folgt darstellen:

- ♦ Kräfte übertragen:
 - hartes Lager geringe Einfederung,
 - niedrige Dämpfung,
- ♦ Fahrkomfort:
 - weiche Lager in Fahrzeulgängsrichtung,
 - harte Lager in Fahrzeugquerrichtung,
 - niedrige Torsionssteifigkeit,
- ♦ Geräusche isolieren:
 - weiches Lager,
 - niedrige Dämpfung,
- ♦ Schwingungen dämpfen:
 - hohe Dämpfung.

Für die verschiedenen Zielkonflikte ist bei der Fahrzeugabstimmung ein entsprechender Kompromiss zu finden, wobei dieser je nach Fahrzeugart z. B. Sportwagen oder Limousine deutlich unterschiedlich ausfallen kann. Die Funktion „Kräfte übertragen“, sowie definierte Bewegungen ausführen, werden heute durch die Fahrwerksimulation vor der Teileherstellung relativ gut abgebildet. Vor der Herstellung von Mustern kann somit ausreichend genau bewertet werden, in welchem Umfang die Gummiverbundteile diese Anforderungen erfüllen.

Für Fahrzeulgäle (Motorlager seien hier ausgenommen) können die sinnvollen Dämpfungswerte für die einzelnen Lagerstellen durch eine Simulationsrechnung jedoch noch nicht ausreichend genau bestimmt werden. Eine Simulationsrechnung für die Geräuschübertragung und Geräuschentstehung des gesamten Fahrwerkes benötigt eine genaue physikalische Beschreibung des dynamischen Verhaltens aller Einzelkomponenten. Dieses ist zwar inzwischen theoretisch möglich, doch die Ausführung der einzelnen Bauteile weicht von den Annahmen häufig noch zu stark ab. Die akustische Feinoptimierung des Fahrwerks erfordert dann ggf. vor dem Serienanlauf nochmals leichte

Modifikationen der Gummilager bezüglich der Steifigkeit und der Dämpfung, um ein Optimum für das Gesamtschwingungssystem zu erreichen.

5.2.2 Elastomer spezifische Definitionen

5.2.2.1 Kennlinien

Neben der Geometrie ist die Kennlinie eine Hauptcharakteristik zur Beschreibung eines Gummiverbundteiles. Da die Eigenschaften des Elastomers temperatur- und geschwindigkeitsabhängig sind, bedarf es einer genauen Festlegung zu den Umfeldbedingungen als auch zum Messaufbau. In der Automobilindustrie wurden hierzu entsprechende Prüfvorschriften erarbeitet, deren wesentliche Vorgaben sich auf die Anzahl der Vorbelastungen, die Messgeschwindigkeit, Raumtemperatur, Lagerzeit, Teileherstellung und Prüfaufnahme beziehen.

Für die genaue Ermittlung der Steifigkeiten von harten Bauteilen (> ca. 1500 N/mm) ist die Steifigkeit der Prüfaufnahme und der Messmaschine von besonderer Bedeutung, um vergleichbare Kenndaten auf verschiedenen Prüfeinrichtungen zu erhalten.

Die Kennlinienverläufe ergeben sich aufgrund des Materials (Härte) und der Geometrie (Nieren, Anschlag) und ermöglichen dem Konstrukteur einen großen Gestaltungsfreiraum. Durch FE-Berechnungen können die Charakteristiken virtuell sehr genau voraus bestimmt werden.

Alle Kennlinien eines Elastomerbauteiles haben eine mehr oder minder stark ausgeprägte Hysterese. Die Größe der Hysterese ist im Wesentlichen durch die Dämpfung des Elastomers und dessen Bauart bedingt. Für Radführungs- sowie Lenkungsbauteile ist es wichtig, die nicht konstante Nullpunktposition bei der Fahrwerkauslegung mit zu berücksichtigen.

5.2.2.2 Dämpfung

Die viskoelastischen Eigenschaften der Elastomere lassen sich durch den Rezepturaufbau je nach Vorgabe einstellen.

In der Automobilindustrie hat sich die Definition des Verlustwinkels (**Bild 5-9**) als Maß für die Materialdämpfung gegenüber anderen Größen (logarithmisches Dekrement, Dämpfungskonstante D) etabliert. Der Verlustwinkel kann von 2° (weiche Naturkautschukmischungen) bis zu ca. 20° (Butyl-Mischungen) variieren werden. Eine für die Schwingungsdämpfung sinnvolle Erhöhung des Verlustwinkels führt zu einer Verschlechterung der Bauteillebensdauer, der akustischen Entkopplung sowie des Kriechverhaltens und ist sorgfältig bei der Bauteilerprobung zu bewerten. Die Messung des Verlustwinkels erfolgt auf servohydraulischen Prüfmaschinen mit einer sinusförmigen Schwingungsanregung. Die Auswertprogramme errechnen aus den die Hystereseschleife beschreibenden Messpunkten den Verlustwinkel und die dynamische Steifigkeit (**Bild 5-10**).

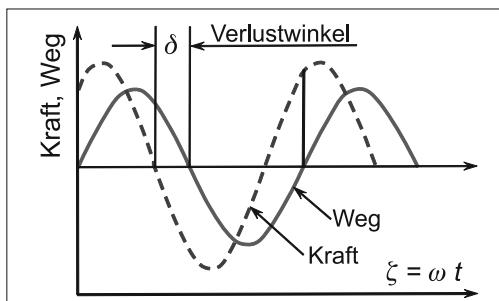


Bild 5-9: Weg- und Kraftverlauf in Abhängigkeit vom Phasenwinkel ωt

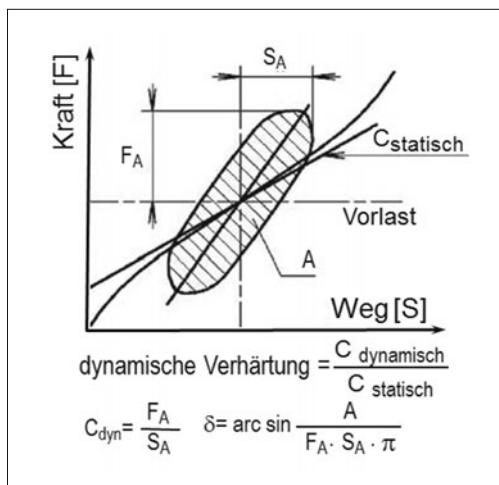


Bild 5-10: Statische Kennlinie mit Hystereseschleife einer dynamischen Schwingung

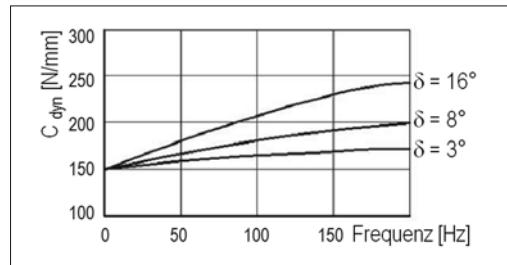


Bild 5-11: Frequenzabhängigkeit der dynamischen Steifigkeit unterschiedlich dämpfender Mischungen

Durch die viskoelastischen Materialeigenschaften ergibt sich eine zur Geschwindigkeit proportionale dynamische Steifigkeit, die zu einem Anstieg des Verhärtungsfaktors über der Frequenz führt (**Bild 5-11**). Die dynamische Steifigkeit bzw. die Höhe der dynamischen Verhärtung ist bei der Lagerauslegung ein wesentliches Kriterium für die Beurteilung der akustischen Güte.

Für die Bewertung des Verlustwinkels und der dynamischen Steifigkeit hat sich in der Fahrwerkentwicklung eine Messamplitude von 0,5 bis 1,0 mm bei einer Frequenz von 15 bis 20 Hz etabliert. Die Kraft wird dabei möglichst auf den Vorlastwert im Fahrbetrieb eingestellt. Die dynamische Verhärtung liegt dabei im Bereich von 1,1 für hochelastische, weiche Naturkautschukmischungen und bis zu 2,5 für hochdämpfende Synthesemischungen.

5.2.2.3 Setzung

Die bleibende Setzung an Gummiverbundteilen ist für Bauteile, die unter konstanter Vorlast stehen, z. B. Motorlager, Federbeinstützlager und Hilfsrahmenlager, für die Berechnung der Konstruktionslage zu berücksichtigen. Aufgrund der viskoelastischen Eigenschaften ist die Höhe der Setzung sowohl von der Rezeptur als auch von der Einfederungshöhe unter der Vorlast abhängig. Die Langzeitsetzung für Raumtemperatur ist bei Kenntnis der Federkennung und der Vorlast sehr gut theoretisch abzuschätzen.

In der logarithmischen Zeitauftragung ist die Setzkurve eine lineare Funktion und ermöglicht die Berechnung der Konstruktionsmaße über die Lebensdauer des Teiles. **Bild 5-12** zeigt den Setzungsverlauf bei Raumtemperatur für verschiedene dämpfende Naturkautschukmischungen.

Das Setzverhalten von Bauteilen, die neben einer Vorlast auch noch einer erhöhten Temperatur ausgesetzt sind, kann nicht wie bei Raumtemperatur theoretisch vorausbestimmt werden. Hier müssen anwendungsbezogene Tests die Funktionserfüllung bestätigen, wobei grundlegende Voraussetzungen wie ein wärmebeständiger Mischungsaufbau und möglichst geringe spezifische Belastungen bei geringen Einfederungen anzustreben sind. **Bild 5-13** zeigt den Setzungsver-

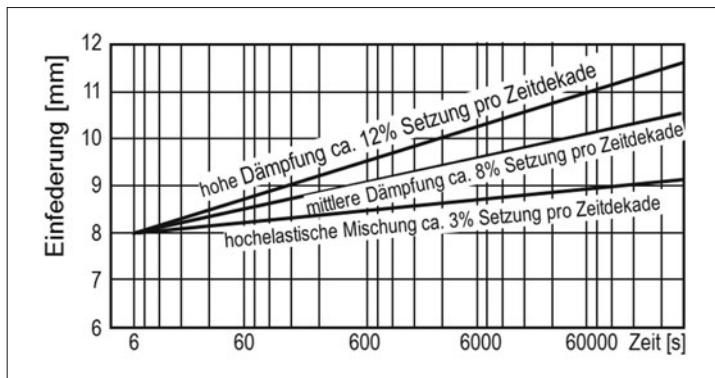


Bild 5-12:
Setzkurven für unterschiedlich dämpfende Mischungen bei Raumtemperatur

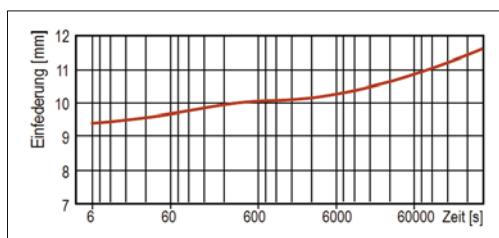


Bild 5-13: Setzkurve eines Motorlagers unter konstanter Temperatur von 80 °C

lauf eines Motorlagers unter konstanter Temperatur. Die Setzkurve macht deutlich, dass erst nach ca. 6000 Sekunden ein stärkeres Setzen stattfindet als in den ersten drei Zeitintervallen. Eine besonders hohe Anforderung an die Mischungs- und Bauteilentwicklung stellen wechselnde Temperaturprofile dar und können bei weichen Lagerungen zu Setzbeträgen von einigen Millimetern führen.

5.3 Aggregatelager

Die Motor-Getriebe-Einheit eines Fahrzeugs wird häufig als Aggregat bezeichnet. Diese Antriebseinheit wird durch Motorlager, Getriebelager und Drehmomentsstützen im Fahrzeug elastisch gelagert.

Die Basis dieser Lager sind Gummi-Metall-Verbindungen. Die Komplexität dieser Aggregatelager reicht von konventionellen über hydraulisch dämpfende bis hin zu aktiven Gummi-Metall-Lagern.

Die Aggregatelager nehmen die statische Last der Motor-Getriebe-Einheit auf und begrenzen maximale Wege bei Lastwechseln oder hohen Drehmomenten. Die niederfrequenten Triebwerksschwingungen können durch frequenzselektive Dämpfung deutlich reduziert werden. Zusätzlich wird die Einleitung von Körperschall durch die Motor- und Getriebeanregung in die Karosserie wirkungsvoll unterdrückt, um die Vibrationen und den Innenrauschenpegel über den gesamten Drehzahlbereich des Motors für die Insassen des Fahrzeugs komfortabel zu gestalten.

Die sich zum Teil widersprechenden Anforderungen, hohe Dämpfung bei niedrigen Frequenzen und großen Anregungssignalen sowie gute Körperschallisolierung bei kleinen Anregungssignalen und hohen Frequenzen, können durch die Entwicklung von fahrzeugspezifisch abgestimmten Aggregatelagern erfüllt werden.

Insgesamt lassen sich die Funktionen der Aggregatelager in drei Punkten zusammenfassen:

- ♦ tragen (quasistationär),
- ♦ dämpfen (niederfrequent, große Anregungssignale),
- ♦ isolieren (hochfrequent, kleine Anregungssignale).

Für die Auslegung von Elastomerlagern sind einige Parameter von großer Bedeutung, die auf die Bauform und Ausführung des Lagers einen großen Einfluss haben:

- ♦ Einbaulage des Aggregates,
- ♦ Bauraum,
- ♦ Belastungsart,
- ♦ maximale Kräfte,
- ♦ Freiwege, Wegbegrenzungen,
- ♦ Kennlinien, Progressionen.

Als Belastungsarten können an den Lagern Kräfte in axialer und radialer Richtung auftreten und Momente in Form von Torsion und Kardanik [10]. Die Motor-Getriebe-Einheit kann als Folge der elastischen Lagerung translatorische und rotatorische Bewegungen ausführen. Dadurch wirkt das Aggregat mit seinen Lagern als Feder-Masse-System. Alle Lager eines Aggregates beeinflussen sich gegenseitig und müssen deshalb aufeinander abgestimmt werden.

Auf dem Pkw-Markt haben sich heute zwei Antriebssysteme mehrheitlich durchgesetzt:

- ♦ Quereinbau des Aggregates mit Vorderachsgetriebe: Diese Anordnung findet bei den meisten Kleinwagen aber auch in der Mittelklasse Anwendung. Diese Antriebsstränge kommen ohne Hinterachsgetriebe und Kardanwellen aus.
- ♦ Längseinbau des Aggregates mit Hinterachs- oder Vierradantrieb: In Fahrzeugen der Oberklasse und

den SUVs werden die Vorteile dieses Antriebsstranges genutzt. Außerdem lassen sich bei dieser Anordnung auch große Motoren und Getriebe verbauen.

Bild 5-14 zeigt die Aggregatelagerung eines typischen Quereinbaus (Blick von vorne in den Motorraum eines VW Golf). Motor- und Getriebelager nehmen zusammen die statische Last des Aggregates auf. Durch das Antriebsmoment des Motors dreht sich das Aggregat im Fahrzeug. Die Drehmomentstütze begrenzt diese Drehbewegung.

Bild 5-15 zeigt die Lagerung eines längs eingebauten Aggregates (AUDI A4 Quattro). Typisch für diese Anordnung sind zwei Motor- und ein Getriebelager als Traglager. Eine zusätzliche Drehmomentstütze verhindert zu starke Aggregatebewegungen, da in diesem Fall die maximalen Wege nicht über die Motorlager eingegrenzt werden [11]. Bei angetriebener Hinterachse ist auch eine Lagerung des Hinterachsdifferentials notwendig.

Als Getriebelager werden häufig konventionelle Gummi-Metall-Lager eingesetzt. **Bild 5-16** zeigt ein Keillager eines heckgetriebenen Fahrzeugs mit längs-eingebautem Motor, welches im Zusammenbau mit dem Getriebequerträger Wegbegrenzungen in alle Raumrichtungen ermöglicht.

Die in **Bild 5-17** gezeigte Bauform einer Drehmomentstütze findet in vielen Fahrzeugen mit quereingebautem Aggregat Anwendung. In der Regel bestehen diese Drehmomentstützen aus einer harten und einer weichen Gummi-Metall-Buchse, die in eine metallische Stütze eingepresst sind. Je nach Anordnung und Befestigung im Fahrzeug arbeitet die radial harte Buchse als Gelenk mit möglichst niedriger Torsionssteifigkeit bzw. kardanischer Steifigkeit.

Mit Hilfe der weichen großen Buchse lässt sich die statische Kennung der Drehmomentstütze exakt auf jedes Aggregat abstimmen. Ziel ist es, im unbelasteten Zustand eine geringe Steifigkeit darzustellen, um eine optimale Isolation zu gewährleisten. Sobald sich das Aggregat durch das abgebende Drehmoment des Motors aus seiner statischen Ruhelage im Fahrzeug dreht, ist diese Bewegung durch geeignete Anschlagsprogression in der Gummikontur zu begrenzen.

Motorlager werden in den meisten Fahrzeugen als hydraulisch dämpfende Lager ausgeführt. Der Tragkörper bildet die Gummi-Metall-Kontur. Zwischen dem Tragkörper und dem Balg ist das Lager mit Dämpflüssigkeit gefüllt.

Dieser Flüssigkeitsraum ist durch ein Kanalsystem in zwei Arbeitsräume aufgeteilt. Durch dynamische Anregungen des Tragkörpers wird Flüssigkeit durch den geometrisch abgestimmten Kanal von einer Arbeitskammer in die andere gepumpt. Die dabei erzeugte Dämpfung wird meistens als Verlustwinkel angegeben und lässt sich frequenzgenau abstimmen. Da die hydraulische Dämpfung gleichzeitig zu einem Anstieg der dynamischen Steifigkeit des Lagers im mittleren und höheren Frequenzbereich führt, wird zwischen den beiden Arbeitskammern ein Entkopplungssystem integriert. Diese Entkopplungsmembranen können so

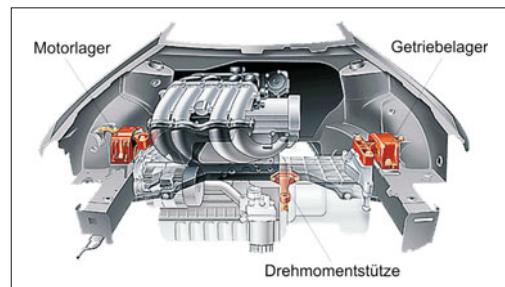


Bild 5-14: Aggregatelagerung Quereinbau

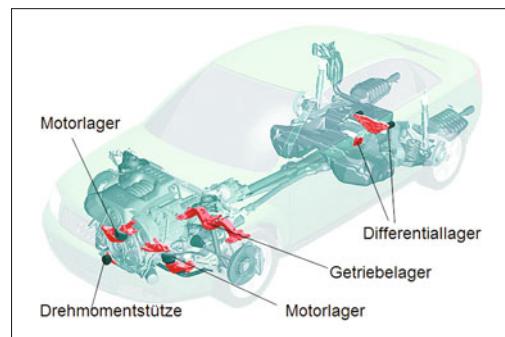


Bild 5-15: Aggregatelagerung Längseinbau

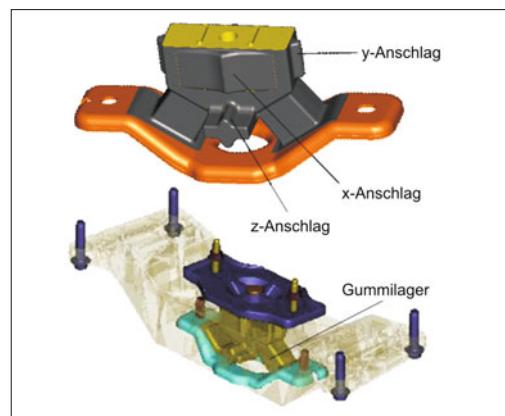


Bild 5-16: Konventionelles Getriebelager [12]

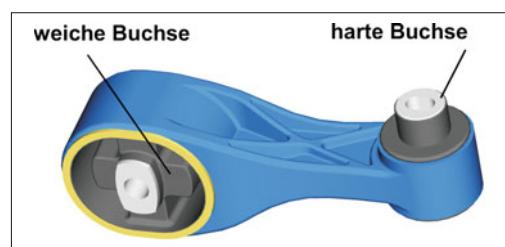


Bild 5-17: Drehmomentstütze [12]

abgestimmt werden, dass bei kleinen Anregungsamplituden die Isolationswirkung des Lagers im akustisch relevanten Frequenzbereich stark verbessert wird. **Bild 5-18** zeigt exemplarisch die Übertragungsfunktion eines hydraulischen Motorlagers.

Die dynamische Steifigkeit c_{dyn} wird in [N/mm] und der Verlustwinkel δ in [°] angegeben. Da aus akustischen Gründen die Steifigkeiten der Lager möglichst gering eingestellt werden, ergeben sich für elastisch gelagerte Aggregate Resonanzen um etwa 10 Hz in vertikaler Richtung. Durch Unebenheiten der Fahrbahn können bei entsprechender Fahrgeschwindigkeit Aggregatschwingungen angeregt werden. Das sogenannte „Stuckern“ lässt sich durch eine frequenzstabile Dämpfung schon bei kleinen Amplituden gezielt unterdrücken.

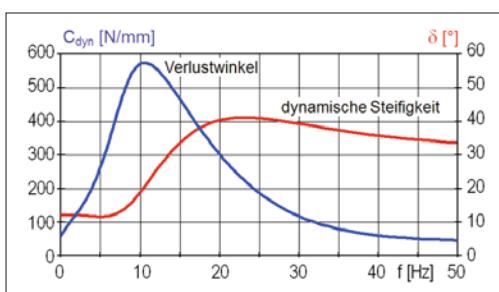


Bild 5-18: Übertragungsfunktion Hydrolager

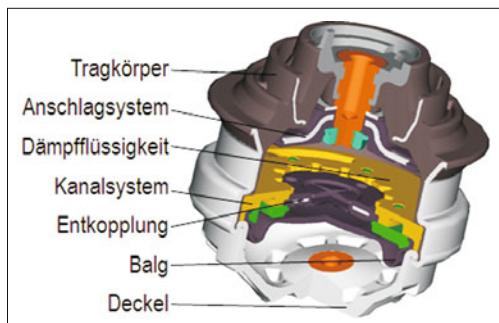


Bild 5-19: Hydraulisches Motorlager [12]

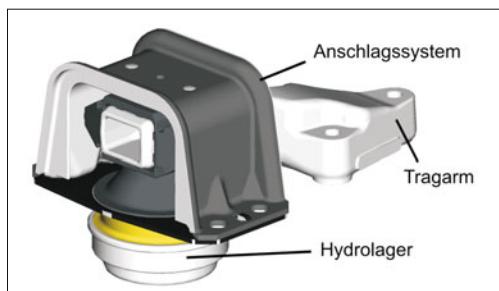


Bild 5-20: Hydraulisches Motorlager mit Tragarm [12]

Bild 5-19 zeigt das hydraulische Motorlager eines heckgetriebenen Pkws mit längseingebautem Motor.

Bild 5-20 zeigt ebenfalls ein hydraulisches Motorlager. Dieses Lager wird als Zusammenbau des eigentlichen Hydrolagers, des Motor-Tragarms und des außenliegenden Anschlagsystems geliefert.

Diese Bauform ist typisch für Fahrzeuge mit quer eingebautem Aggregat. Bei diesen Lagern hat die Abstimmung der Anschlagprogressionen in Fahrzeulängsrichtung eine hohe Bedeutung. Unter hoher Last wird die Drehbewegung des Aggregates durch die Drehmomentstütze gestoppt, was zu Reaktionskräften in Motor- und Getriebelagern führt und damit die beiden Traglager radial in ihre Anschläge verschiebt. Durch diesen Eingriff des Anschlagpuffers kann ein zusätzlicher Geräuschpfad die Komfortkriterien nachteilig beeinflussen.

Im Laufe des Entwicklungsprozesses eines Fahrzeugs werden die Aggregatelager individuell auf jedes Aggregat abgestimmt. In den Versuchsabteilungen werden die Fahrzeuge hinsichtlich Fahrdynamik und Akustik beurteilt. Neben der subjektiven Beurteilung werden objektive Messergebnisse genutzt, um Geräuschpfade oder Störquellen aufzudecken.

In **Bild 5-21** ist eine „Color Map“ wiedergegeben. In diesem Fall ist die Messung der Beschleunigungen in vertikaler Fahrzeugrichtung an der Sitzschiene des Fahrers dargestellt.

Die in einem 4-Zylinder-Diesel-Fahrzeug während der Versuchsfahrt im Zeitbereich aufgenommenen Daten wurden durch Fast-Fourier-Transformation (FFT) in den Frequenzbereich überführt. Für den untersuchten Motor sticht, wie für 4-Zylinder üblich, die zweite Motorordnung heraus.

Motoren verschiedener Bauarten, Zylinder oder Verbrennungsprozesse zeigen unterschiedliche Anregungen. Aus diesem Grunde sind die Aggregatelager jeder Motor-Getriebe-Einheit anzupassen. Entwicklungsziel ist jedoch immer, durch eine geschickte Baukasten-Lösung die Variantenanzahl der Lager einzuzgrenzen und somit die Werkzeug- und Bauteilkosten zu reduzieren. Während der Fahrzeugabstimmung stehen die Versuchingenieure immer wieder vor der Herausforderung, den Zielkonflikt zwischen optimaler Fahrdynamik und bestem Komfort zu lösen. Wie in **Bild 5-18** zu erkennen ist, führt die hydraulische Dämpfung zu einer Erhöhung der dynamischen Steifigkeit im höheren Frequenzbereich. Im Fahrbetrieb kann auf die Dämpfung zur Reduzierung der Stuckerneigung nicht verzichtet werden.

Für den Leerlaufbetrieb eines Fahrzeugs bieten sich jedoch Möglichkeiten, die dynamische Steifigkeit abzusenken und die Lagerung auf Komfortstellung umzuschalten. **Bild 5-22** zeigt ein Beispiel für ein elektrisch schaltbares Motorlager mit Wärmeschutzkappe.

Im Fahrbetrieb wirkt das Lager als hydraulisches Motorlager. Nur im Leerlauf wird durch einen Schalter die integrierte Luftfeder aktiviert. Durch diese zusätzliche Nachgiebigkeit in der Arbeitskammer des Lagers wird keine Flüssigkeit durch den Kanal gepumpt.

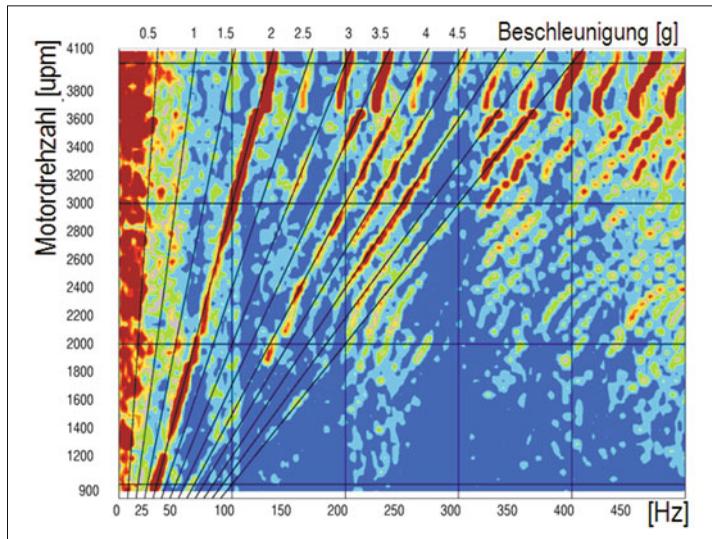


Bild 5-21:
Beschleunigungen an
Sitzschiene

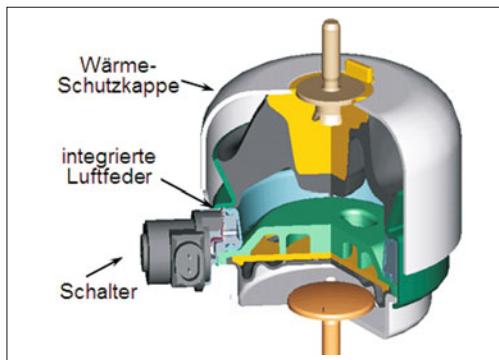


Bild 5-22: Schaltbares Motorlager [12]

Somit kommt es auch zu keiner Dämpfung und folglich zu keiner dynamischen Verhärtung. Durch diesen Effekt lässt sich die dynamische Steifigkeit über einen großen Frequenzbereich absenken (**Bild 5-23**).

In der Folge können dadurch die störenden Vibratoren und Geräusche reduziert oder eliminiert werden. Sobald das Fahrzeug in den Fahrbetrieb übergeht, schaltet das Lager wieder auf die Fahrdynamik-Stellung und liefert die notwendige Dämpfung.

Neben den elektrisch schaltbaren Motorlagern sind auch pneumatisch schaltbare Motorlager im Einsatz. Außerdem findet man neben Schaltung der Volumensteifigkeit auch schaltbare Lager mit einer Bypass-Schaltung. In diesen Lagern wird im Leerlauf ein zusätzlicher Kanal (Bypass) aufgezogen. Dadurch wird die Dämpfung zu höheren Frequenzen verschoben, um die dynamische Verhärtung des Lagers hinter die Frequenz der dominanten Motorordnung zu schieben (**Bild 5-24**).

Um in Zukunft den steigenden NVH-Anforderungen noch besser gerecht werden zu können, wird in den Entwicklungsabteilungen an aktiven Lagern gearbei-

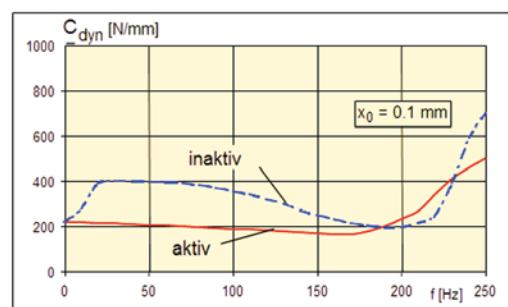
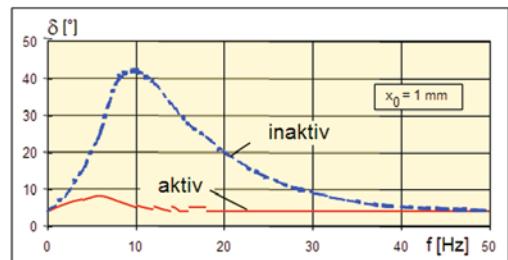


Bild 5-23: Übertragungsfunktion schaltbares Lager

tet. Trotz erster Serieneinsätze solcher Systeme ist noch erheblicher Entwicklungsaufwand zu leisten, um den Schwingungs- und Geräuschkomfort in den unterschiedlichen Fahrsituationen zu verbessern [13].

Neben dem hohen Gewicht und den hohen Kosten für aktive Systeme stehen auch die komplexe Auslegung der Regler und die hohe Leistungsaufnahme der Lager einem breitem Einsatz bisher im Wege. Zusätzlich wird an aktiven Strukturelementen und Tilgersystemen zur Verbesserung des NVH-Verhaltens gearbeitet [14].

An den Stellen, wo sehr hohe Temperaturen herrschen, kann Silikon den Gummi ersetzen. **Bild 5-25** zeigt den Prototypen eines Silikon-Hydromotorlager [12].

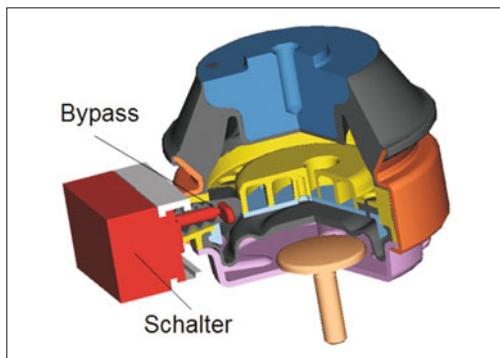


Bild 5-24: Schaltbares Motorlager (Bypass) [12]

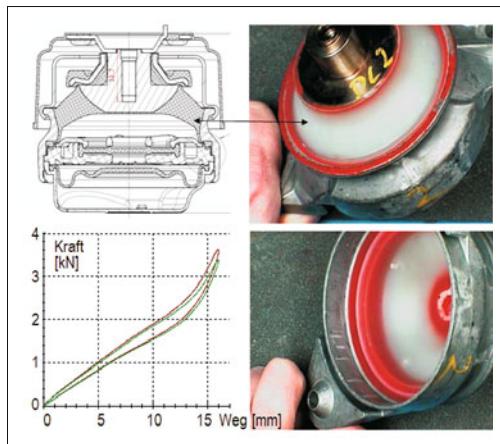


Bild 5-25: Silikonmotorlager [12]

Ein weiteres Potential für NVH-Verbesserung wird in der optimalen Integration aller schwingungs- und komfortrelevanten Systeme gesehen. Im Fokus stehen zum Beispiel Lageranbindungssteifigkeiten am Fahrwerk und die Steifigkeitsbetrachtung im gesamten Geräuschpfad.

5.4 Fahrwerk – Gummilager

Die Lenker sind die Verbindungsstellen vom Rad und Radträger zum Aufbau. Die Schwingungen, die von der Fahrbahn bzw. vom Rad kommen, gehen als erstes über diese Bauteile zum Aufbau. Deshalb ist es sinnvoll die Gummi-Verbundteile, die diese Schwingungen an der Weiterleitung verhindern sollen, hier, an den Übergängen vom Lenker zum Achsträger bzw. zur Karosserie einzubauen. Außerdem übernehmen die Gummi-Verbundteile die Aufgabe der Gelenke, die wegen der Kinetik zwischen Lenker und Aufbau notwendig sind.

Ein weiterer Vorteil der Verwendung von Gummi-Verbundteilen zur Radführung ist die Möglichkeit, das Fahrverhalten durch eine gezielte Auslegung der Gummisteifigkeiten elastokinematisch zu beeinflussen. Die Gummilager, die an Lenkern eingebaut werden, unterscheiden sich in Hülsenlager, Gleitlager, hydraulisch dämpfende Buchsen, bidirektional dämpfende Hydrolager, Verbundlenkerlager, Federbeinstützlager und Achsträgerlager. In den folgenden Abschnitten werden diese Lagerausführungen erläutert.

5.4.1 Hülsenlager

Der Begriff Hülsenlager wird im Fahrzeugbau für Gummiverbundteile verwendet, die im Allgemeinen ein zylindrisches Innenrohr mit einer zylindrischen Außenkontur aufweisen. Neben Hülsenlager sind die Begriffe Lenkerlager, Silentbloc, Rundlager oder auch Gummilager gebräuchlich.

Bild 5-26 zeigt verschiedene Hülsenlagerausführungen und lässt erkennen, dass je nach Anforderung unterschiedlichste Lösungsprinzipien möglich sind. Ausführung A stellt die einfachste und kostengünstigste Lösung dar. Das Bauteil wird in die Lenkerraufnahme eingepresst und wird durch die radiale Vorspannung und die seitlichen Anlageringe fixiert. Die Übertragung von axialen Kräften und die Abstimmung der Radial-, Axial- und Torsionsrate sind im Vergleich zu anderen Hülsenlagern nur begrenzt

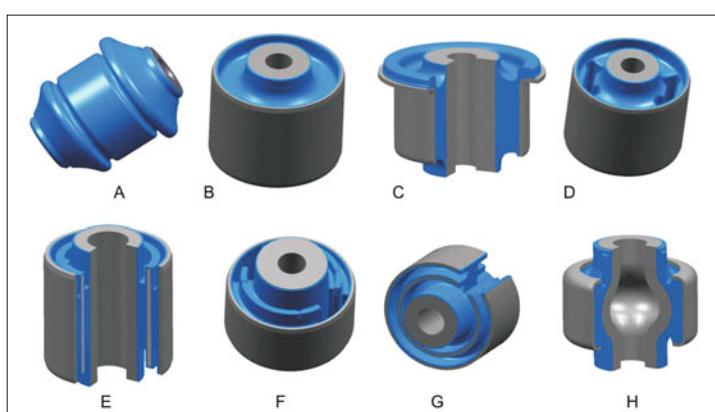


Bild 5-26:
Verschiedene Ausführungen der
Hülsenlager [12]

möglich. Dadurch dass die Aufnahmebohrung unbearbeitet bleibt und keine Außenhülse notwendig ist, ergeben sich deutliche Kosteneinsparungen.

Ausführung B ermöglicht eine wesentlich genauere Abstimmung der Radial- und Axialraten zueinander. Durch das Höhen- zu Längenverhältnis des Elastomerkörpers und einer Kalibrierung des Außenrohres, der Gummikörper wird hierbei vorgespannt, kann das Federratenverhältnis $c_{\text{radial}}/c_{\text{axial}}$ von 1 : 4 bis 1 : 10 eingestellt werden.

Ausführung B, C und D sind vom grundsätzlichen Aufbau identisch, wobei C einen axialen Anschlag und D Nieren zur Erzielung unterschiedlicher Radialraten aufweist.

Für moderne Fahrzeuge wird zunehmend die Mehrlenkerachse mit bis zu 10 Hülsenlagern je Rad eingesetzt. Zur präzisen Radführung werden sehr hohe Radialfederraten bei einer möglichst geringen Torsionsrate zur Reduzierung der Nebenfederraten des Gesamtfahrzeuges gefordert. Zur Erreichung dieser Vorgaben werden Zwischenhülsen eingesetzt, wodurch sich die Radialrate bei gleicher Mischungshärte bei annähernd unveränderter Axial- und Torsionsrate mehr als verdoppelt.

Ausführung E, F und G zeigen hierzu einige Ausführungen. E und F werden im Herstellungsprozess kalibriert bzw. die Innenhülsen aufgeweitet. Ausführung G erhält die Lagerverspannung bei der Montage. Das Bauteil wird lageorientiert über eine Konushülse eingepresst. Die Hauptbelastung soll dabei 90° zum Schlitz erfolgen. Ausführung H ist ein Hülsenlager, das für große kardanische Beanspruchungen bei einer hohen Radialsteifigkeit entwickelt wurde. Zur Gewichtsreduzierung wurde eine Hohlkugel als Fließpressteil eingesetzt.

Bild 5-27 zeigt zwei Lagerausführungen, die Radialraten von 18 kN/mm bei einer Torsionsrate von 0,8 Nm/Grad aufzeigen und damit eine besonders extreme

Optimierung im Verhältnis Steifigkeit zu niedriger Torsionsrate erreichen.

Durch eine Kalibrierung der Außenhülse und eine Aufweitung der Innenhülse wurde mit Ausführung A diese Vorgabe erreicht. Ausführung B erreicht vergleichbare Werte, wobei das Zwischenrohr entfiel und die Charakteristik durch eine spezielle Modifikation des Innen- und Außenteils erzielt wurde. Grundvoraussetzung für diese Extremwerte ist ein möglichst kleiner Durchmesser der Bauteile.

Ist für eine Mehrlenker Hinterachse die Auslegung der Radial- und Torsionssteifigkeit der Gummilager vorrangig, stellt sich für die Lager der Vorderachse eine zusätzliche Anforderung bezüglich der Wahrnehmung von Schwingungen durch die direkte Verbindung Rad zum Lenkrad.

Für einen guten Fahrkomfort ist eine Nachgiebigkeit des Rades in Fahrzeuglängsrichtung gewünscht, die durch weiche Gummilager erreichbar ist. Gleichzeitig führen Fahrbahnunebenheiten, Radunwuchten und geringe Ungleichmäßigkeiten in der Bremsscheibe zu einer Schwingungsanregung des Feder-Massenystems Vorderachse, welche am Lenkrad unmittelbar wahrgenommen werden. Zur Schwingungsdämpfung ist somit eine ausreichende Dämpfung der Lager notwendig und führte in der Vergangenheit zum Einsatz von Mischungen mit einem Verlustwinkel von bis zu 16 Grad. Zum Vergleich: für normale Fahrwerkslager wird eine hochelastische Naturkautschukmischung mit einem Verlustwinkel von 3 bis 6 Grad eingesetzt.

Bild 5-28 zeigt eine McPherson-Vorderachse mit der Einbaustelle einer hochdämpfenden Buchse oder eines Hydrolagers. Nachteilig bei der Ausführung als hochdämpfende Buchse sind die größere Lagersetzneigung und die geminderte Lebensdauer sowie die schlechte akustische Entkopplung. Dieser Zielkonflikt hat zu der Entwicklung der hydraulisch dämpfenden Buchsen für diese Lagerung geführt.

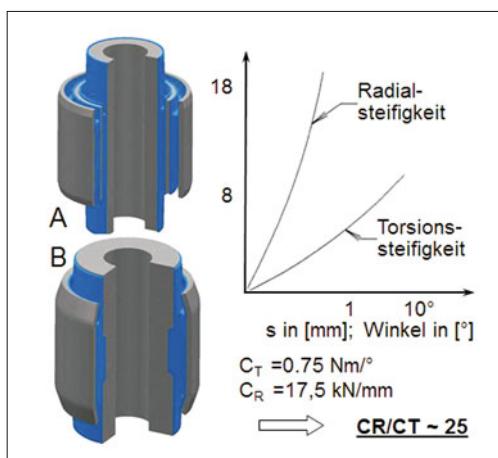


Bild 5-27: Vergleich zweier Hülsenlagerausführungen mit gleichen Kenndaten [12]

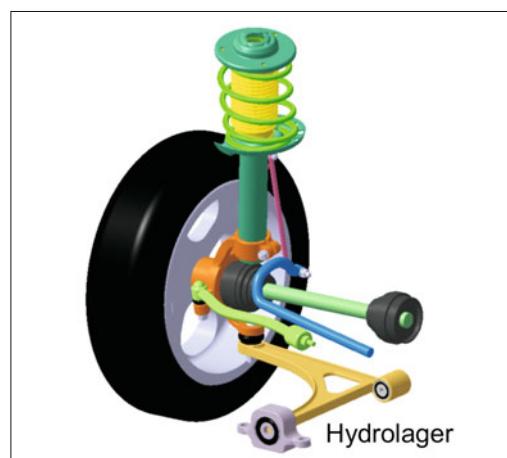


Bild 5-28: McPherson-Federbein mit einem hydraulisch dämpfenden Lager (Hydrolager)

Neben der Anforderung an die Federraten ist natürlich auch die Bauteilebensdauer der Hülsenlager ein Hauptentwicklungsziel. Zur Erreichung geringer Torsionsraten sind möglichst geringe Durchmesser zu wählen, wodurch die spezifische Belastung ansteigt. Durch eine FE-Berechnung lässt sich eine relativ gute Aussage zu den normalen Betriebsbelastungen erzielen. Für sehr hohe, jedoch in geringer Häufigkeit auftretenden Kräfte bedarf es der Erfahrung des Konstrukteurs, um eine Überdimensionierung der Lager zu vermeiden. Beträgt die Zugfestigkeit einer guten Naturkautschukmischung 25 bis 30 N/mm², kann die Druckbelastung in einem optimal ausgelegten Hülsenlager für Stoßbelastung bis zu 40 N/mm² betragen, ohne zu einer Schädigung zu führen (wobei für die Dauerbelastung 8 N/mm² nicht zu überschreiten ist). Überträgt man diese Relation auf ein Metallbauteil, werden die besonderen Vorteile des Elastomerwerkstoffes erkennbar.

5.4.2 Gleitlager

Erlangt die Anforderung einer geringen Torsionsrate bei Hülsengummilagern eine besondere Bedeutung, dann kommen Gleitlager zum Einsatz.

Hier wird die Torsionsbewegung von der Bewegung des Elastomerkörpers getrennt. Die Gummilagerkenndaten können unabhängig von der Torsionskennung definiert werden.

Bild 5-29 zeigt die heute gebräuchlichsten Ausführungen von Gleitlagern. Bei Ausführung A wird in ein besonders maßhaltiges Innenrohr ein kunststoffumspirtzes mit Fetttaschen ausgeführtes Innenteil eingeschoben. Dichtlippen und Dichtkappen verhindern den Schmutzeintritt und das Auswandern des Fettes. Die axialen Dichtkappen erlauben gleichzeitig die Übertragung einer geringen Axialkraft.

Ausführung B stellt ein kostenoptimiertes Lager dar. Gleit- und Dichtfunktion werden durch das aus

speziellem Kautschuk hergestellte innere Gummiteil übernommen. Die dynamische Belastbarkeit ist jedoch gegenüber der Ausführung A etwas geringer.

Bei Ausführung C wird in die Zwischenhülse eine PTFE Gleitbuchse eingepresst. Das drehbare Innen teil ist besonders maßhaltig und oberflächenbehandelt. Die Abdichtung erfolgt durch Gummibälge, wie sie aus der Kugelgelenkanwendung bekannt sind (s. Abschnitt 3.7.5).

Mit Ausführung C lassen sich die geringsten Torsionsraten erreichen, da die Funktionsweise ein Spiel von 0,02 bis 0,06 mm zwischen den Gleitpartnern erfordert. Dieses Spiel kann bei Wechselbelastungen Geräusche verursachen und in ungünstigen Fällen auch ein vorzeitigen Lagerausfall bewirken. Durch die Optimierung der Torsionsrate bei konventionellen Hülsenlagern und wegen den deutlich höheren Herstellungskosten der Gleitlager ist die Anwendungshäufigkeit dieser Lagerart relativ gering und bleibt nur besonderen Anwendungsfällen vorbehalten.

5.4.3 Hydraulisch dämpfende Buchsen

Die ersten hydraulisch dämpfenden Buchsen wurden um 1980 in McPherson-Vorderachsen eingesetzt. Die grundsätzlichen Auslegungsprinzipien waren von den Motorlageranwendungen bekannt und wurden auf die Buchsengeometrie übertragen. Der prinzipielle Aufbau der Lager ist im **Bild 5-30** dargestellt. Zwei mit Flüssigkeit, einem Wasser-Glykogemisch, gefüllte Kammern stehen über einen Kanal in Verbindung. Bei einer Schwingungsanregung in Richtung über die Kammern, muss ein Volumenausgleich erfolgen. Die Flüssigkeit fließt durch den Kanal und stellt eine schwingende Masse dar. Bei der quasi statischen Messung werden die Kenndaten des Lagers fast ausschließlich durch die Tragfedern bestimmt, das Lager verhält sich annähernd einem konventionellen Bauteil. Mit

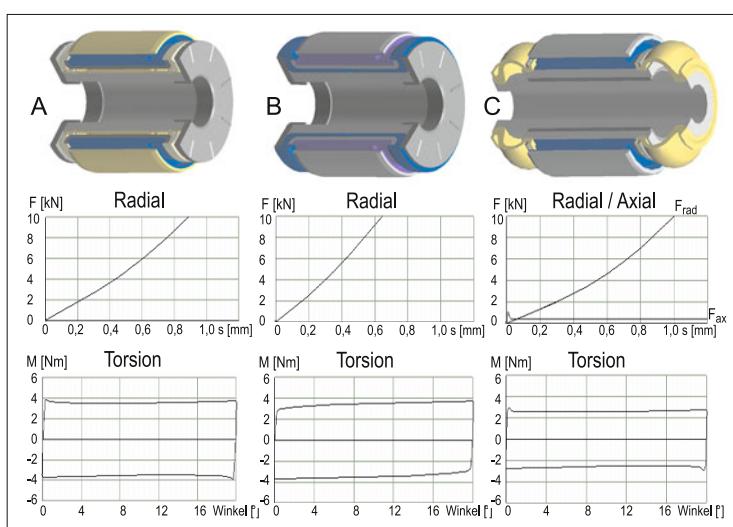


Bild 5-29: Ausführungsbeispiele zu elastischen Drehgleitlagern [12]

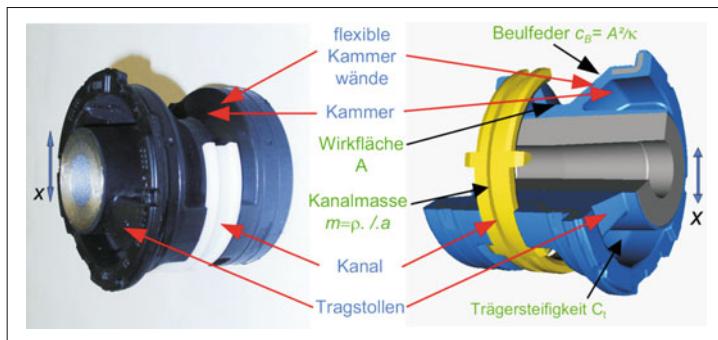


Bild 5-30:
Aufbau einer Hydrolagerbuchse
(ohne Außenrohr) [12]

steigender Anregungsfrequenz beginnt die Flüssigkeit in Zusammenwirken mit der Steifigkeit der Kammerwände als Feder-Massen-System zu schwingen. Die maximale Dämpfung wird bei der Anregung des Lagers mit der Frequenz erreicht, die die Eigenfrequenz des Federmassen-Systems Flüssigkeit-Kammerwandsteifigkeit darstellt. Wird die Anregungsfrequenz weiter erhöht, fällt der Dämpfungswert aufgrund der Massenträgheit und der Reibungswerte im Kanal, Kanaleintritt und -austritt wieder annähernd bis auf die reinen Materialwerte des Elastomers ab. Zu der dynamischen Steifigkeit der Tragfeder addiert sich nun aufgrund des notwendigen Volumenausgleiches in der Kammer die dynamische Steifigkeit der Wände hinzu.

Über die Abstimmung der Kammerwände, der Wirkfläche und der Kanalgeometrie lassen sich die Kennwerte der Hydrolubrikation auf die Anforderungen der jeweiligen Anwendung im Fahrzeug abstimmen. Auslegungsziel ist es, das Dämpfungsmaximum auf die störenden Anregungsfrequenzen im Fahrzeug abzustimmen. Bild 5-31 zeigt die Kennwerte für zwei unterschiedlich ausgeführte Kanalversionen. Die sogenannte masse-dämpfende Buchse hat einen langen, relativ großen Kanalquerschnitt. Das Dämpfungsmaximum ist relativ

schmalbandig und hoch. Die dynamische Verhärtung ist im Vergleich zur Ausführung mit einem sehr kurzen Kanal aufgrund der weichen Kammerwände niedriger. Hydrolubrikatoren mit einem sehr kurzen Kanal, sogenannte reibungsgedämpfte Lager, sind in der Dämpfung breitbandiger bei einem geringem Verlustwinkel und einer höheren dynamischen Verhärtung.

Die breitbandige Dämpfung wird vorzugsweise dann angewandt, wenn aufgrund von verschiedenen Reifengrößen, Bremsscheiben-Ausführungen und anderen Bauteilschwankungen die störenden Anregungsfrequenzen nicht konstant sind. Nachteilig ist die höhere dynamische Verhärtung, die sich durch die härtere Kammerwandsteifigkeit oberhalb der Frequenz für die maximale Dämpfung eingestellt. Die hohe dynamische Steifigkeit ist bei akustischer Anregung, d. h. bei Schwingungen mit kleinen Amplituden ungünstig. Bei Motorlagern hat das zu verschiedensten Bauformen geführt, die bei kleinen Schwingungsamplituden zu keinem Volumenausgleich über den Kanal zwischen den Kammern führt (siehe hydraulische Motorlager, Abschnitt 5.3). Bei Buchsenlagern ist aufgrund des begrenzten Bauraumes bislang noch keine sogenannte „akustische Entkoppelung“ integriert worden.

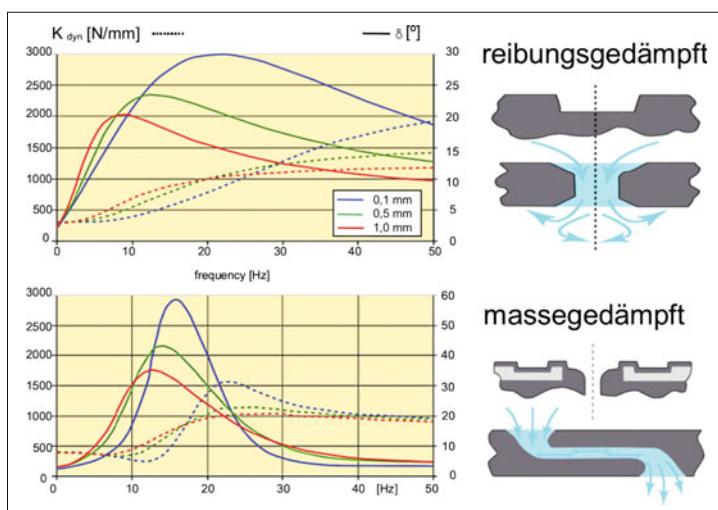


Bild 5-31:
Einstellbarkeit von Hydrolagern
durch Kanalgeometrien [12]

Zur Berechnung der dynamischen Kenndaten und zur Bewertung der Lebensdauertüchtigkeit von Hydrobuchsen ist eine FE-Analyse der Bauteile notwendig. Durch die relativ weiche Steifigkeit der Buchsen im Arbeitsbereich, mit ca. 200 bis 600 N/mm sind häufig zur Aufnahme der Maximalkräfte Endanschläge notwendig, die intern oder extern durch Aufstecken von Kunststoffringen realisiert werden.

Die Standardausführung der hydraulisch dämpfenden Buchse ist das radial dämpfende Lager, welches horizontal verbaut wird. **Bild 5-32** zeigt hierzu einige Ausführungsbeispiele. Variante A hat einen kombinierten außenliegenden Kunststoff-Celastoanschlag um einen weichen Kennlinienübergang in den Progressionsanstieg zu erreichen. Die Gleitbewegung bei torsionaler Auslenkung erfolgt zwischen dem Werkstoff Celasto und der Gummikontur. Das Bauteil wird in den Lenker eingepresst und die Verschraubung erfolgt horizontal karosserieseitig.

Bei Ausführung B wurde ein außen liegender Gummianschlag zur Erreichung eines günstigen Progressionsanstieges eingesetzt. Die Verbindung zum Querlenker erfolgt durch Aufpressen auf einen unbearbeiteten Zapfen, wobei der Toleranzausgleich über die Gummikontur in der Innenhülse des Lagers erfolgt.

Bei Ausführung C wurde der Anschlag zur Wegbegrenzung durch einen in eine Aufnahmebohrung am Innenteil eingepressten Kunststoffstopfen realisiert. Durch die Integration des Anschlages in das Lager können größere Kamervolumen (höhere Dämpfungswerte) erzielt werden und die Gleitfläche Anschlag-Außenteil unterliegt keinen Umwelteinflüssen.

Ausführung D weist neben dem innen liegenden radialen Anschlag einen umlaufenden Kragen mit einer Gummierung auf, der axiale Kräfte über die karosserieseitige Anschlagfläche aufnimmt. Eine weitere Besonderheit ist der eingelegte Kunststoffclip, der die Kanalgeometrie bestimmt. Für unterschiedliche Fahrzeugmodelle werden verschiedene Kanalvarianten eingesetzt.

Bei Ausführung E wurde das Gummielement unmittelbar in einen Bügel eingepresst und das üblicherweise eingesetzte Außenrohr entfällt. Die Verbindung zum

Querlenker erfolgt durch Aufpressen des Innenrohrs auf den bearbeiteten Zapfen des Lenkers.

Bei allen Ausführungsbeispielen kommt es bei starken Einfederungen zum Einsatz des Anschlages und zu Gleitbewegungen. Dieses kann unter besonderen Umständen zur Geräuschentstehung führen und ist im Rahmen der Fahrzeugerprobung zu bewerten.

Je nach Anordnung oder Ausführung kann es in Sonderfällen erforderlich sein, eine axial dämpfende Buchse, wie im **Bild 5-33** dargestellt, einzusetzen. Das klassische Hülsengummilager wird um die axial dämpfende Einheit ergänzt. Aufgrund des deutlich höheren Aufwandes ist jedoch diese Lösung nur Einzelanwendungen vorbehalten.

Eine weitere Sonderlösung für eine Hydrobuchse ist in **Bild 5-34** dargestellt. Die zuvor beschriebenen und dargestellten Lager sind für einen horizontalen Verbau ausgelegt. Die Radeinfederung erzeugt eine für die Lebensdauer des Bauteiles relativ unkritische Torsionsbewegung im Lager. Die horizontale Verschraubung des Bauteiles ist jedoch aufwändig und es ergibt sich somit die Anforderung, die Hydrobuchse für eine vertikale Montage auszulegen.

Die Radeinfederungen erzeugen bei dieser Gestaltung eine für die Lebensdauer des Teiles relativ kritische kardanische Auslenkungen, die insbesondere bei den Kammerwänden zu vorzeitigen Ausfällen führt. Das

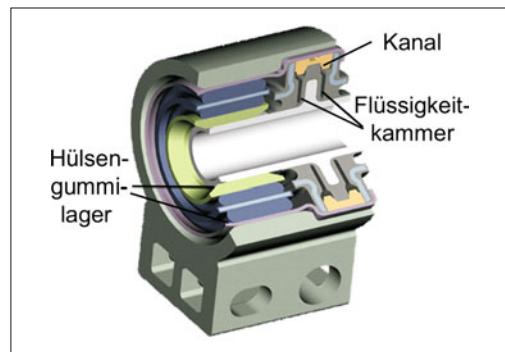


Bild 5-33: Axial dämpfende Hydrobuchse [12]

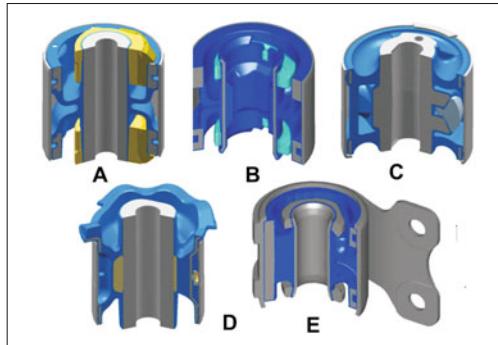


Bild 5-32: Ausführungsbeispiele zu hydraulisch dämpfenden Buchsen [12]

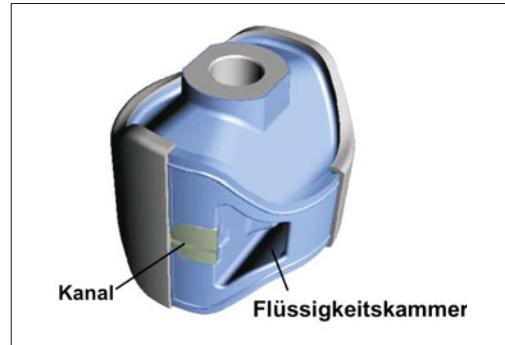


Bild 5-34: Hydraulisch dämpfende Buchse für vertikale Montage [12]

dargestellte Ausführungsbeispiel wurde bezüglich der Lebensdauer mittels FE-Analyse optimiert und erreicht annähernd das Niveau einer horizontalen Hydropbuchse.

Da hydraulisch dämpfende Buchsen im Vergleich zu konventionellen Gummilagern eine kritische Lebensdauer haben und deutlich höhere Kosten verursachen, ist eine breitere Einführung dieser Ausführung bislang nicht gelungen.

5.4.5 Verbundlenkerlager

Als raumsparende und kostengünstige Konstruktion wird die Verbundlenkerhinterachse vielfach für Klein- und Mittelklassefahrzeuge eingesetzt. Da die Kinematik der Achse nur durch zwei Elastomerlager beeinflusst werden kann, sind die Anforderungen besonders hoch. Neben den fahrdynamischen Forde rungen sind gleichzeitig die akustischen Belange zu berücksichtigen, was fast immer zu der Verwendung einer hochelastischen Mischung führt. Im Abschnitt 5.2.1.2 wurden die grundsätzlichen Kennlinienanforde rungen an das Bauteil bereits aufgeführt.

Bild 5-35 zeigt einige Ausführungsbeispiele von relativ „einfachen“, kostengünstigen Lösungen (A) bis hin zu einer „sehr aufwändigen“ Gleitlageranwendung (D).

Bei der Ausführung A wird die Abstimmung der Radial- und Axialkennung durch die Härte des Elastomers, Einbringung von Nieren und einer entsprechenden radialen Kalibrierung eingestellt. Der gewünschte schnelle progressive Anstieg der Axialkennung wird durch den Anlauf des Puffers auf dem Außenflansch an die karosserieseitige Aufnahme erreicht. Nachteilig ist, dass bei einer Einfederung der Achse eine Relativbewegung zwischen Puffer und Aufnahmeflansch entsteht, die zu Geräuschen führen kann. Ausführung B vermeidet diesen Nachteil durch die Integration des Axialanschlages in das Bauteil, die Verdrehbewegung erfolgt im Elastomer.

Zwischen notwendiger Gummihöhe zur Ermöglichung einer torsionsweichen Verdrehbewegung und einer

ausreichenden Axialsteifigkeit (niedrige Gummihöhe) ist ein Kompromiss zu finden. Axial- und Radialraten stehen durch die Formgebung sehr stark in Wechselwirkung. Mit der Ausführung nach C können die Axial- und Radialraten durch den Verbau zweier Einzella ger, weitgehend unabhängig voneinander abgestimmt werden. Bei dem Lager nach Ausführung D wurde das Radiallager in zwei Bauteile aufgetrennt, um durch den Einsatz einer gefetteten Kunststoffgleitbuchse die Torsionsrate des Radialanschlages bei größeren Ein federungen zu reduzieren. Das gleichfalls stirnseitig eingepresste Rundlager bestimmt die Radialrate um die Nulllage und dient gleichzeitig als Abdichtung für das Gleitelement.

5.5 Achsträgerlager

Fahrschemel-, Hilfsrahmen- oder auch Vorder- bzw. Hinterachsträgerlager genannt, bieten den Vorteil, Aggregate- und Fahrbahngeräusche, bei gleichzeitiger Komfortverbesserung, besonders gut zu isolieren. Durch die Masseträgheit des Achsträgerlagers werden hochfrequente Schwingungen von der Fahrbahn oder vom Motor nicht oder nur sehr stark gedämmt über die Achsträgerlager in den Aufbau weitergeleitet. Außerdem bieten die Achsträgerlager den Vorteil, dass die Achsen als fertige Baugruppe in die Fahrzeugmontage einfließen können. Aufgrund der deutlichen Mehrkos ten für die Achsträgerlager als auch die Gummilager wird diese Fahrwerkskonstruktion überwiegend ab der Mittelklasse eingesetzt. Die Anforderungen an die Achsträgerlager sind hohe Steifigkeit in Fahrzeugquer richtung, niedrige Steifigkeit in Fahrzeulgängs- und Hochrichtung und geringe dynamische Verhärtung, um eine gute Geräuschisolation zu erzielen.

Um diese Anforderungen zu erfüllen, sind Achsträgerlager im Vergleich zu Hülsenlagern relativ groß ausgeführt (Durchmesser 70 bis 100 mm), und es kommen hochelastische, weiche Mischungen zum Ein

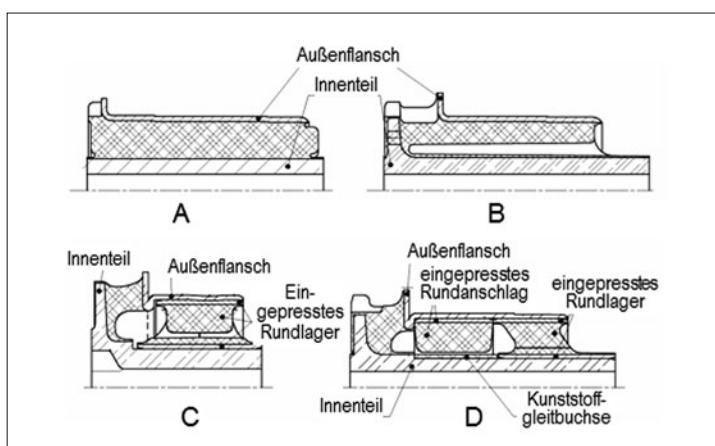


Bild 5-35:
Verschiedene Ausführungen für
eine Verbundlenkerhinterachse

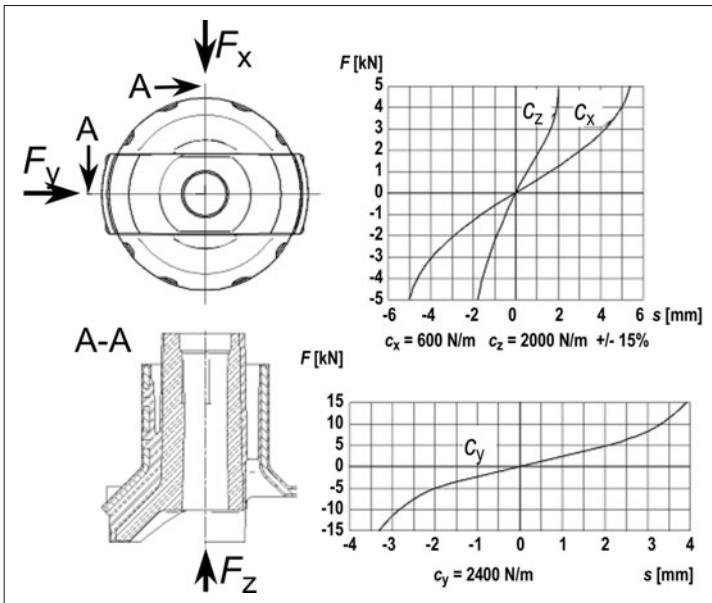


Bild 5-36:
Statische Steifigkeiten und
Kenndaten eines konventionell
dämpfenden Achsträgerlagers

satz. Durch die Formgebung des Innenkerns sowie der Gummikonturgestaltung wird die gewünschte Feder- ratenspreizung in den Radialrichtungen erreicht.

Bild 5-36 zeigt ein Achsträgerlager mit einer Gummierung des Außenteiles und einen durch die Kontur- gebung des Innenteiles integrierten Progressionsan- schlag in Fahrzeughochrichtung.

Die Gummierung der Außenhülse ermöglicht einen guten Toleranzausgleich und erfordert somit keine besondere Bearbeitung des Aufnahmeauges. Im Re- paraturfall lässt sich das Bauteil im Fahrzeug demon- tieren, da die Auszugskräfte durch die Abstimmung der Gummi-Aufnahmegemometrie begrenzt sind.

Über die Achsträgerlager werden die Aggregate- als auch Fahrzeugteilgewichte und die Radführungskräf- te in die Karosserie eingeleitet. Die Gewichtskräfte erzeugen eine konstante Vorlast, die bei relativ weichen Lagern zu hohen axialen Einfederungen und dementsprechend zu großen Setzwerten führen kann. Bezuglich der gewünschten freien Schwingwege in Fahrzeughochrichtung ist dieses unbedingt bei der Auslegung der Konstruktionslage zu berücksichtigen. Wie auch bei den Hülsenlagern ergibt sich bei den Achsträgerlagern der Zielkonflikt einer guten Ge- räuschisolation und einer ausreichenden Schwingungs- dämpfung. Zur Lösung dieses Konfliktes kommen hy- draulisch dämpfende Lager zum Einsatz.

Besondere Sorgfalt ist bei der Auslegung der hydraulischen Achsträgerlager auf die Erfüllung der Bauteillebensdauer zu legen. Große radiale und axiale Auslenkungen bei den relativ weichen Lagercharakteristiken machen Endanschläge zur Wegbegrenzung bei hohen Kräften erforderlich.

Bild 5-37 stellt einige ausgeführte Achsträgerlager in konventioneller (A bis C) und hydraulisch radial

dämpfender Bauart (D bis F) dar. Ausführung A hat als Außenteil einen Kunststoffring, der bei der Montage um ca. 3 % kalibriert wird. Hierdurch ergibt sich eine Kalibrierung des Gummielementes, ein Abbau der Schrumpfspannungen, als auch eine ausreichende Pressverbindung.

Zur weiteren Absicherung gegen Auswandern dient der durch die Aufnahmebohrung gepresste umlaufende Gummiwulst, der in Verbindung mit dem pilzför- migen Innenteil eine Keilwirkung bei axialer Auslen- kung bewirkt. Die axiale Wegbegrenzung wird durch Anlage an die Karosserie, Gummiwulst-Pilzinnenteil, bzw. durch einen bei der Montage zugefügten An- schlagteller erreicht.

Bei Ausführung B erzeugen zwei Halbschalen, die bei der Montage zusammengepresst werden, die notwen- digen Vorspannkräfte für die Verbindung. Gleichzei- tig wird durch die Vorspannung der Gummistege die

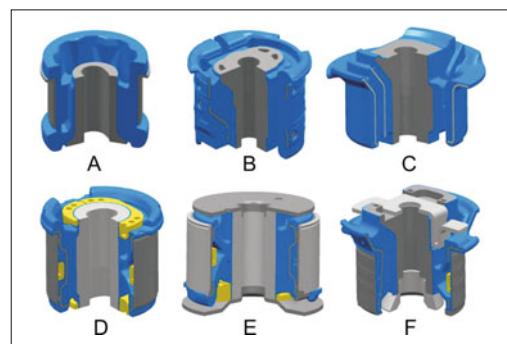


Bild 5-37: Ausführungsvarianten von konventionellen und hydraulisch dämpfenden Achsträgerlagern [12]

Abstimmung der unterschiedlichen Radialkennlinien vorgenommen. Die Halbschalen sind außen vollständig gummiert und erleichtern die Montage als auch die Demontage im Reparaturfall. Ein- und Auspresskräfte können innerhalb definierter Grenzen gehalten werden und Umwelteinflüsse bewirken eine nur sehr geringe Veränderung. Um bei den gewünschten weichen Radialraten eine ausreichende Axialsteifigkeit zu erzielen, wird durch die Konturgebung der Halbschalen als auch des Innenteiles eine Schub-Druckbelastung erzeugt. Die axiale Wegbegrenzung erfolgt wie zu Ausführung A durch die Karosserie und durch Anschlagsteller.

Ausführung C hat zur Erreichung einer hohen Spreizung der beiden Radialraten in einer Richtung Zwischenbleche, wodurch ein Ratenverhältnis von ca. 10:1 erreicht wird. Die Axialrate wird durch die Winkelstellung des Innen- als auch Außenteiles entsprechend eingestellt. Durch den Progressionsanstieg des großflächig ausgelegten Druckpuffers übernimmt dieser gleichzeitig die Funktion der maximalen axialen Wegbegrenzung.

Ausführung D zeigt ein hydraulisch dämpfendes Achsträgerlager mit einem eingelegten Kunststoffkanal. Die Ausführung mit dem eingelegten Kanal kann aufgrund des etwas größer zur Verfügung stehenden Bauraumes im Vergleich zu Buchsenlagern eingesetzt werden und hat sich für die Abstimmungsmodifikation sehr bewährt. Im Zusammenwirken mit den außen angebrachten Kunststofftringen dient der Kanal gleichzeitig als radialer Endanschlag. Die axiale Wegbegrenzung erfolgt karosserieseitig bzw. durch Anschlagsteller.

Ausführung E entspricht von der Grundkonzeption analog dem zuvor beschriebenen Lager, wobei die axialen Anschlagsteller bereits vormontiert sind und zu einer Montagevereinfachung führen. Durch die Pressverbindung der Anschlagscheiben ist eine Bau Raumvergrößerung von ca. 3 mm im Durchmesser bei gleicher Teileperformance notwendig. Die Außenrohre zu Ausführungen D und E sind glatte, oberflächenbeschichtete Rohre, die bei dem Zusammenbau des Lagers unter Flüssigkeit auf das Gummiteil aufgeschoben werden und zum Abbau der Schrumpfspannungen und zur Verbesserung der Dichtigkeit geringfügig kalibriert werden.

Ausführung F zeigt die hydraulische Lagerausführung zur Variante C. Um für die filigranere Geometrie der Kammerwände eine ausreichende Dauerfestigkeit zu erzielen, ist eine sehr sorgfältige Abstimmung der axialen Freiwege notwendig und führt zu den beidseitig auf das Innenteil aufgepressten Anschlägen. Die Radialwegbegrenzung in Dämpfungsrichtung wird durch die Doppelfaltung des Axialanschlages erreicht. Das Außenteil ist gummiert, um bei der Montage des Lagers in den unbearbeiteten Hilfsrahmen Maß- und Formabweichungen ausgleichen zu können. Die überwiegend ausgeführten hydraulisch dämpfenden Hilfsrahmenlager sind radial wirkend.

Ist für Sonderanwendungen eine axiale Dämpfungsrichtung notwendig, bieten sich Lösungsmöglichkeiten wie zu den Hülsenlagern nach Bild 5-32 an.

5.6 Federbeinstützlager

Die Bezeichnungen *Federbeinstützlager* und *Dämpferlager* beschreiben die verschiedenen Belastungen der Bauteile: Bei einem Dämpferlager auch „Kopflager“ oder „Top-Mount“ genannt, werden ausschließlich Dämpferkräfte übertragen. Das Fahrzeuggewicht sowie dynamische Fahrwerkskräfte werden über die Tragfeder getrennt vom Dämpferlager in das Chassis eingeleitet.

Bei einem Federbeinstützlager werden neben der Dämpferkraft auch die Tragfederkräfte über eine Gummifeder in die Karosserie eingeleitet. Werden Dämpferkraft und Federkraft in einem Bauteil aber über unterschiedliche Gummifedern in das Chassis eingeleitet, spricht man von einem entkoppelten oder mehrpfadigen Federbeinstützlager.

Ausführung A in Bild 5-38 zeigt ein Federbeinstützlager, welches für eine McPherson-Achse eingesetzt wird. Dämpfer, Tragfeder und Zusatzfeder stützen sich gemeinsam über eine Elastomerfeder gegenüber der Karosserie ab. Das Kugellager ermöglicht die bei einem Lenkausschlag entstehende Drehbewegung der Feder. Die Federtellergeometrie ist mit der Kontur des Elastomerlagers abgestimmt und ergibt bei hohen Kräften einen progressiven Kennlinienverlauf.

Die Federraten im Arbeitsbereich liegen je nach Fahrzeugklasse und Abstimmungsphilosophie im Bereich von 200 bis 500 N/mm. Da sich das Fahrzeuggewicht über die Lager abstützt, ergibt sich je nach Kennlinie eine relativ hohe statische Einfederung. Setzen und schwankende Fahrzeuggewichte (Motorisierung, Ausstattung, Passagiere) führen zu unterschiedlichen Einfederungswegen, die bezüglich des Progressionseinsatzes genau zu ermitteln sind, um Komfortverschlechterungen bei maximaler Einfederung zu minimieren. Bei sehr großen Vorlastschwankungen über die Fahrzeugbaureihe hat es sich bewährt, über eine entsprechende Vorhaltung des Innenteiles gegenüber dem Außenflansch die Reduzierung des freien Schwingweges zu kompensieren und je nach Gewicht Lagervarianten einzusetzen.

Weich abgestimmte Fahrzeuge werden im Allgemeinen bei geringer Zuladung (niedrige Motorisierung und Ausstattung plus Fahrer) besser in der Fahrbeurteilung bewertet. Bei maximaler Zuladung dagegen treten deutliche Komfortverschlechterungen auf, da das Federbeinstützlager verstärkt im Progressionsanschlag arbeitet. Bei hart abgestimmten Fahrzeugen bleibt die Fahrbeurteilung auch bei höherer Zuladung gleich, da die Veränderung der Federungsrate gering ist. Im Bild 5-39 sind diese Einflüsse erkennbar.

Ausführung B in Bild 5-38 zeigt ein entkoppeltes Federbeinstützlager. Dämpfer und Zusatzfeder stützen sich über die Elastomerfeder gegenüber der Karosserie ab. Die Tragfeder wird über ein zusätzliches Elastomerlager und dem Kugellager gegenüber dem Außenflansch des Stützlers abgestützt. Die Charakteristik des Elastomersteiles für den Dämpfer kann somit ohne die Berücksichtigung der Tragfederabstützung

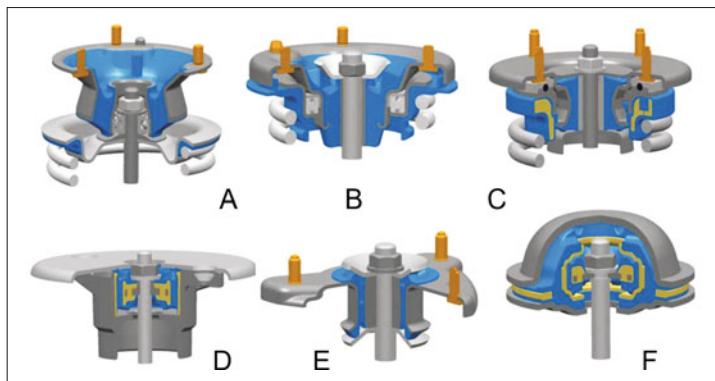


Bild 5-38:
Verschiedene Ausführungen von
Dämpfer- und Federbeinstützla-
gern [12]

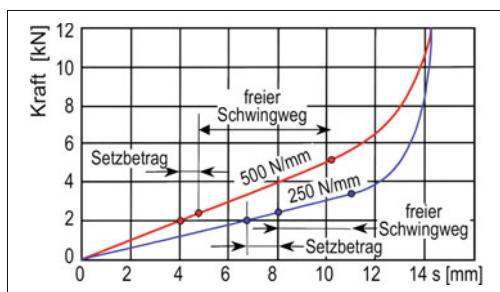


Bild 5-39: Kennlinien von Federbeinstützlagern mit unterschiedlichen Steifigkeiten

zung abgestimmt werden. Dämpferlager haben um den Nullpunkt einen relativ weichen freien Schwingweg von ca. 3 bis 4 mm mit einem anschließend starken Progressionsanstieg zur Begrenzung der maximalen Schwingwege.

Das Übertragungsverhalten eines Hydraulikdämpfers zeigt für sehr geringe Amplituden, ca. 0,1 mm, als auch für hohe Anregungsamplituden deutliche Kraftüberhöhungen. Ohne ein Dämpferlager würden die Rollgeräusche in diesem Frequenzbereich wie bei einer starren Verbindung in die Karosserie eingeleitet. Ausführung C zeigt gleichfalls ein entkoppeltes Federbeinstützlager, wobei der Unterschied zur Ausführung B darin besteht, dass die hohen Kräfte der Zusatzfeder direkt über eine Gummiauflage am Flansch in die Karosserie eingeleitet werden. Die Kräfte der Zusatzfeder in der Ausführung B werden über das Gummielement in den Außenflansch übertragen und belasten das Lager deutlich höher.

Bei den Dämpferlagern D und E wird der progressive Kennlinienverlauf durch integrierte Anschläge bzw. durch auf die Kolbenstange aufgelegte Scheiben erreicht. Bei den Ausführungen werden die Kräfte der Zusatzfeder über den Außenflansch direkt in die Karosserie eingeleitet.

Bei Ausführung E wurde durch das Einbringen von Nieren in den Gummikörper in der Hauptwinkelrichtung eine weichere Kardanikrate erreicht, um ein

möglichst geringes Moment für die Kolbenstange des Dämpfers zu erzielen.

Ausführung F stellt eine Sonderausführung eines Dämpferlagers gemäß C dar. Das innere Element ist von der grundsätzlichen Ausführung identisch dem Lager nach C. Um dieses innere Dämpferlager ist ein zweites äußeres, durch zwei Halbschalen gebildetes Gummilager gesetzt worden. Dieses Lagerelement gleicht die Karosserietoleranzen der oberen und unteren Blechelemente aus und ermöglicht bei sehr hohen Kräften einen zusätzlichen Federweg, wodurch sich eine deutlich verbesserte Lebensdauer erzielen lässt.

5.7 Berechnungsmethoden

Die Auslegung eines Gummi-Metallteiles im Hinblick auf die Federcharakteristik gestaltet sich nicht nur wegen des nichtlinearen Elastomer-Werkstoffverhaltens und der Gestaltungsvariabilität der Elastomer-Geometrie als schwierig, sondern auch durch den Umstand, dass die kundenseitigen Vorgabedaten zu Beginn einer Entwicklung häufig unvollständig sind und sich mit fortschreitender Entwicklungsdauer erheblich verändern. In der Vergangenheit wurden vorwiegend analytische Berechnungswerzeuge, wie sie zum Beispiel in [10], [15] beschrieben sind, eingesetzt. Mit ihrer Hilfe lassen sich tendenzielle Eigenschaften eines Gummilagers abschätzen. Die Qualität einer Auslegung hängt in erheblichem Maße von der Erfahrung des Entwicklungsingenieurs bezüglich der Definition der Berechnungsmodelle und der Interpretation der Berechnungsergebnisse ab. Häufig sind nachfolgende Iterationsschritte, verbunden mit zeit- und kostenintensiven Mustervariationen bis zur endgültigen Bauteilgestaltung notwendig (**Bild 5-40**).

Nach Einführung der CAD-unterstützten Bauteilkonstruktion ist es heute möglich, mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) der Kundenforderung nach kürzeren, kostengünstigeren und genaueren Entwicklungsergebnissen gerecht zu werden (**Bild 5-41**). Hiermit können nicht nur die Federcharakteristiken eines per CAD gestalteten Bauteiles sondern auch die

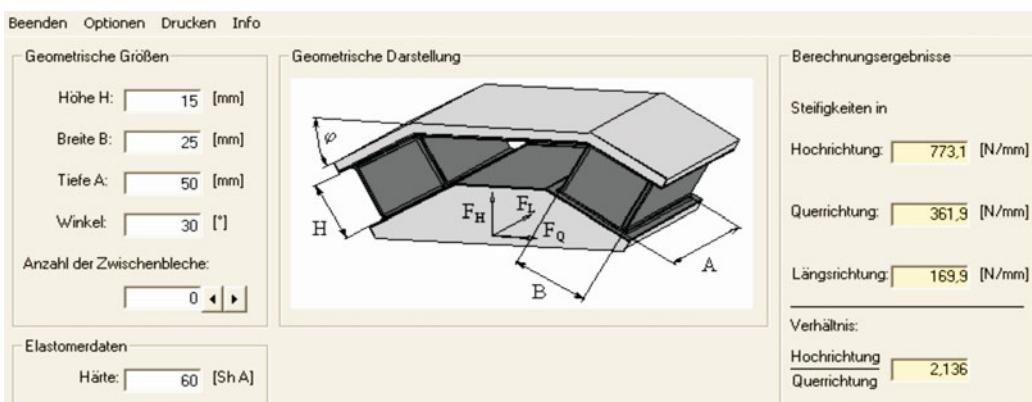


Bild 5-40: Eingabemaske mit Ersatzbild einer analytischen Berechnungssoftware für Keillager

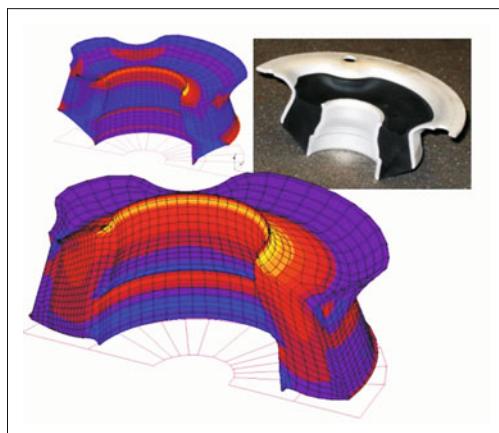


Bild 5-41: Schnitt durch belastetes und unbelastetes FE-Modell eines Federbeinstützlagers

spezifischen Werkstoffbelastungen simuliert werden. Die Genauigkeit der Berechnungsergebnisse ist jedoch von der Güte des Materialmodells und der Werkstoffparameter, die der Berechnung zugrunde gelegt werden, abhängig.

Mit dem Materialmodell werden die nichtlinearen Werkstoffeigenschaften bei quasistatischer und bei dynamischer Verformung mathematisch beschrieben. Dafür gibt es verschiedene Ansätze, die das quasistatische Verhalten schon recht gut beschreiben, Verbesserungspotenziale gibt es aber insbesondere im Bereich des viskoelastischen Materialverhaltens.

Je nach Qualität der technischen Vorgaben lassen sich schon vor der eigentlichen Prototypgestaltung Konstruktionsschwächen sowie Abweichungen von Sollvorgaben identifizieren und korrigieren. Korrekturen können durch manuelle Nachbesserungen am Bauteilmodell iterativ erfolgen, es besteht aber auch die Möglichkeit der Nutzung computerunterstützter Optimierungswerzeuge, wie zum Beispiel die Methode „Biologischen Wachstums“:

Zunächst werden die kritischen Belastungs- und Verformungszustände des zu betrachtenden Bauteiles identifiziert, dann wird das Bauteil mit Hilfe der FEM diesem Belastungszustand unterworfen. Im nächsten Schritt wird mit der Methode des Biologischen Wachstums Volumenaufbau in Bereichen hoher Spannungen und Volumenabbau in Bereichen minimaler Spannungen softwareunterstützt vorgenommen, bis sich ein Optimum der Spannungsverteilung einstellt. Ergeben sich keine negativen Beeinflussungen auf andere Belastungszustände, ist die optimale Elastomerkontur gefunden. Diese Methode hat sich im praktischen Einsatz bei der Entwicklung von Gummi-Metallteilen bewährt.

Die anhaltenden kontinuierlichen Veränderungen in der Fahrzeugentwicklung weg vom versuchsbasierten hin zum simulationsunterstützten Entwicklungsprozess bringen mit sich, dass zu Entwicklungsbeginn immer mehr Informationen in Form von Datensätzen bezüglich Belastungen und deren Häufigkeiten vorliegen.

Diese Informationen werden gemeinsam mit den Möglichkeiten, die die FEM-Berechnungsmethode bietet, und mit begleitenden Werkstoffuntersuchungen dazu genutzt, Berechnungsgrundlagen zu schaffen, die es zukünftig ermöglichen werden, dass fundierte Vorrausseen bezüglich der Gebrauchstüchtigkeit von Gummi-Metallteilen getätig werden.

Erfolgsversprechende Ansätze unterstreichen die Notwendigkeit der Bereitstellung optimaler Materialmodelle genauso wie die der Bereitstellung realitätsnaher Belastungskollektive.

5.8 Akustische Bewertung von Gummiverbundteilen

Wie bereits erwähnt, unterscheidet man zwischen Luft- und Körperschallübertragung bei der Geräuschübertragung, wobei im Falle von Gummi-Metall-

bauteilen für Fahrwerk- und Aggregataufhängungen lediglich die Körperschallübertragung relevant ist. Die Körperschalltransferpfade in einem Fahrzeug sind äußerst komplex und mannigfaltig, sodass der Einfluss eines Gummi-Metallteiles auf die Isolierwirkung zwischen Schallquelle und Schallempfänger, nämlich dem menschlichen Körper in der Fahrgastzelle, sehr unterschiedlich sein kann und auch sehr schwer zu ermitteln ist.

Schon in der Fahrzeugauslegungsphase werden dynamische Bauteil-, Modul- und Systemsimulationen durchgeführt, um relevante Transferpfade und kritische Frequenzen frühzeitig zu erkennen und positiv beeinflussen zu können. Am fertigen Fahrzeug bedient man sich verschiedenster messtechnischer Hilfsmittel, wie Komponentenanregung mit Hilfe von Impulshammer oder Shaker, zur Ermittlung von Übertragungsfunktionen und Eigenmoden oder auch Gesamtfahrzeuganregungen über Pulser oder Shaker zwecks Durchführung von Strukturanalysen.

Will man ein Gummimetallteil allein bewerten, so ermittelt man zunächst den Transfersteifigkeitsverlauf des Prüflings, zum Beispiel mit Hilfe des direkten oder indirekten Messverfahrens [16] und bestimmt die Qualität der Isolierwirkung mit Hilfe des Isolationsgrades, der Schnell-Pegeldifferenz, der übertragenen Leistung oder der Einfügedämmung [17]. Dabei ist es erforderlich, den Prüfaufbau sehr detailliert auf das Bauteil abzustimmen, um Auswirkungen auf das Prüfergebnis auszuschließen (**Bild 5-42**).

Diese kosten- und zeitintensive Bauteilanalyse kann man umgehen, wenn die dynamischen Werkstoffparameter vorliegen. Mit einem speziell ausgelegten Prüfkörper, der so ausgelegt ist, dass die Prüfkörpergeometrie einen vernachlässigbaren Einfluss auf das Prüfergebnis hat, und mit dem oben erwähnten indirekten Messverfahren werden die Werkstoffkenngrößen dynamischer Speicher- und Verlustmodul als Funktion der Frequenz ermittelt.

Mit Hilfe der FEM und dem vorliegenden CAD-Modell des Bauteiles lässt sich nun eine Frequenz-

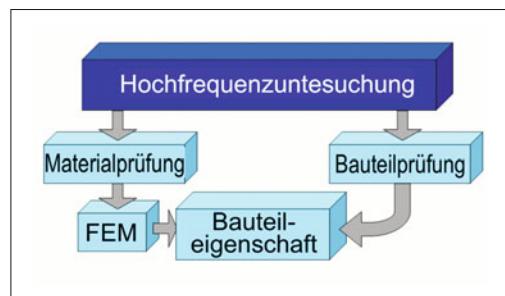


Bild 5-42: Möglichkeiten der Hochfrequenzuntersuchung von Gummi-Metallteilen

gangsimulation bis ca. 2000 Hz mit ausreichender Genauigkeit durchführen. Als Ergebnis sind sowohl die Transfersteifigkeit als auch die Frequenzlage der Steifigkeitsüberhöhungen interessant. Der Abgleich mit detektierten Problemfrequenzen aus dem Fahrzeug kann Aufschluss über den Einfluss des betrachteten Gummi-Metallteiles auf das Problem und über mögliche Abstellmaßnahmen geben (**Bild 5-43**).

5.9 Zukünftige Bauteilausführungen

In den bisherigen Abschnitten wurde die Komplexität der Anforderungen an Gummi-Metallteile und die daraus resultierende Vielfalt ihrer Ausführungen beschrieben. Gummilager übertragen demnach Kräfte und nehmen Verformungen in alle Freiheitsgradrichtungen auf, sowohl quasistatisch als auch dynamisch, in nieder- und hochfrequentem Bereich. Sie sind wichtige Konstruktionselemente, die die Charakteristik eines Fahrzeuges, ja zum Teil sogar einer Fahrzeugmarke, nicht nur im Hinblick auf Komfort sondern auch in Bezug auf Fahrdynamik maßgeblich prägen. Daraus

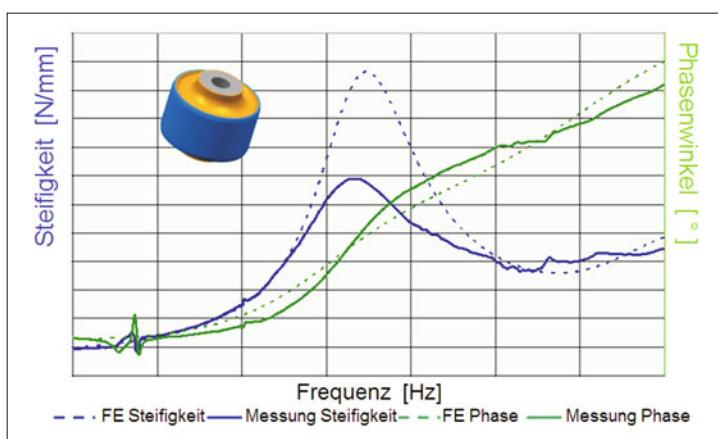


Bild 5-43:
Vergleich von berechnetem und gemessenem Transfersteifigkeits- und Phasenwinkelverlauf [12]

lassen sich die Anforderungen der Fahrwerkentwickler an Gummimetalteile ableiten. Die Bauteile sollen:

- ◆ aus Komfortgründen möglichst weich sein und mit wachsender Belastungsfrequenz bei kleinen Auslenkungen nicht versteifen,
- ◆ aus Fahrdynamikgründen möglichst hart sein,
- ◆ im Bereich von Achs- oder Bauteileigenfrequenzen möglichst dämpfende Eigenschaften haben,
- ◆ den heutigen Temperaturanforderungen im Fahrwerksbereich gerecht werden,
- ◆ möglichst klein sein,
- ◆ möglichst wenig kosten,
- ◆ gute Gebrauchstüchtigkeit mitbringen,
- ◆ ihre Eigenschaften über die Lebensdauer des Fahrzeugs nicht verändern,
- ◆ immer häufiger ihr mechanisch-kinematisches Verhalten der Beladungssituation und/oder Fahrsituation anpassen.

Nach wie vor werden im Bereich der Aggregate- und der Fahrwerklagerungen Gummimischungen auf Naturkautschukbasis eingesetzt. Diese bringen neben ihren positiven Eigenschaften grundsätzliche problematische Verhaltensweisen mit sich:

- ◆ begrenzte Temperaturstabilität (je nach Mischungsrezeptur und Härte zwischen 60 °C und 100 °C),
- ◆ dynamische Verhärtung mit wachsender Belastungsfrequenz,
- ◆ dynamische Verhärtung mit abnehmender Belastungsspannweite,
- ◆ Kriechverhalten unter Last,
- ◆ endliche Gebrauchstüchtigkeit.

Aus diesen zu den Anforderungen gegenläufigen Eigenschaften leiten sich Schwerpunkte zukünftiger Entwicklungsaktivitäten in Bezug auf Gummi-Metallteile ab:

- ◆ Elastomerwerkstoffe mit hoher Temperaturstabilität, mit guten Gebrauchstüchtigkeitseigenschaften und der guten elastischen Eigenschaft von Naturkautschuk,
- ◆ Elastomerwerkstoffe und Bauteile mit niedrigster dynamischer Verhärtung,
- ◆ schaltbare, hydraulische Gummilager mit deren Hilfe die dämpfenden Eigenschaften eines Hydrolagers in niedrigen Frequenzbereichen und die niedrige dynamische Verhärtung konventioneller Gummilager kombiniert werden können.

Darüber hinaus werden für Sonder- und Oberklasseanwendungen folgende Besonderheiten nachgefragt:

- ◆ steifigkeitsschaltbare Gummilager, mit deren Hilfe die Nachgiebigkeit signifikant verändert bzw. eingeschränkt werden kann, sowie
- ◆ aktive Gummilager, die durch integrierte aktive Tilger eingeleitete Schwingungen weitgehend bis gänzlich kompensieren können.

Neben diesen technologischen Entwicklungstendenzen ist insbesondere dem ökonomischen Anspruch an zukünftige Bauteilausführungen Aufmerksamkeit zu schenken. Kostenreduzierungen lassen sich bei der Bauteilauslegung unter anderem erreichen durch:

- ◆ geeignete Werkstoffwahl (Kunststoff statt Metall, **Bild 5-44**),
- ◆ Massenreduzierung durch Einsatz komplexer Berechnungsmethoden bei der Auslegung,
- ◆ Stückzahlerhöhung durch Bauteilvereinheitlichung,
- ◆ Funktionsintegrationen.

Im Folgenden werden „Sensorikintegration“ und „schaltbare sowie regelbare Fahrwerklager“ erörtert.



Bild 5-44: Gummilager mit Kunststoffkoppelstange [12]

5.9.1 Sensorik

Über die Kinematikpunkte eines Fahrwerks lassen sich wesentliche Informationen über den Bewegungs- und Belastungszustand eines Fahrzeuges, wie z. B. Wank- oder Nickwinkel erfassen.

Will man beispielsweise die Leuchtweite eines Fahrzeuges unabhängig vom Beladungs- und Bewegungszustand konstant halten, so bieten sich die Drehwinkel der Querlenker als Signalgeber an. Diese Positionen eignen sich gut, wenn die Radialfedersträgen sehr hoch (Signalfehler durch radiale Verschiebungen können gut kontrolliert werden) und die Verdrehwinkel bei Ein- und Ausfederung relativ groß sind.

In dem Innenkern des Gummilagers ist ein berührungsloser Sensor befestigt. In der mit dem Lenker fest verbundenen Außenhülse ist ein Polring integriert (**Bild 5-45**), der, über den Umfang gleichmäßig verteilt, wechselnd magnetisierte Bereiche aufweist. Durch die Verdrehung des Polringes gegenüber dem Sensor ändert sich das Magnetfeld an der Messposition. Die Veränderung wird in Form eines elektrischen Signals an die Leuchtweitensteuerung übertragen, wo das Signal weiterverarbeitet und als Information für die Stellmotoren des Scheinwerfers eingesetzt wird.

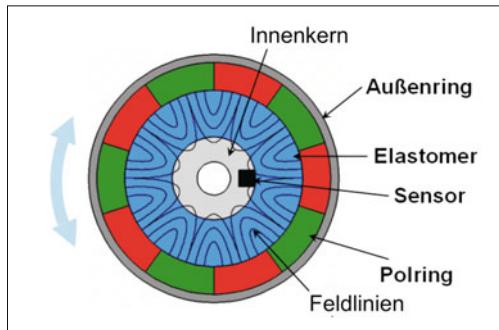


Bild 5-45: Anordnung eines Sensors im Gummilager [12]

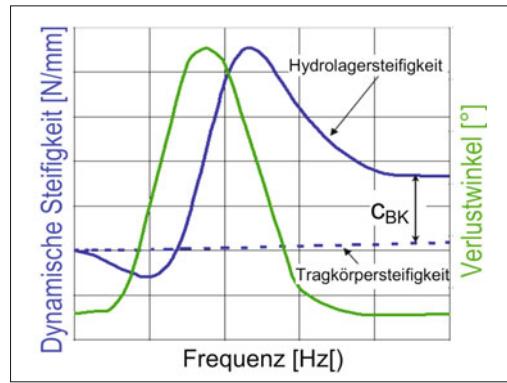


Bild 5-47: Typische Charakteristik eines hydraulisch dämpfenden Gummilagers



Bild 5-46: Gummilager mit Winkelsensor [12]

Bild 5-46 zeigt das Gummilager mit Sensorik und Auswerteelektronik vor deren Zusammenbau.

5.9.2 Schaltbares Fahrwerkklager

Fahrwerkklager haben auf verschiedenste im Fahrzeug auftretende störende Schwingungen einen mehr oder weniger großen Einfluss. Das Bremsrubbeln oder das unangenehme Lenkradzittern, ungleichförmige Bremskräfte an den Vorderrädern oder auch Antriebs schwingungen, die über die Achsträgerlager an Hinter- bzw. Vorderachse übertragen werden, seien hier als Beispiele genannt. Häufig treten diese Schwingungen in einem relativ schmalen Frequenzbereich auf, sodass sie über hydraulisch dämpfende Gummilager reduziert oder gar eliminiert werden können. Vorteil dieser hydraulisch arbeitenden Lager ist die Einstellbarkeit einer frequenzabhängigen Dämpfung. Nachteilig ist aber, dass oberhalb der Dämpfungsfrequenz eine starke Zunahme c_{BK} der dynamischen Steifigkeit des Bauteiles akzeptiert werden muss (**Bild 5-47**).

Diesem Nachteil kann man durch den Einsatz schaltbarer Lager begegnen. Schaltet man die Dämpfung

aus oder verschiebt sie in nicht relevante Frequenzbereiche, dann erfolgt auch nicht mehr der dynamische Steifigkeitssprung.

Deshalb arbeitet man, wie bei den Aggregatlagern, auch bei hydraulisch dämpfenden Fahrwerklagern an Lösungen, die sich je nach äußerer Anregung bzw. nach Fahrsituation zwischen o. g. beiden Schaltstellungen hin- und herschalten lassen. Die Funktion eines Hydrolagers wurde bereits in den Abschnitten 5.3 und 5.6 beschrieben.

Danach lässt die Frequenzlage $f_{\partial\max}$ der maximalen Dämpfung sich entsprechend folgender Beziehung einstellen:

$$f_{\partial\max} \sim \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{a_k}{\kappa \cdot \varrho \cdot l_k}} \quad (5.1)$$

mit der Kanalquerschnittsfläche a_k , der Kanallänge l_k , der Volumennachgiebigkeit κ und der Flüssigkeitsdichte ϱ . Die Volumennachgiebigkeit ist umgekehrt proportional zur Beulfederrate c_{BK} , die ursächlich für den oben beschriebenen Steifigkeitssprung ist.

$$c_{BK} \sim \frac{1}{\kappa} \quad (5.2)$$

Eine Möglichkeit der Schaltbarkeit ist die Vergrößerung des Kanalquerschnittes a_k z. B. durch Zuschaltung eines zweiten Kanals mit großer Querschnittsfläche und kleiner Länge. Hierdurch lässt sich die Frequenzlage des Verlustwinkelmaximums in höhere nicht relevante Frequenzbereiche verschieben. Die dynamische Steifigkeit im relevanten Frequenzbereich kann auf dem Steifigkeitsniveau der Tragkörpersteifigkeit gehalten werden, bei geschickter Verschiebung des Verlustwinkelmaximums leicht oberhalb der Arbeitsfrequenz ist sogar eine Absenkung möglich. Derzeit wird mit Hochdruck an schaltbaren Querlenker- und Radträgerlagern gearbeitet.

Ähnlich wie bei der Dämpferauslegung existiert auch bei der Gummilagerauslegung für die Lenker immer der Konflikt zwischen der steifen Lagerung für

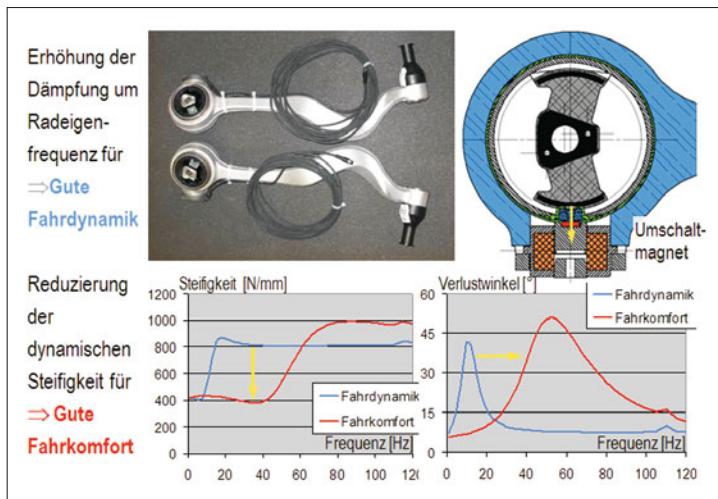


Bild 5-48:
Schaltbares Fahrwerkklager [12]

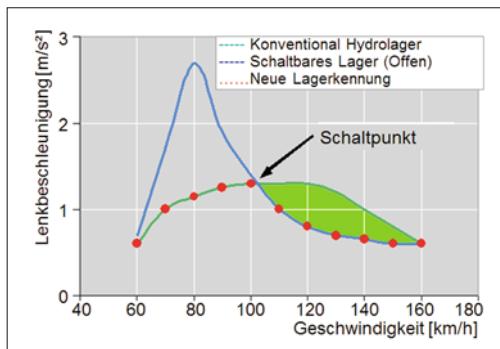


Bild 5-49: Schaltbares Spurlenkerhydrolager [12]

die Fahrdynamik und der weichen Lagerung für den Fahrkomfort.

Wenn man die Aufgabe ohne Kompromiss lösen möchte, braucht man einen Lenker mit schaltbarem Hydrolager. Bild 5-48 zeigt ein Fahrwerkklager für einen Spurlenker (vorne unten), dessen Steifigkeit je nach der gemessenen Lenkungsbeschleunigung durch eine Magnetspule zwischen weich und hart umgeschaltet wird. Bild 5-49 zeigt den Frequenzgang.

5.9.3 Regelbares Fahrwerkklager

Die schaltbaren Lager ermöglichen nur zwei Zustände. Wenn man die Steifigkeit je nach der gemessenen Schwingungsfrequenz stufenlos variieren will, braucht man ein regelbares Lager. Die Regelung muss sehr dynamisch sein (2–3 Hz), um den Regeleffekt fühlbar zu machen. Dazu sind gut magnetorheologische Flüssigkeiten geeignet, wie sie auch beim Dämpfer eingesetzt werden (s. Bild 3-287). Eine Magnetspule um den Schwingkanal zwischen den beiden Kammern des Hydrolagers beeinflusst die Dämpfung sehr schnell und stufenlos in Abhängigkeit von der geregelten Magnetfeldstärke (Bild 5-50).

In Bild 5-51 sind die Kennlinienverläufe für die dynamische Steifigkeit und den Verlustwinkel (Dämpfung) abhängig von der Frequenz gezeigt. Die drei Kurven entsprechen den drei Anwendungsfällen: Die grünen Linien (stromlos) entsprechen der Grundkennung des Hydrolagers und sind ausgelegt für einen guten Fahrkomfort. Die roten Linien (max. Strom) entsprechen der harten Auslegung für ein sehr sportliches Verhalten. Situationsabhängig kann nun zwischen den grünen und roten Kennlinien gewechselt werden. Eine Beispielkennung stellen die blauen Linien dar.

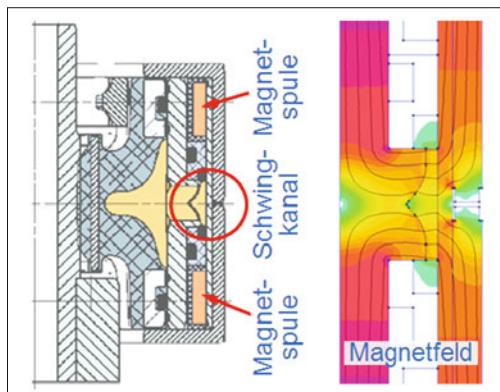


Bild 5-50: Regelbares Hydrolager [12]

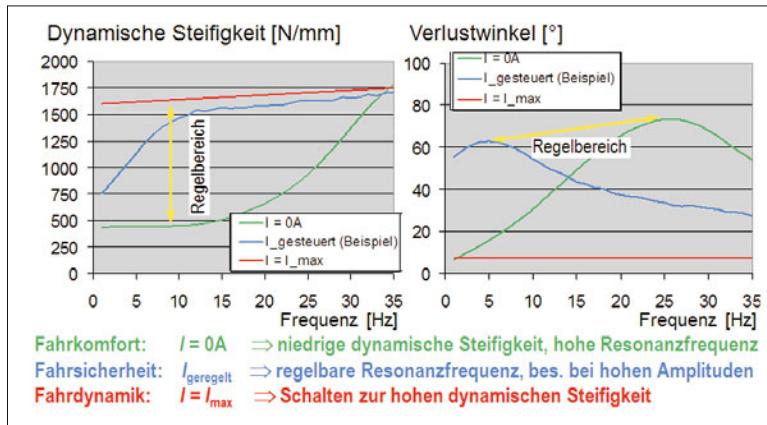


Bild 5-51:
Kennlinien von geregelten Hydrolagern[12]

Literatur

- [1] Heißing, B.; Brandl, H.J.: Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens. Würzburg: Vogel Verlag, 2002
- [2] Hieronimus, K.: Anforderungen an Schwingungs- und Akustikberechnungen aus Sicht der Fahrzeugentwicklung. VDI-Bericht Nr. 186. Düsseldorf, 1990
- [3] Mitschke, M.; Wallantowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Springer, 1997
- [4] Bastow, D.; Howard, G.; Whitehead, J. P.: Car Suspension and Handling, 4th ed. Warrendale: SAE International, 2004
- [5] Gillespie, T. D.: Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: SAE International, 1999
- [6] Bishop, R. E. D.: Schwingungen in Natur und Technik. Stuttgart: Teubner, 1985
- [7] Hempel, J.: Schwingungstechnik für Automobile. Weinheim: Vibracoustic GmbH, 2002
- [8] Biermann, J. W.; Graef, L.: Beeinflussungsmöglichkeiten des NVH-Verhaltens von Kardanwellen. IFA Symposium, Haldensleben: 21./22. Juni 2007
- [9] Exner, W.: Antriebsstrang NVH- eine Detektivearbeit – Ursachenanalyse und Bekämpfung von Antriebsstranggeräuschen und -schwingungen. 6. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorenmechanik, Aachen, 1997
- [10] Göbel, E. F.: Gummifedern, Berechnung und Gestaltung. Heidelberg: Springer, 1969
- [11] Becker, K.; Bukovics, J.; Kosanke, D.; Ohlendorf, J.; Schrey, A. C.; Verweyen, K.: Entwicklung von Akustik und Schwingungskomfort am neuen Audi A6. Sonderausgabe ATZ und MTZ, 2004
- [12] N.N.: ZF Boge-Elastmetall. Firmeninterne Informations-schriften. Damme, 2004-2009
- [13] Sauer, W.; Krug, P. E.: Aktive Systeme zur Aggregatelage- rung im Pkw. VDI Berichte Nr. 1416. Düsseldorf, 1998
- [14] Marienfeld, P. M.; Karkosch, H. J.; Svariock, F.: Mechatronische Systeme zur Komfortsteigerung in Kfz in Serieneinsatz. Tagung Autoreg März 2006 in Wiesloch, S. 293–302. Düsseldorf: VDI Verlag, 2006
- [15] Battermann, W.; Köhler, R.: Elastomere Federung, Elasti-sche Lagerung: Grundlagen ingenieurmäßiger Berechnung und Konstruktion. Ernst & Sohn, 1982
- [16] DIN Deutsche Institut für Normung e.V.: DIN EN ISO 10846. Beuth Verlag GmbH
- [17] Cremer, L.; Heckl, M.: Körperschall, Physikalische Grund- lagen und technische Anwendungen, 2. Auflage. Springer, 1996

6 Fahrwerkentwicklung

Die Entwicklung eines Fahrwerks ist gekennzeichnet durch sehr große Fertigungsstückzahlen (Hunderttausend bis mehrere Millionen Stück in der gesamten Laufzeit), anspruchsvolle Technologien, strenge Sicherheitsanforderungen, hohe Umweltauflagen sowie Termin- und Kostendruck.

Da heute die Autos weltweit verkauft werden, müssen sie in den polarnahen wie auch in heißen und feuchten tropischen Gegenden einsetzbar sein, nicht nur auf den gut gebauten Autobahnen sondern auch auf den schlechten Feldstraßen problemlos fahren können. Insofern wird selten ein Produkt so gründlich entwickelt und getestet wie ein Auto. Auf der anderen Seite ist die hohe Komplexität jedes Autos zu betonen, das aus 25 bis 30 Systemen, rund 50 Modulen und ca. 20 Tausend Einzelteilen besteht. Diese entstehen simultan in unterschiedlichen Entwicklungsabteilungen und bei verschiedenen Entwicklungslieferanten in rund drei Jahren. Dabei kommt es auf effizientes Projektmanagement und eine sehr gut organisierte Projektlogistik an [1].

Wie in jeder technischen Entwicklung sind auch beim Fahrwerk fünf Ziele ständig zu berücksichtigen:

1. Termineinhaltung,
2. Funktionserfüllung,
3. Qualitätssicherung,
4. Kostenminimierung,
5. Gewichtsoptimierung.

Eine generelle Priorisierung ist nicht möglich, sie hängt von den jeweiligen Projektgegebenheiten ab. Die Ecktermine der Fahrzeugentwicklung ergeben sich rückwirkend aus dem Zieldatum des SOP (*Start of Production*) wobei für die Serienentwicklungsphase je nach Projektumfang zwei bis drei Jahre und für die Vorentwicklungsphase ein bis zwei Jahre angesetzt werden. An ihnen orientiert sich die Feinplanung aller Bereiche des Unternehmens. Zu nennen sind insbesondere:

- ◆ Entwicklung, Design,
- ◆ Marketing, Vertrieb, Kundendienst,
- ◆ Controlling,
- ◆ Beschaffung/Logistik,
- ◆ Produktion/Planung,
- ◆ Qualitätssicherung.

Dabei sind ständig die Bereichsinteressen auszugleichen und kundenorientierte Lösungen zu erarbeiten.

Ein Beispiel hierzu: Wenn durch die Einbauraumvorgaben die Zugänglichkeit einer Schraubverbindung eingeschränkt ist und zu einer Handmontage führt, ist diese Lösung für die Sicherheitsverschraubungen

in der Serie abzulehnen. Die Qualitäts- und Kostenziele können so nicht erreicht werden. Somit muss die Einbauraumforderung überdacht werden. Da alle Baugruppen und Systeme stark vernetzt und voneinander abhängig sind, ist eine frühe und systematische Betrachtung aller Anforderungen notwendig.

Um den Entwicklungsprozess diesbezüglich zu optimieren, wurden in den letzten Jahren bei allen Automobilherstellern ähnliche Strategien und Ansatzpunkte gewählt.

Die wichtigsten und effektivsten sind hier:

- ◆ Einführung des Projektmanagements und Bildung eines Projektteams,
- ◆ Optimierung der Prozesse durch Simultaneous Engineering und Baureihenstrukturen,
- ◆ Standardisierung durch Plattform- und Modulstrategien,
- ◆ Nutzung rechnerunterstützten Methoden wie DMU (*Digital Mock Up*), CAx, virtuelle Produktentwicklung, virtuelles Validieren, Testen,
- ◆ Einbindung von System/Modul-Lieferanten in den frühen Phasen,
- ◆ Berücksichtigung der Globalisierung.

6.1 Entstehung des Fahrwerks

„Fahrwerk“ ist eine Untermenge des Fahrzeugs und entsteht parallel zu den anderen Fahrzeugsystemen. Es beginnt mit dem Entwicklungsprozess, für den der Aufbau eines Projektmanagements unerlässlich ist. Es folgen mehrere Entwicklungsschritte von der Planung bis zur Serieneinführung, und sogar der Serienbetreuung während der gesamten Produktionslaufzeit.

Während der Produktentstehung haben zuerst die Planungsarbeiten den Vorrang mit anschließender Konzeptfestlegung. Diese frühen Phasen sind durch virtuelle (rechnerische) Festlegungen, Optimierungen und Validierungen geprägt. Später, nachdem alle Bauteile konstruiert und Prototypen gebaut sind, werden die physikalischen Tests und Fahrversuche das endgültige Fahrwerk bestimmen.

Parallel zur Entwicklung sind auch die Zulieferer auszuwählen, die Fertigungseinrichtungen zu konzipieren, herzustellen und zu testen sowie ein Logistikkonzept festzulegen und zu validieren.

All diese Schritte, die während der Entstehung des Fahrwerks zu durchlaufen sind, werden in den folgenden Abschnitten ausführlich beschrieben.

6.1.1 Entwicklungsprozess

Wie bei jeder technischer Entwicklung werden auch bei der Fahrwerksgestaltung die folgenden Schritte durchlaufen [2]:

- ◆ Planung und Definition,
- ◆ Konzeption,
- ◆ Konstruktion und Simulation,
- ◆ Prototypenbau und Validierung,
- ◆ Abstimmung, Optimierung und letztendlich
- ◆ Serieneinführung.

Dieser Gesamtprozess wird oft als „Produktentstehungsprozess“, kurz „PEP“ definiert (Bild 6-1). Der PEP wird in Phasen unterteilt, innerhalb derer *Quality Gates* oder *Meilensteine* definiert sind, die wiederum mehrere *Check Points* beinhalten.

Die Meilensteine und Checkpoints stellen innerhalb des Projektes terminlich festgelegte Kontrollpunkte dar, bis zu denen alle vorgesehenen Aktivitäten dokumentiert und erfolgreich abgeschlossen werden müssen. An diesen Punkten werden die Arbeitsergebnisse den vorgegebenen Anforderungen gegenübergestellt.

Die Erfüllung der Anforderungen ist die Voraussetzung für die Freigabe nachfolgender Arbeitsschritte. Der Entwicklungsprozess kann auch als sogenanntes „V-Modell“ (Bild 6-2) dargestellt werden, bei dem die Ebenen Gesamtfahrzeug, System und Bauteil zu unterscheiden sind.

Begonnen wird mit der Festlegung des Gesamtfahrzeuglastenhefts, welches aus den Zieleigenschaften bzw. der Positionierung des Fahrzeugs am Markt abgeleitet wird. Im nächsten Schritt werden dann die Anforderungen an die Systeme und Subsysteme des Fahrzeugs definiert und das System entsprechend ausgelegt. Im untersten Punkt der Kaskade werden die Bauteile konstruiert und dann wieder zum System integriert. Im Weiteren schließt sich die Validierungsphase mit Erprobungen auf System- und Gesamtfahrzeugebene an. Dieses V-Modell kann in einer Fahrzeugentwicklung mehrfach durchlaufen werden und verfeinert sich in der Aussagefähigkeit mit der Qualität der Bauteile bis hin zu werkzeugfallenden Teilen. Wesentliche Fahrzeugsysteme sind: Rohbau, Interieur, Sitze, Sicherheits- und Komfortsysteme, Armaturentafel, Elektrik/Multimedia, Antriebsstrang,

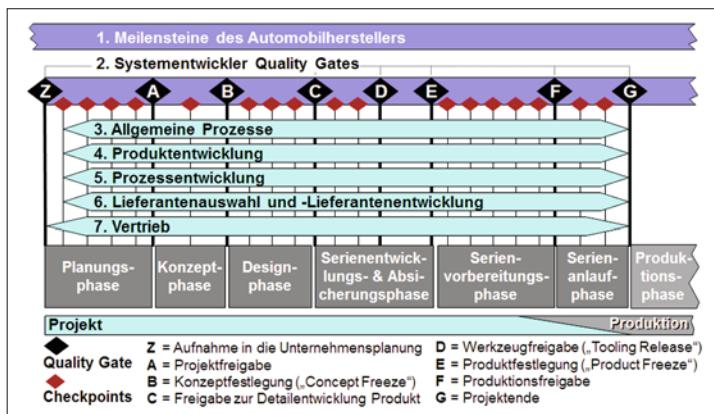


Bild 6-1:
Produktentstehungsprozess
(PEP) [1]

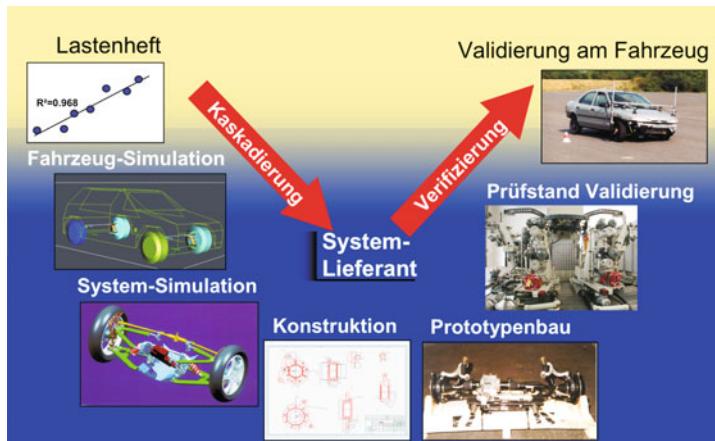


Bild 6-2:
V-Plan: Grundlage für den Entwicklungsablauf [1]

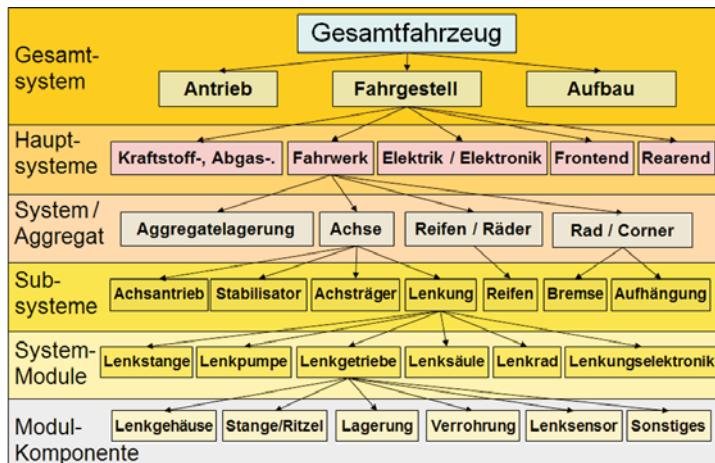


Bild 6-3:
Fahrzeug-Funktionsebenen

Kraftstoff- und Abgasanlage, Front- und Rearend, sowie Fahrwerk.

Das V-Modell kann in verschiedenen Ebenen der Fahrzeugentwicklung angewandt werden. So wird das Fahrzeug in verschiedene Systeme, Subsysteme, Module bis auf die Komponentenebene aufgeschlüsselt (**Bild 6-3**).

Analog der aufgezeigten Ebenen mit weiteren möglichen Unterstrukturen wird auch das Gesamtprojekt in Unterprojekte aufgeteilt. Entsprechend existieren für das Fahrwerk mehrere Projektteams; beim Fahrzeughersteller und bei den Entwicklungsdienstleistern und Entwicklungslieferanten, die koordiniert und zueinander abgestimmt werden müssen (*Projekt-Management*).

Der Produkt-Entstehungs-Prozess (PEP) kann in die Teilprozesse der Konzeptfindung, der Produktplanung, der Produktentwicklung sowie der Produkt- und Fertigungsvorbereitung kategorisiert werden.

Bild 6-4 stellt ein Standardschema für den Produktentwicklungs- und Produktentstehungsprozess vor, auf Basis einer Untersuchung von 21 Automobilfirmen in Europa, Japan und den USA mit einem gemeinsamen Marktanteil von 86% [3].

Da sich die Zulieferer in der Automobilbranche zu Systemlieferanten für komplekte Module (Frontend, Sitze, etc.) entwickelt haben, ist ihre Integration spätestens zur Komponentenentwicklung unerlässlich.

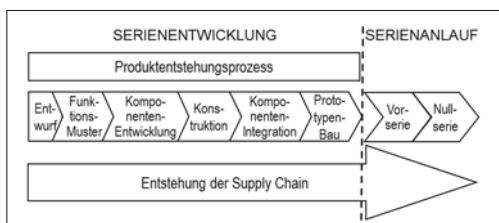


Bild 6-4: Standardphasenplan für die Produktentwicklung

In der Konsequenz wird der Automobilbau zu einer „Baukastenfertigung“, die z. B. der Volkswagenkonzern als erster Hersteller gezielt umgesetzt hat. Durch sie wird dem Autokäufer ein Höchstmaß an Individualität ermöglicht, ohne die Variantenzahl in der Produktion auf ein unbeherrschbares Niveau zu treiben [4].

Sehr ausführlich sind die Entwicklungsschritte im FPDS (*Ford Product Development System*) beschrieben, das seit 1998 weltweit bei allen neuen Ford-Fahrzeugprogrammen angewandt wird (**Bild 6-5**) [5].

Die programmpezifische Arbeit fängt mit **KO Kick-Off** an und endet mit **Job #1 (SOP)**, d. h., mit dem Start des ersten in der Serie gefertigten Fahrzeugs.

Die vorgesehene Zeitspanne für ein ganz neues Modell ist hier 42 Monate. Dazwischen sind zwei Haupthaltepunkte festgeschrieben ST und CP:

ST Surface Transfer nach 16 Monaten: Styling eingefroren und das Programm endgültig freigegeben.

CP Confirmation Prototypes nach 27 Monaten: alle Bauteile und Systeme in seriennahen Prototypen eingebaut und freigegeben.

Die Reihenfolge der Meilensteine dazwischen ist:

- ◆ **KO Kick Off**,
- ◆ **PS Pre-strategic Intent**: Planung abgeschlossen,
- ◆ **SI Strategic Intent**: Fahrzeugkonzept, Zielkunden, Wettbewerbsmodelle, Programmlogistik, Ressourcen, Arbeitsplan, Montagewerke sind festgelegt,
- ◆ **SC Strategic Confirmation**: Ziele für alle Ebenen festgeschrieben, Systemlieferanten definiert,
- ◆ **PH Proportions & Hardpoints**: Abmessungen, Design, Kinematikpunkte eingefroren,
- ◆ **PA Program Approval**: Projekt freigegeben,
- ◆ **ST Surface Transfer**: Styling festgelegt,
- ◆ **PR Product Readiness**: Fertig für Prototypenbau,
- ◆ **CP Confirmation Prototypes**,
- ◆ **CC Change Cut-off**: keine konstruktive Änderungen mehr zulässig,

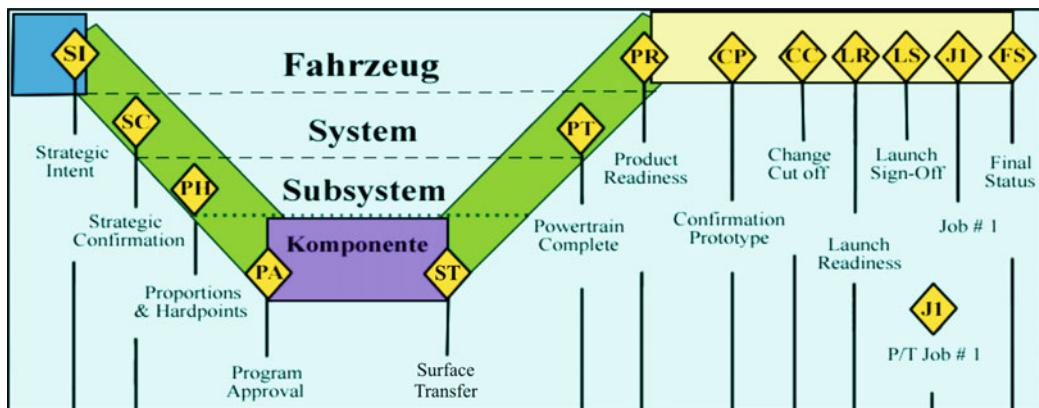


Bild 6-5: FPDS (Ford Product Development System)

- ♦ **LR Launch Readiness:** Freigabe der Fertigungswerkzeuge und Einrichtungen,
- ♦ **LS Launch Sign-of:** Montagelinie und alle Bauteile fertig für die Montage,
- ♦ **J1 Job #1** Produktionsstart.

Die deutschen Automobilhersteller definieren ausgehend vom Produktionsstart rückwärts ähnliche Kontrollpunkte [6, S. 609]:

- ♦ **K** Programmstrategische Richtung ausgelegt,
- ♦ **J** Programmstrategische Richtung festgelegt,
- ♦ **I** Fahrzeuggabmessungen, Gewichte etc. festgelegt,
- ♦ **H** Programm genehmigt, Finanzierung bewilligt,
- ♦ **G** inneres und äußeres Design genehmigt,

- ♦ **F** analytische Produktfreigabe,
- ♦ **E** erstes Fahrzeug für Test verfügbar,
- ♦ **D** Produktfreigabe,
- ♦ **C** Testphase beendet,
- ♦ **B** Produktionsstart genehmigt,
- ♦ **A** Produktionsstart.

Porsche beschreibt die Abläufe zur Fahrwerkentwicklung wie sie in Bild 6-6 darstellt sind [7].

Porsche definiert drei Hauptphasen: Definitionsphase, Konzeptabsicherungsphase und Serienentwicklungsphase, die insgesamt ebenfalls in 42 Monaten abgearbeitet werden, davon lediglich 24 Monate für die Serienentwicklung. Ähnliche Entwicklungsabläufe findet man bei der VW Gruppe, BMW oder Daimler.

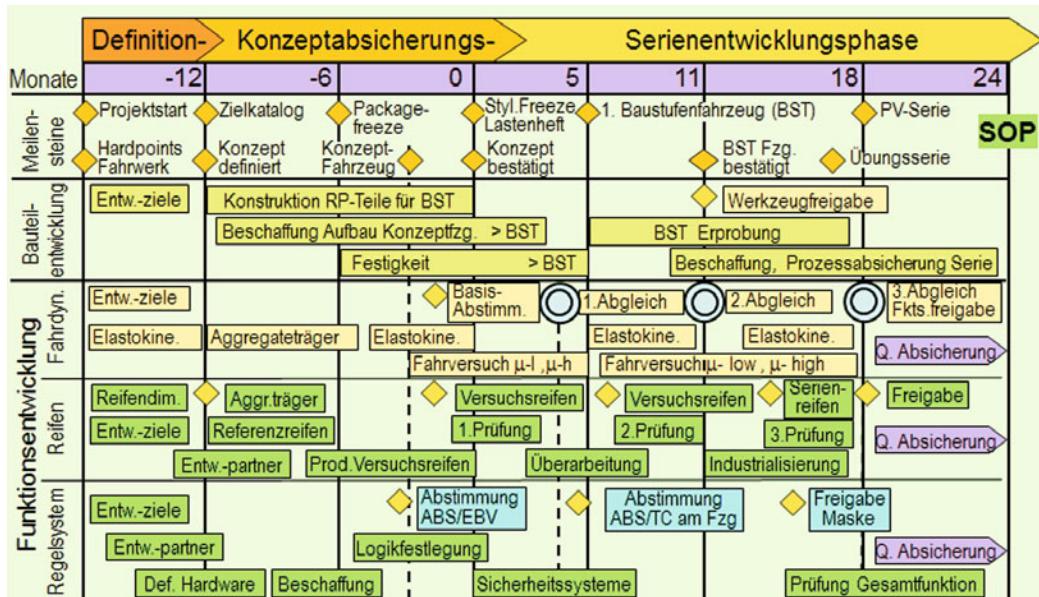


Bild 6-6: Bauteil- und Funktionsentwicklungsablauf im Fahrwerk bei Porsche [7]

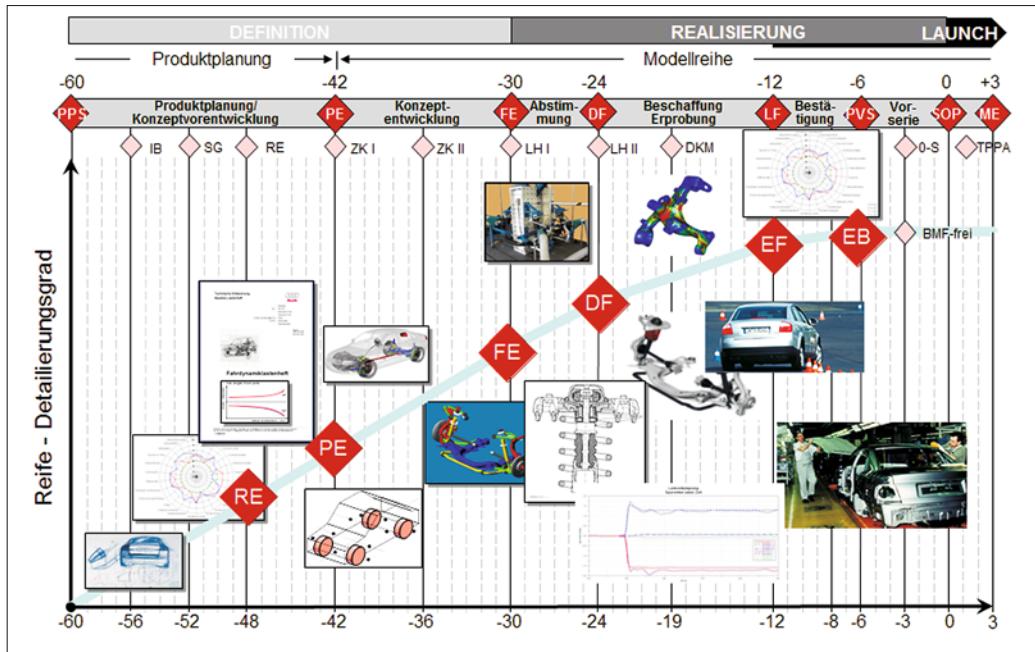


Bild 6-7: Ablaufplan für Fahrwerkentwicklung bei Audi AG [8]

Im Bild 6-7 wird als repräsentatives Beispiel die Reifegradentwicklung innerhalb des Fahrwerk-PEP bei AUDI dargestellt [8]. Der PEP bei AUDI ist ebenfalls in drei Hauptphasen geteilt: Definition, Realisierung und Launch (Serienanlauf), die insgesamt 60 Monate dauert, je zu Hälften für Definition und Realisierung und 3 zusätzliche Monate für Launch.

Die ersten 18 Monate sind beginnend mit dem Produktplanungsstart (PPS) über den Richtungsentscheid (RE) für die Produktplanung vorgesehen. Nach einem positiven Produktentscheid (PE) übernimmt die Mo-

dellreihe das Projekt. Wenn die Konzepte validiert und freigegeben sind, fängt die eigentliche Serienentwicklung an. Sie besteht aus den Abschnitten Abstimmung (FE: Fahrzeugentscheid), Beschaffung und Erprobung (DF: Design freeze), Bestätigung (LF: Launchfreigabe) und Vorserie (PVS). Dazwischen sind Checkpoints eingebaut wie IB: Interieurbestätigung, ZK: Zielkatalog, DB: Designbestätigung, EB: Erstbemusterung, AF: Ausstattungsfreeze. Die übliche Aufgabenteilung zwischen der Vorentwicklung und Serienentwicklung zeigt Bild 6-8.

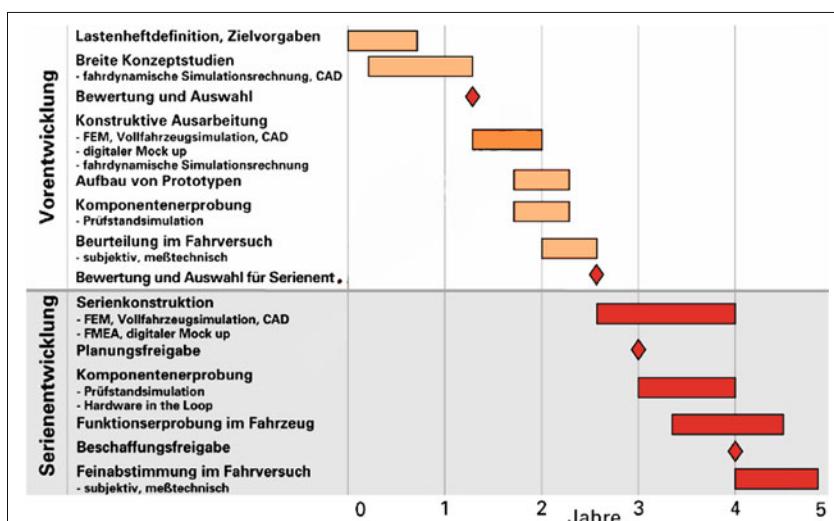


Bild 6-8:
Aufgabenteilung zwischen Vor- und Serienentwicklung und geplante Dauer einzelner Schritte

Wichtig ist zu vermerken, dass bei keinem neuen Automodell mehr als 1/3 wirklich ganz neu ist, sonst wäre die Entwicklung terminlich und wirtschaftlich nicht zu bewältigen und das Risiko mit den Problemen in der Serie sehr hoch. Die neuen Konzepte werden zunächst in der Vorentwicklung ausgearbeitet, berechnet, gebaut, geprüft, optimiert, abgesichert und für eine Serienentwicklung als „ohne großes Risiko machbar“ freigegeben. Im Allgemeinen wird ein neu entwickeltes Fahrwerk mindestens in zwei Modellgenerationen (12 bis 15 Jahre) eingesetzt.

In den letzten Jahren sind von bestimmten Fahrzeugherstellern Berichte veröffentlicht worden, in denen von noch drastischeren Kürzungen der Entwicklungszeiten zu lesen war. Ford hat sein FPDS (*Ford Product Development System*) noch weiter verschlankt und spricht von einer Serienentwicklungszeit von 12 Monaten und einer 20 %-igen Senkung der Entwicklungskosten in 2012. Dies wird erreicht durch noch intensivere Nutzung der CAE sowie von virtuellen Simulationen und durch einen deutlich geringeren Bedarf an physischen Prototypen und Versuchen [9].

Auch Fiat arbeitet an einer Straffung der Entwicklungszeit auf 15 Monate [10]. Dieses Ziel konnte inzwischen hauptsächlich durch mehr virtuelle Simulationen und eine stärkere Modularisierung erreicht werden.

Dies sind hinsichtlich der steigenden Modellanzahl und dem Zwang zur Senkung der Kosten und der Entwicklungsdauer sicherlich richtige Schritte. Dabei muss jedoch sicher gestellt werden, dass trotz der Verlagerung zur virtuellen Entwicklung und dem erhöhten Risiko, welches durch Weglassen von Prototypen und Testfahrten sicherlich entstehen wird, eine gleichbleibend hohe Produktqualität erreicht wird.

Prozessablauf für (mechatronische) Systeme

Bedingt durch die Durchdringung des Fahrwerks mit Elektronik und Regelungstechnik, muss nun parallel zur Bauteilentwicklung (Mechanik) auch die Funktionsentwicklung für Elektronik und Software berücksichtigt werden, die fester Bestandteil jedes mechatronischen Systems ist. Der Anteil solcher Systeme in den aktuellen Fahrwerken steigt ständig und hat bereits jetzt etwa 30 % Wertschöpfungsanteil [11] erreicht. Die mechatronischen Systeme im Fahrwerk lassen sich als Minimal- und Maximalentwicklung festlegen: Die Minimalentwicklung beschreibt die Verknüpfung eines mechanischen Bauteils mit einem Sensor. Das Ziel der Minimalentwicklung ist eine messtechnische Erfassung mechanischer Größen, d. h., die Umwandlung einer mechanischen Größe in eine elektrische Größe. Die Maximalentwicklung beschreibt ein aktives Fahrwerk. Es werden nicht nur mechanische Eigenschaften gemessen, sondern auch gezielt beeinflusst. Die in elektrische Größen umgewandelten mechanischen Größen werden innerhalb einer Funktion (Software) verarbeitet und in weitere elektrische Größen überführt, die über die Stellsysteme wieder in mechanische Größen zurückgewandelt werden [11].

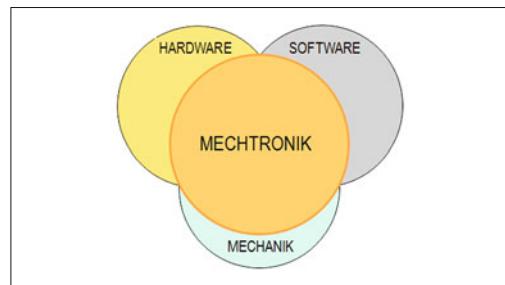


Bild 6-9: Zusammenbau mechatronischer Systeme

Jedes mechatronische System bildet eine Integration von Mechanik, Elektrik/Elektronik mit Software und Sensorik in engstem Bauraum (**Bild 6-9**).

Ein mechatronisches System kann aus weiteren Subsystemen und/oder verschiedenen Modulen (Hardware, Software, Mechanik) aufgebaut sein. Den Systemen bzw. Subsystemen werden die mechatronischen Systeme zugeordnet, während Module bzw. Submodule nur aus einer Sorte von Bausteinen, d. h. nur Hardware, nur Mechanik oder nur Software, zusammengesetzt sind. Die Minimalentwicklung ist ein Bestandteil der Maximalentwicklung (**Bild 6-10**).

Die drei Module Mechanik, Hardware und Software werden nach dem V-Plan parallel zueinander einzeln entwickelt und ineinander integriert (**Bild 6-11**).

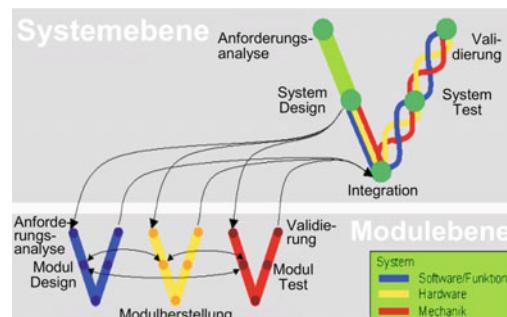


Bild 6-10: Zusammenhang System/Modul

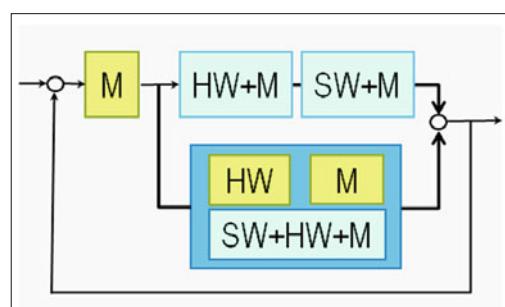


Bild 6-11: Mechatronisches System, bestehend aus Subsystemen und Modulen/Submodulen

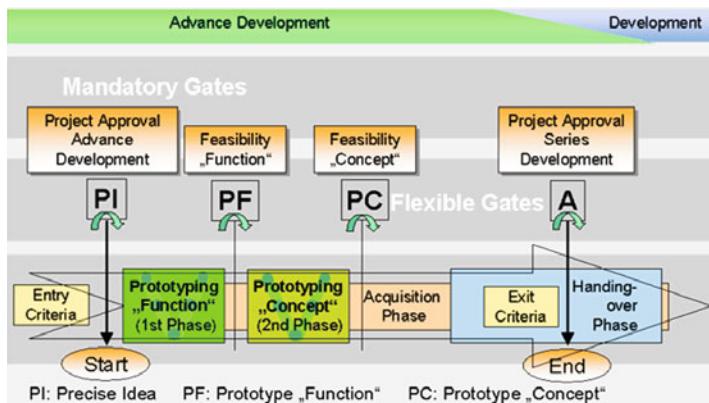


Bild 6-12:
Prozessablauf für mechatronische Systeme

Bild 6-12 zeigt die vier Phasen in der Vorentwicklung, die mit den oben genannten Abläufen übereinstimmen: PI für Planung, PF für Funktionsentwicklung, PC für Konzeptentwicklung und A für die Freigabe. Die eigentliche Serienentwicklung fängt erst danach an. Das System wird hier auch in Subsystemen, Modulen und Submodulen kaskadiert [12].

6.1.2 Projektmanagement (PM)

Der Eigenfertigungsanteil der Automobilhersteller liegt heute bei ca. 30 %. Deshalb geschieht ein Großteil der Entwicklung des Fahrwerks im Zusammenwirken von Automobilhersteller und Zulieferer. Sie entwickeln parallel in verschiedenen Standorten manchmal sogar weltweit, mit international besetzten Projektteams das Fahrwerk. Dabei wird eine Projektabwicklung erwartet, die Synergien nutzt und die Fehlerwiederholung verhindert. Drei Hauptziele beschreiben die Strategie [1]:

1. Etablieren effizienterer Prozesse zum Planen und Steuern der Projekte,
2. Einführen und Anwenden einer standardisierten, effizienten Projektmanagement-Software,
3. Harmonisieren und Zusammenführen der Projektziele und Fachprozesse der einzelnen Linienbereiche im Sinne einer effizienten Produktentstehung.

Projektmanagement gilt als eine Art „Klammer“, die alle an der Produktentstehung beteiligten Bereiche des Unternehmens einschließt. Effektives PM sorgt dafür, dass die Kommunikation zwischen den Bereichen reibungslos abläuft und für alle Beteiligten die gemeinsam definierten Projektziele transparent sind. Diese Organisation gewährleistet zugleich die Integration der Unterlieferanten. Wesentlicher Bestandteil jedes PMs ist ein einheitlicher Ablauf bei der Produktentstehung mit einheitlichen *Quality Gates* (**Bild 6-1**). Dieser Plan basiert auf den Prinzipien des *Advanced Product Quality Planning* (APQP) des Verbandes der Automobilindustrie (VDA).

Wesentlicher Kernprozess eines Systemprojekts ist die Ausarbeitung, kommerzielle Bewertung, Verhandlung und Einführung von Änderungen (*Change Management*).

ment). Eine Standard-PM-Software unterstützt den Projektablauf sowie die Termin- und Kostenverfolgung und dient dem Management als Informationssystem. Es stellt jedem Projektmitglied genau die für seine Aufgaben notwendigen Informationen und Daten zur Verfügung wie z. B. Funktionen zum Planen und Steuern von Aktivitäten, zur Ressourcenplanung, zum Statusbericht sowie die komplette kommerzielle Dokumentation des Projekts.

6.2 Planung und Definitionsphase

Nach der Entscheidung des Unternehmens, ein neues Modell mit genau definierten Fahrzeugzielen zu entwickeln, wird diese in einem Rahmenlastenheft festgehalten, welches alle wichtigen Anforderungen an das Gesamtfahrzeug beinhaltet. Nachdem das vorläufige Fahrzeuglastenheft erstellt worden ist, wird es auf die Subsysteme aufgeteilt, laut [6] ausgehandelt und mit subsystemspezifischen Zielen erweitert. Auf dessen Basis erfolgt die detaillierte Ablaufplanung und Ressourcenaufteilung. Später wird über weitere Untersysteme bis zu den einzelnen Komponenten kaskadiert. In der Definitionsphase erfolgt die Detaillierung der Konzepte und deren Bewertung hinsichtlich Technik, Qualität und Wirtschaftlichkeit. Es sind Konzepte, die sich in der laufenden Serie bewährt haben oder aus der Vorentwicklung eine klar definierte Machbarkeits- und Risikountersuchung durchlaufen haben.

Es können in dieser Phase zuerst mehrere Konzepte parallel weiterverfolgt werden. Dadurch ist die Modifikationsfreiheit des Entwicklungingenieurs noch relativ hoch (**Bild 6-13**).

In den späteren Phasen wird jedoch diese Freiheit immer stärker eingeschränkt, weil jede späte Änderung die Kosten- und Terminziele gefährdet [13].

Die Kinematikpunkte (Hardpoints) der ausgewählten Achskonzepte werden in das vorgesehene Package des neuen Fahrzeugs eingepasst. Aus dem Lastenheft für das Gesamtfahrzeug werden die Anforderungen an das Fahrzeug abgeleitet und ergänzt (s. Abschnitt 1.3).

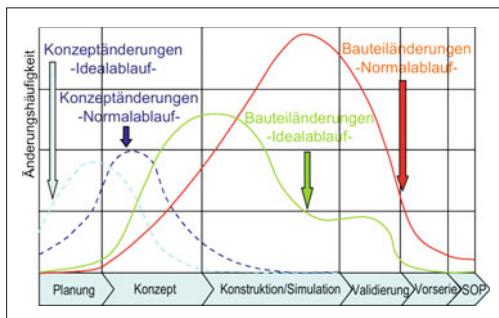


Bild 6-13: Änderungshäufigkeit während Entwicklung

6.2.1 Zielwertkaskadierung

Der Prozess der Ableitung der Anforderungen und Spezifikationen vom Gesamtfahrzeug zu den Systemen (z. B. Vorderachse, Hinterachse, Bremsen), von Systemen zu Subsystemen (Radaufhängung, Federung) und schließlich zu den Komponenten (Querlenker, Radträger, Bremssattel) wird Zielwertkaskadierung *Target Cascade* genannt (Bild 6-14). Danach werden die Verantwortlichkeiten zwischen OEM und Zulieferer im Vorfeld einer Projektentwicklung eindeutig festgelegt und Lastenhefte für die Systeme, Subsysteme und Komponenten erstellt [14]. Im Folgenden soll nun der Prozess beschrieben werden, mit welchem aus vorliegenden elastokinematischen Zielwerten einer Vorder- oder Hinterachse (s. Abschnitt 1.3.5) Steifigkeitstargets für die einzelnen Komponenten hergeleitet werden können.

Kernstück dabei ist die Verbindung von Mehrkörperpersimulation (z. B. ADAMS) und FEM-Modellen der einzelnen Fahrwerksteile (Bild 6-15). Diese Verbindung kann über ADAMS/Flex realisiert werden. Zwingend hierfür ist ein anhand des K&C (*Kinematics and Compliances*) Prüfstandes validiertes Achsenmodell des Systems.

Durch Variation der Steifigkeiten der einzelnen FE-Modelle wird die Sensitivität der einzelnen Bauteile auf die Gesamtsteifigkeiten festgestellt [15].

Bauteile mit Steifigkeitssensitivität bieten die Möglichkeit, die Gesamtsteifigkeit der Achse maßgeblich zu beeinflussen. Bauteile niedriger Sensitivität bieten unter Umständen eine Chance zur Gewichtseinsparung.

Aus diesen Ergebnissen können dann neue Steifigkeitsanforderungen für einzelne Komponenten definiert werden. Gibt es Steifigkeitsanforderungen vom OEM, sind die Änderungen mit ihm abzustimmen.

Die auf die neuen Steifigkeitswerte optimierten Komponenten sind in das MKS-Modell einzupflegen, und die Einhaltung der Systemspezifikationen im Bezug auf die Elastokinematik ist nachzuweisen.

Normalerweise wird die Zielwertkaskadierung durch Intuition und Probieren (*trial and error*) durchgeführt. So können bereits in einem frühen Projektstadium Aussagen über Funktion, Gewicht, Belastungsdaten eines Fahrzeugkonzeptes oder eines Bauteils getroffen werden. Als eine systematischere Vorgehensweise zur Ermittlung von Komponentensteifigkeiten finden Optimierungsalgorithmen Anwendung, welche in der Lage sind, Bauteilstiffigkeiten in den verschiedenen Belastungsrichtungen aus den vorgeschriebenen Systemsteifigkeiten abzuleiten. Die Optimierung bezieht sich also nicht nur auf die Gesamtsteifigkeit des Bauteils, sondern reduziert auch das Material in den Richtungen, in denen keine hohe Steifigkeit notwendig ist.

In vielen Fällen kann somit eine signifikante Gewichtersparnis der Bauteile, z. B. der Radaufhängung, erreicht werden ohne eine Verschlechterung der kinematischen Kennwerte [15].

Dieser Prozess der Zielwertkaskadierung kann nur durch Einsatz von virtueller Simulation erfolgen, auf welche in Abschnitt 6.4 näher eingegangen wird.

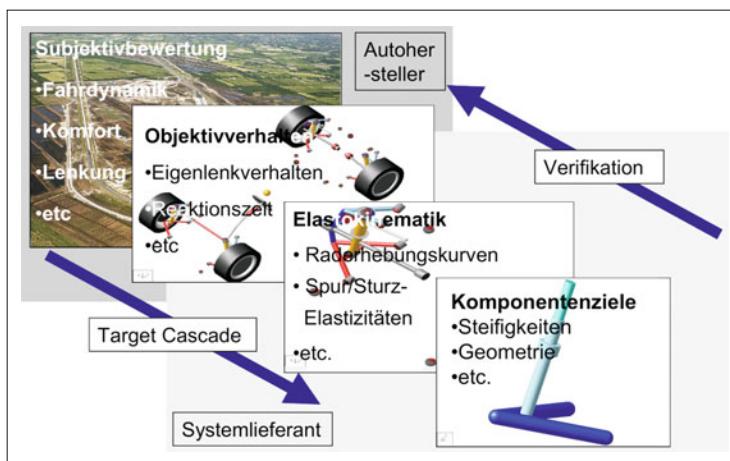


Bild 6-14:
Zielwertkaskadierung
(*Target Cascade*) [14]

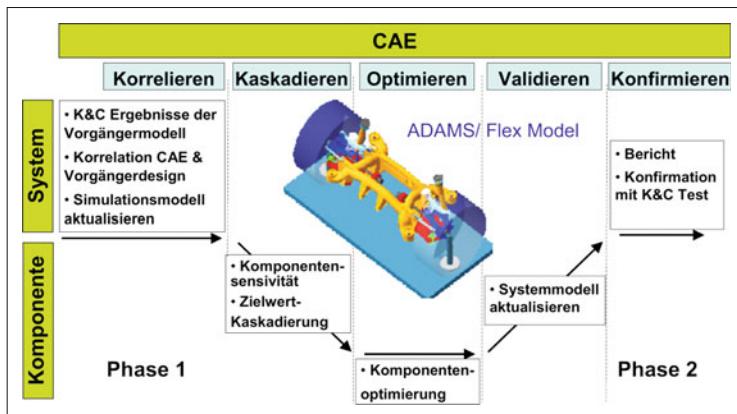


Bild 6-15:
Zielwertkaskadierung vom System bis zu den Komponenten [14]

6.3 Konzeptphase

Die eigentlichen Lösungskonzepte für die Fahrwerkfunktionen werden bereits in der Definitionsphase entschieden. Die noch nicht in der Serie befindlichen – innovativen – Konzepte werden in der Vorausentwicklung nach ihrer Machbarkeit geprüft, um sicher zu sein, dass alle Lösungsansätze realisierbar sind. Die Konzeptphase während der Serienentwicklung dient daher nicht zum Finden neuer Lösungen, sondern vielmehr zur Validierung der im voraus definierten Konzepte bzw. zu deren endgültiger Auswahl, wenn mehrere Parallel-Konzepte vorgeschlagen wurden. Die Modifikationsfreiheit [13] ist in dieser Phase bereits deutlich eingeschränkt (s. Bild 6-13); der Entwicklungsingenieur kann nur noch zwischen den „schubladendenreifen“ Technologien, die beim Programmstart identifiziert worden sind, wählen (s. Bild 6-6). Für das Fahrwerk sind als Input des Gesamtfahrzeugs in dieser Phase das Package-Freeze und als Endergebnis das Styling-Freeze wesentlich [7].

Auf Basis des Package-Freeze wird fahrwerkseitig ein Konzeptfahrzeug aufgebaut, das zur physikalischen Absicherung des Fahrwerkkonzepts dient. Gesamtfahrzeugsseitig wird mit dem Styling-Freeze die Aerodynamik definiert, die wesentliche Einflüsse auf die Fahrdynamik, Fahrzeugdurchströmung (z. B. zur Bremsscheibenlüftung) und Fahrgeräusche ausübt. Diese lassen sich heute weitgehend durch Simulationen absichern.

Um die Serienentwicklungsphase in kürzester Zeit ohne Schleifen zu durchlaufen, sind folgende Anforderungen zu erfüllen [7]:

- ◆ Fahrwerkkonzept durch das Konzeptfahrzeug abgesichert,
- ◆ Motor auf dem Prüfstand abgesichert, Motor und Motorsteuerung entsprechen dem Serienstand,
- ◆ Getriebe auf dem Prüfstand abgesichert,
- ◆ Karosseriesteifigkeiten bestätigt.

6.4 Virtuelle Simulation

In der Konzeptphase wird versucht, die Aufgaben möglichst durch virtuelle Simulationen zu lösen. Unter der virtuellen Simulation versteht man alle rechnerunterstützten numerischen Berechnungsmethoden.

Die virtuelle Simulation bietet dabei enorme Zeit- und Kostenersparnispotenziale und führt im allgemeinen zu einer erhöhten Entwicklungsqualität.

Durch die schnelle Änderung am Modell und erneute Simulationen, kann auch an deren Optimierung gearbeitet werden, lange bevor die ersten Prototypenfahrzeuge oder Bauteile für Tests zur Verfügung stehen. Für den Begriff virtuelle Simulation wird im internationalen Sprachgebrauch die Abkürzung CAE (*Computer Aided Engineering*) verwendet.

Dabei soll hier auf die beiden großen Felder Mehrkörperpersimulation (MKS) und Finite Elemente Methode exemplarisch auf deren Anwendungen in der Fahrwerktechnik eingegangen werden.

Grundlage für den Aufbau von CAE-Modellen sind je nach Projektphase und Werkzeug (MKS oder FEM), erste Annahmen in Bezug auf Fahrzeuggeometrie, Massen, Steifigkeiten, Dämpfungen etc. oder bereits vorhandene CAD-Modelle mit konkreten (gemessenen) Materialwerten, Gummilagersteifigkeiten etc. oder eine entsprechende Kombination.

Gleichwohl ist anzumerken, dass trotz sehr leistungsfähigen Simulationstools auf physikalische Tests in der Automobilindustrie auf lange Sicht nicht verzichtet werden kann.

So sollten die verwendeten CAE-Modelle frühestmöglich mit reellen Versuchen validiert werden.

Zudem wird es trotz sich weiter entwickelnder Soft- und Hardware Kriterien geben, die sich nicht virtuell abtesten lassen. Hier seien die subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens und des Fahrkomforts beispielsweise genannt.

6.4.1 Software für die Mehrkörpersimulation (MKS)

Die Simulation von Mehrkörpersystemen (MKS) wird eingesetzt, um das Bewegungsverhalten komplexer Systeme zu untersuchen, die aus einer Vielzahl gekoppelter beweglicher Teile bestehen. Mit MKS lassen sich neben den Bewegungen auch Schnittkräfte und -momente bestimmen, die durch Bewegungen des Fahrzeugs entstehen [16].

Es gibt mehrere Standard MKS-Softwarepakete: ADAMS, SIMPAC, IPC, DADS usw. In der Fahrwerkentwicklung ist z. B. die MSC-Software ADAMS weit verbreitet.

Die Software ADAMS/Car beinhaltet u.a. eine Datenbank gebräuchlicher Radaufhängungskonzepte (z. B. McPherson, Doppelquerlenker etc.). Diese so genannten „Templates“ lassen sich ohne großen Aufwand an die jeweilige Fahrzeuggeometrie anpassen. Dies ermöglicht auch einen weitgehend problemlosen Austausch von Fahrzeug- oder Fahrwerksmodellen zwischen den an einem Projekt beteiligten Firmen (so denn allseits gewünscht).

Weitere in der Fahrwerkentwicklung eingesetzte ADAMS-Module sind beispielsweise ADAMS/Flex, ADAMS/Tire, ADAMS/Vibrationen [17].

6.4.1.1 Aufbau von MKS-Fahrwerksmodellen mit ADAMS/Car

In diesem Abschnitt werden die für die MKS-Simulationen am Beispiel ADAMS/Car grundlegenden Begriffe aus der Modellbildung und Berechnung zusammengestellt und deren Zusammenhänge untereinander und zum realen Fahrwerk erläutert.

Mehrkörpersystem

Ein Mehrkörpersystem ist der Zusammenbau starrer und/oder flexibler massebehafteter Körper, die durch Gelenke (für Translation, Rotation, kardanische Gelenke), Federn, Dämpfer, Gummilager verbunden sind. Diese werden von externen (eingravierten) Kräften und Momenten oder externen Führungsbewegungen angetrieben und mathematisch durch ein System von differential-algebraischen Gleichungen (DAE) beschrieben.

Mehrkörpersimulation

Die Mehrkörpersimulation ist ein Berechnungsverfahren zur rechnergestützten Lösung oben genannter DAEs mit dem Ziel, die folgenden Größen bereitzustellen:

- ♦ Lage-, Geschwindigkeits-, Beschleunigungsvektoren (Translation und Rotation) für die Schwerpunkte und Anbindungspunkte zwischen den Körpern des Systems,
- ♦ Trajektorien (Kraft über Einfederung, Längskraft über Querkraft, Spur über Einfederung etc.) und insbesondere auch

- ♦ Schnittkräfte und Schnittmomente an den Anbindungs punkten für die Lastenkaskadierung.

Die Begriffe Mehrkörpersystem und Mehrkörpersimulation werden mit MKS abgekürzt. Im Englischen heißen sie *Multi Body System* und *Multi Body Simulation* und werden mit MBS abgekürzt.

6.4.1.2 CAD-Fahrwerkmodell und Mehrkörpersystem

Das Mehrkörpersystem und das CAD-Fahrwerksmodell werden aus demselben Kinematikplan und grundsätzlich mit denselben Kennlinieneigenschaften und ggf. Massen aufgebaut. Da moderne CAD-Systeme ebenfalls einen Mehrkörpergleichungslöser beinhalten, werden sie im Automobilbau auch für Bauraum- und Kollisionsuntersuchungen genutzt. Bauteilnachgiebigkeiten, Gummilagersteifigkeiten, etc. werden dabei nicht berücksichtigt. Diese Bauraumanalysen werden im Allgemeinen nur statisch durchgeführt. Da der Aufbau eines CAE- (MKS) und CAD-Models auf dieselben Eingangsdaten aufsetzt, liegt der Gedanke die Zusammenführung beider Werkzeuge in einem Softwarepaket nahe. Hierauf wird in Abschnitt 6.5.3 noch näher eingegangen.

Bild 6-16 illustriert die geometrischen Äquivalenzen zwischen dem CAD- und dem MKS-Modell für eine McPherson-Vorderachse. Die graphischen Darstellungen der Fahrwerkskomponenten im MKS-Modell dienen im Sinne der Mehrkörperdynamik nur als Visualisierungen, denn für die mathematische Modellbildung sind die Körper durch deren Massen und Massenträgheitsmomente sowie die Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen eindeutig definiert [18].

6.4.1.3 Mehrkörpersimulation mit starren und flexiblen MKS-Modellen

Kommerzielle MKS-Software bietet seit mehreren Jahren die Option, Elastizitäten massebehafteter Körper zu berücksichtigen. Dazu werden die Verformungen mittels einer Modalanalyse zerlegt und durch relativ wenige modale Koordinaten und Modalformen angenähert. Damit verbleibt ein in der Simulation gut handhabbares Mehrkörpersystem. Da Elastizitäten von Achsträgern, Querlenkern und Dämpferbeinen die Schnittlasten bei hochdynamischen Fahrmanövern signifikant beeinflussen können, findet die Integration von Elastizitäten in die Modellbildung immer größere Verbreitung. Für die Betriebsfestigkeitsanalysen von Fahrwerkskomponenten liefern Starrkörper-MKS-Modelle in der Regel nicht ausreichend genau berechnete Schnittlasten.

Daher sind Lastenkaskadierungen grundsätzlich mit flexiblen ADAMS/Car-Modellen durchzuführen (Generierung mittels ADAMS/Flex, s. Abschnitt 6.4.3.6). Der Unterschied zwischen den beiden Modellen ist aus dem **Bild 6-17** und an Simulationsergebnissen aus dem **Bild 6-18** ersichtlich.

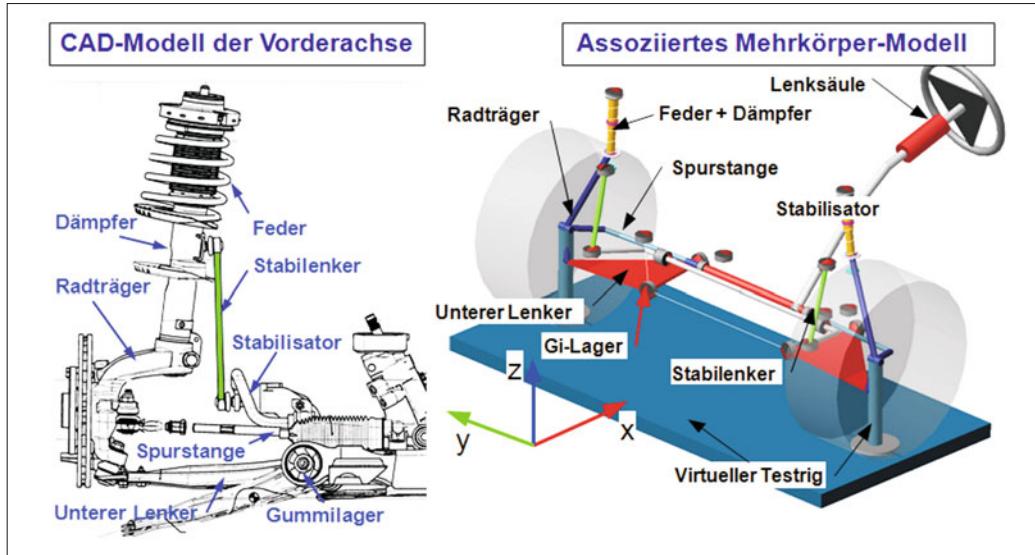


Bild 6-16: Zusammenhang zwischen CAD-Modell und MKS-Modell (ADAMS/Car-Modell) [14]

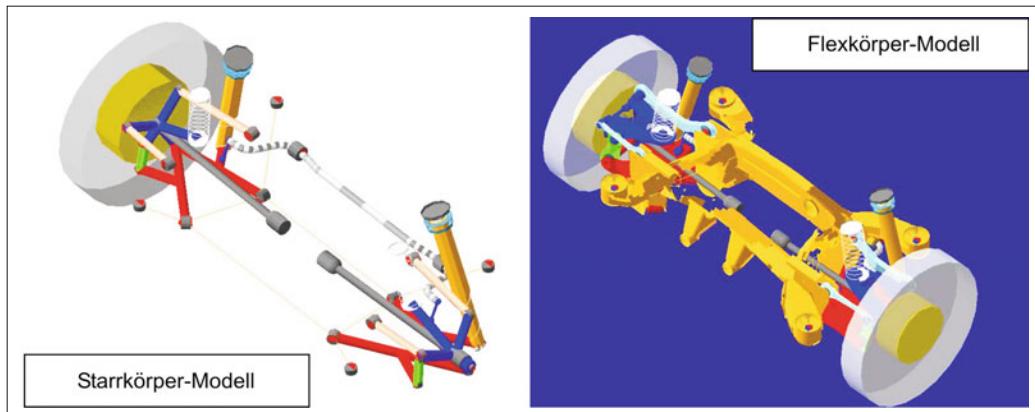


Bild 6-17: Starrkörper-Modell (ADAMS/Car) und zugeordnetes ADAMS-Modell mit flexiblen Vorderachs-Komponenten [14]

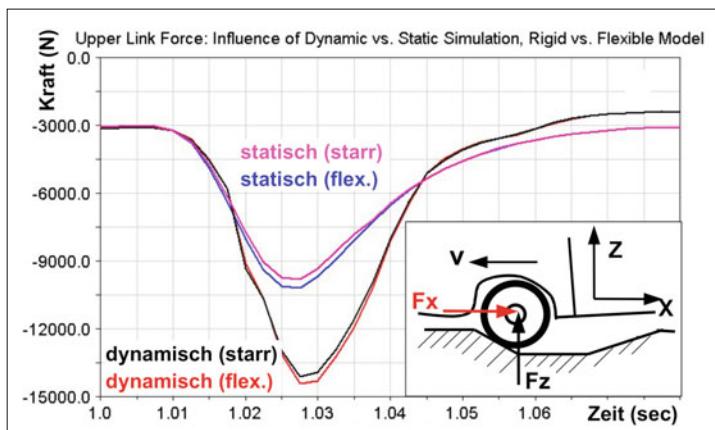


Bild 6-18:
Einfluss der Starr- oder Flexkörpersimulation auf die statischen und dynamischen Kräfte

Modellreduktionen durch eine Umwandlung von (einzelnen oder mehrerer) flexiblen Komponenten in Starrkörper sind nur zu empfehlen, sofern der Einfluss der Modellreduktion im Rahmen einer *Sensitivitätsanalyse* quantifiziert wurde. Für die Sensitivitätsanalyse sind Simulationen mit transienten Fahrversuchslasten oder äquivalenten synthetischen Lasten durchzuführen. Dieses Vorgehen, vollständig flexible ADAMS/Car-Modelle gegenüber dem Starrkörpermodell zu verwenden, führt allerdings auf um den Faktor 10- bis 25-mal längere Simulationszeiten.

6.4.1.4 Mehrkörpersimulation mit Gesamtfahrzeug-, Fahrwerk- und Achsmodellen

Generell muss bei der MKS, genauso wie bei jeder anderen Art der Simulation, neben der Auswahl der einzelnen Elemente (z. B. starr oder flexible), der Berechnungsart (z. B. dynamisch oder statisch) auch besonders auf die Randbedingungen des zu simulierenden Versuches geachtet werden. Dies sei am Beispiel eines Dauerfestigkeitsprüfstandes erläutert.

So werden verglichen mit Gesamtfahrzeugmodellen bei der Schnittlastberechnung von Fahrwerkmodellen überhöhte Schnittlasten erwartet, weil das Fahrwerkmodell an die unbewegliche Umgebung, anstatt am nachgiebigen Fahrzeugaufbau angebunden ist. Die resultierende Versteifung gilt nicht nur für virtuelle MKS-Fahrwerksanalysen sondern auch für Fahrwerkstests auf Straßen-Simulations-Prüfständen. Die vorwiegend in der Vertikaldynamik auftretende Schnittlastüberhöhung ist vom Massenverhältnis aus der gefederten Aufbaumasse und der ungefederten Fahrwerkmasse sowie von den Feder- und Dämpfer-eigenschaften des Fahrwerks abhängig. Die generelle Charakteristik eines linearen Fahrwerkmodells bei harmonischer Kraftanregung zeigt Bild 6-19.

Aus der Darstellung der Federbeinkraft des Fahrwerkmodells bezogen auf die des Gesamtfahrzeugs bei der Frequenz Null geht hervor, dass die Überhöhung ($1 + m_1/m_2$) allein vom Massenverhältnissen bestimmt ist. In der Nähe der normierten Eigenfrequenz des Fahrwerks ist der Fehler des Achsenmodells maximal; er wird durch die dynamischen Eigenschaften vergrößert.

Im überkritischen Bereich verschwindet die Differenz zunehmend.

6.4.1.5 Einfluss der Fertigungstoleranzen auf die kinematischen Kennwerte

Die Fertigungstoleranzen, die, um Kosten zu senken, möglichst groß gewählt werden, können die Funktionsfüllung beeinträchtigen oder Bauraumprobleme verursachen. Die Toleranzen beeinflussen auch die Kinematik der Aufhängung und damit die Fahrwerk-kennwerte wie Spur, Sturz, Nachlauf, Spreizung usw. Diese reagieren jedoch auf jede Maßänderung nicht mit gleicher Empfindlichkeit: Es gibt Toleranzen, die ohne weiteres grob gewählt werden können, weil deren Einfluss gering ist, andere wiederum machen sich innerhalb von zehntel Millimeter bemerkbar. Mit Hilfe der MKS-Software kann man relativ einfach und schnell diese Abhängigkeit simulieren.

Dabei werden die Kinematikpunkte einer Achse (so genannte „Hardpoints“) in den 3 Raumrichtungen variiert. Ggf. kann mit anderen Größen (z. B. Lenkerlängen) in gleicher Weise verfahren werden. Die Änderungen der oben genannten Kennwerte können dann in Verbindung mit einer Toleranzberechnungssoftware, in welcher die Bauteiltoleranzen in Form von Toleranzketten vorliegen, Aussagen darüber getroffen werden, ob die Achse innerhalb oder außerhalb eines geforderten Toleranzbandes liegt [19].

Anhand dieser Berechnungsergebnisse werden dann die Toleranzen in wenigen Schleifen neu bestimmt. Dabei gilt es, die Toleranzen so fein wie nötig aber so grob wie möglich auszulegen, um schließlich zu einem optimalen Ergebnis in Bezug auf Kosten und Funktion zu gelangen. (Bild 6-20).

6.4.2 Software für Finite Elemente Methode (FEM)

Die FEM ist ein numerisches Verfahren, das allgemeine Feldprobleme näherungsweise löst, indem das betrachtete Kontinuum durch eine endliche (finite) Anzahl kleiner Elemente angenähert (diskretisiert) wird.

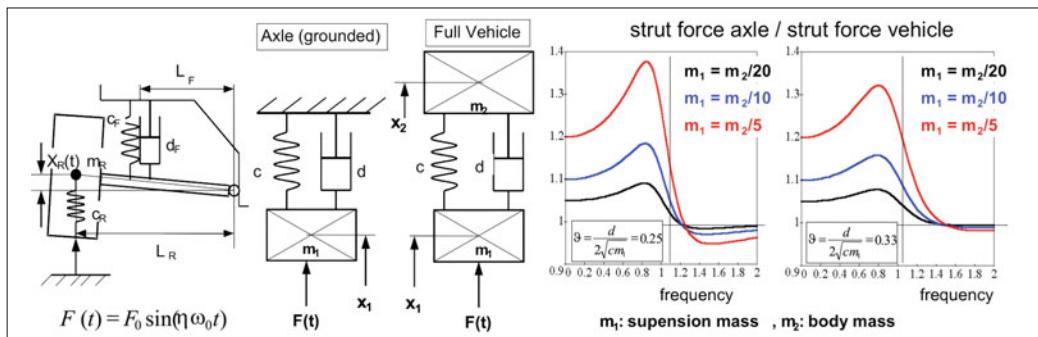


Bild 6-19: Unterschied der Federbeinkraft im Fahrwerk- und Gesamtfahrzeugmodell

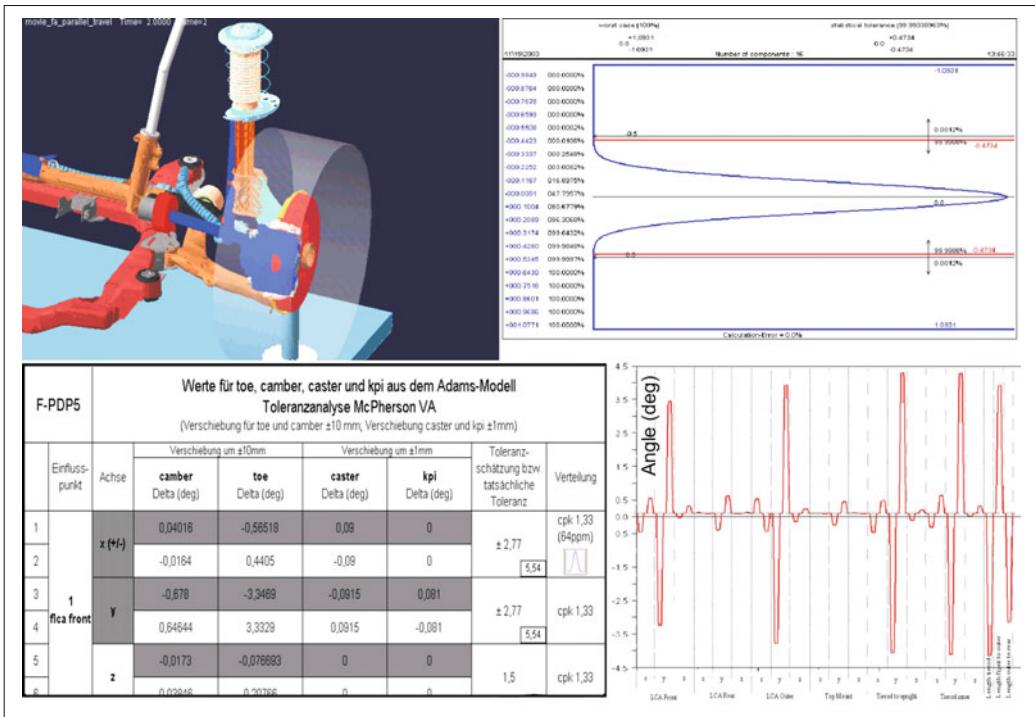


Bild 6-20: Toleranz-Empfindlichkeitsuntersuchung mit der MKS-Software

Zweck der Festigkeits- und Verformungsanalysen mittels FEM ist es, ein Bauteil oder eine Baugruppe aus einem definierten Zustand des Entwicklungsprozesses im Hinblick auf seine mechanischen Eigenschaften unter realen oder angenommenen Beanspruchungen zu beurteilen, bevor aufwändige Prüfstandversuche initiiert werden.

Der linear- bzw. nichtlinearstatische Kontext der FE-Analyse berücksichtigt Beanspruchungen ohne Zeitabhängigkeit (d. h. ohne Dynamik), aber mit nichtlinearen Parametern (z. B. Kontakte, elastisch-plastisches Werkstoffverhalten) [6]. Mit der FEM jedoch können auch dynamische Schwingungsprobleme analysiert und Betriebsfestigkeitsanalysen durchgeführt werden.

Erforderliche Angaben

In jedem Fall ist ein FE-Netz oder ein zur Erzeugung eines Netzes geeignetes CAD-Modell der Baugruppe/ des Bauteils bereitzustellen. Dieses Modell muss alle relevanten Körper sowie Geometrien wie z. B. Kinematikpunkte, Verschraubungspunkte oder Feder/ Dämpfer-Orientierungen beinhalten. Das CAD-Modell muss einen dokumentierten, verbindlich gültigen Entwicklungsstand wiedergeben.

Es müssen geeignete Werkstoffdaten vorliegen. Diese sind in linearen Simulationen E-Modul, Querkontraktion, ggf. Dichte und mindestens die Fließgrenze (R_{p02}). In nichtlinearen Simulationen muss zusätzlich die vollständige Fließkurve (bei Raumtemperatur oder

bei entsprechender Simulationstemperatur) bekannt sein. Je nach abzudeckenden Aspekten können weitere Angaben erforderlich werden.

Die Beurteilung von Bauteil-, Baugruppensteifigkeiten setzt die Kenntnis entsprechender Soll- oder Grenzsteifigkeiten voraus. Für die Betriebsfestigkeitsberechnungen sind zusätzlich zyklische Werkstoffkennwerte notwendig.

Neben den Werkstoffkennwerten sind Randbedingungen (sowie Anfangsbedingungen bei dynamischen Analysen) zu spezifizieren. Die Randbedingungen sind bekannte Kräfte und Momente bzw. Verschiebungen (und Geschwindigkeiten) an Lagerstellen. Weiterhin sind Kontaktbedingungen zwischen den Bauteilen eines FEM-Modells festzulegen (z. B. zwischen Zapfen und Bohrung eine formschlüssige Verbindung).

Kommerzielle FEM- Softwaremodule

Auch für die FEM gibt es zahlreiche Standard-Software: ABAQUS, ANSYS, NASTRAN, MARC-Mentan. Für die Simulationssteuerung und -vernetzung werden Hilfsprogramme angeboten wie PATRAN oder HYPERMESH. Es gibt unterschiedliche Anwendungen [20]:

- ◆ Programme zur Vernetzung,
- ◆ Programme für lineare Berechnungen,
- ◆ Programme für nichtlineare Berechnungen,
- ◆ Programme zur Schwingungsanalyse,

- ◆ Programme für Crashsimulationen,
- ◆ Programme zur Simulation von Fertigungsverfahren,
- ◆ Programme für Topographie-(Shape)optimierung,
- ◆ Programme für Topologieoptimierung,
- ◆ Programme für Betriebsfestigkeitsberechnungen.

Für die Auslegung der Radträger und Lenker aus Stahl oder Aluminium, hergestellt durch Kokillengießen, Druckgießen, Kaltfließpressen oder Schmieden, empfiehlt sich einen Standardablauf, der die Bauteile mit Hilfe von oben genannten FEM-Anwendungen optimiert (s. Abschnitt 6.6.1).

6.4.2.1 Klassifizierung der Analysen

Statische FE-Berechnungen können zunächst in lineare und nichtlineare Analysen eingeteilt werden. Lineare Analysen sind – von der Vernetzung eines Bauteils abgesehen – schneller und einfacher durchzuführen, berücksichtigen jedoch keine nichtlinearen Aspekte wie z. B. große Verformungen, elastisch-plastisches Werkstoffverhalten oder Kontaktbereiche. Sie können daher nur dann sinnvoll verwendet werden, wenn entweder die Beanspruchungen hinreichend gering sind, lineares Werkstoffverhalten vorausgesetzt werden kann oder das Verlassen des linearen Bereiches erkannt und berücksichtigt wird. Beispiele hierfür sind:

1. Wird die Fließgrenze eines metallischen Werkstoffes überschritten, d. h., treten Spannungen oberhalb R_{p02} auf? Bis R_{p02} wird ein linearer Zusammenhang zwischen Dehnungen und Spannungen angenommen.
2. Wie groß sind die elastischen (reversiblen) Verformungen des Bauteils/der Baugruppe unter einer gegebenen Beanspruchung (Steifigkeitsanalyse)? Dies setzt voraus, dass Punkt 1 erfüllt ist.
3. Welche Bereiche eines Bauteils sind potentiell kritisch, d. h. unterliegen lokalen Spannungsüberhöhung? Es werden primär die Orte identifiziert, an denen relativ hohe Spannungen vorliegen; die Höhe der Spannungen ist von sekundärem Interesse.

Nichtlineare Analysen sind sowohl numerisch (Rechenzeiten) als auch in der Modellierung erheblich aufwändiger, decken aber wesentlich mehr Aspekte der Realität ab, wie z. B. Kontaktbereiche, elastisch-plastisches Werkstoffverhalten, große Verformungen. Durch nichtlineare Analysen können daher komplexe Probleme detaillierter beurteilt werden, als dies mit einer linearen Analyse möglich ist. Beispiele für nichtlineare Standardberechnungen sind:

1. Wie groß ist die maximal übertragbare Kraft im Druckbereich eines Zweipunkt-Lenkers oder einer Spurstange? Es handelt sich hierbei um ein Knickproblem, das durch sehr große Verformungen und in der Regel Dehnungen weit im plastischen Bereich gekennzeichnet ist.
2. Welche Beanspruchungen treten im Presssitz eines Kugelzapfens auf? Kontakte stellen sogenannte nichtlineare Randbedingungen dar.

3. Wie verhalten sich Elastomerbauteile? Es liegt nichtlineares Werkstoffverhalten vor.

Die Entscheidung über die Analysekategorie muss daher unter Einbezug des Analyseziels, einer Aufwandsabschätzung und des Entwicklungsstadiums der Baugruppe/des Bauteils getroffen werden. Sie muss von Fall zu Fall neu getroffen werden; generell gilt, dass die Detaillierung einer FE-Aufgabenstellung zur Detaillierung und Reife der Baugruppe bzw. des Bauteils korrelieren sollte.

Innerhalb der linearen bzw. der nichtlinearen Berechnung soll an dieser Stelle zwischen Festigkeits- und Steifigkeitsanalysen unterschieden werden.

6.4.2.2 Festigkeitsanalysen

Die Festigkeit ist die wichtigste Frage bei der Dimensionierung tragender Bauteile. Im Rahmen von Festigkeitsanalysen stehen die Beanspruchungen des Bauteils bzw. des Werkstoffes unter einer definierten Beanspruchung im Vordergrund. Mögliche Ergebnisse der FE-Analyse sind z. B. Spannungen, Dehnungen oder Flächenpressungen, deren lokale oder absolute Maximalwerte mit bekannten und gesicherten Werkstoffkennwerten verglichen werden. Aus diesem Vergleich können Aussagen über Versagenswahrscheinlichkeit, Werkstoffausnutzung oder Optimierungspotenzial getroffen werden (**Bild 6-21**). Die Genauigkeit der Ergebnisse hängt von der Güte des Modells und dessen Diskretisierungsgrad sowie von genauer Beschreibung der Belastungen ab.

6.4.2.3 Steifigkeitsanalysen

Immer mehr Komponenten im Fahrwerk müssen nach Steifigkeitsanforderungen dimensioniert werden. Bei Steifigkeitsanalysen werden im Wesentlichen die Verschiebungen betrachtet, die an den Krafteinleitungspunkten unter einer definierten Beanspruchung auftreten. Mögliche Ergebnisse sind z. B. Kraft-Verschiebungskurven, deren Steigungen ein Maß für die Steifigkeit bzw. Nachgiebigkeit des Bauteils an den betrachteten Punkten (z. B. Kinematikpunkten) darstellen. Die Genauigkeit liegt im Bereich der Messgenauigkeit, die Prognosegüte ist daher so hoch, dass die Beurteilung der Bauteilstieifigkeiten ohne Versuche erfolgen kann.

Steifigkeiten spielen eine besondere Rolle bei der Elastokinematik einer Baugruppe. Es können auch dynamische Steifigkeiten ermittelt werden. Wegen des statischen Charakters sind jedoch dynamische Effekte wie Schwingungen und Resonanzerscheinungen mit den Steifigkeitsanalysen nicht ermittelbar.

6.4.2.4 Eigenfrequenzanalysen

Die FEM-Software kann gleichzeitig die Eigenform der Bauteile unter den Betriebslasten ermitteln. Besonders die erste Eigenform des Bauteils ist für das NVH-Verhalten von großer Bedeutung und wird in

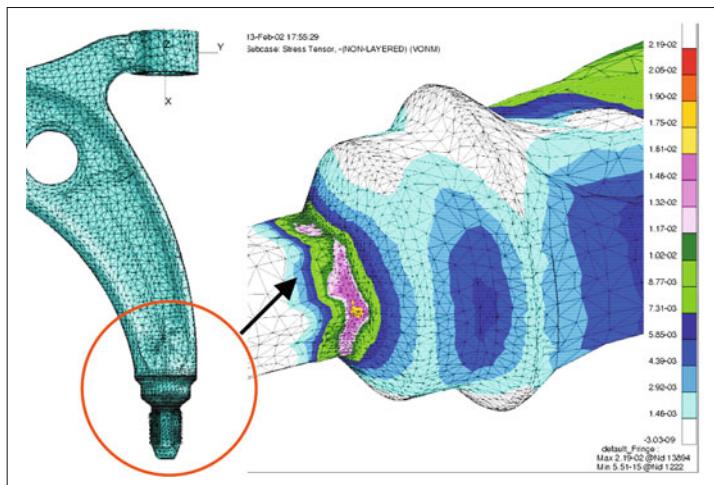


Bild 6-21:
Mit FEM berechneter Lenkerarm

den Bauteillastenheften sehr häufig mit angegeben. Ziel ist immer mit der ersten Eigenfrequenz unter der geforderten Schwingzahl zu bleiben, um spätere Körperschallübertragungsprobleme und Eigenfrequenzschwingungen zu vermeiden.

6.4.2.5 Lebensdauer-Betriebsfestigkeit

Wie die Spannungen und die Steifigkeiten lassen sich mit FEM-Software auch die Lebensdauer- bzw. Betriebsfestigkeiten vorausberechnen. Grundlage der Berechnung ist die Abbildung des Ermüdungsverhaltens von Bauteilen mit mathematischen Modellen.

Diese beziehen sich ausschließlich auf die Bauteile unter schwingenden Beanspruchungen mit dem Versagenskriterium Bauteilbruch bzw. Bauteilanriß. Diese Modelle werden anhand von experimentellen Beobachtungen ermittelt (**Bild 6-22**).

Das Modell ist dasselbe wie das FEM-Modell. Einzugeben sind zusätzlich Zeit- und Ablaufabhängigkeit der Belastungen sowie die zyklischen Werkstoffkennwerte (z. B. Wöhlerlinien). Das Programm berechnet aus dem Last-Zeit-Verlauf resultierende Summenschädigungen und bewertet diese nach definierten Versagenskriterien [21].

Das **Nennspannungskonzept** ist leicht anwendbar, benötigt aber Bauteil-Wöhlerlinien, die experimental bestimmt werden müssen. Es ist gut geeignet für die in ähnlicher Form häufig vorkommende Bauteile.

Das **örtliche Konzept** benutzt allgemein bekannte bauteilunabhängige Werkstoff-Wöhlerlinien, dessen Ergebnisse jedoch nicht genau sind. Dafür ist es gut geeignet für komplexe Beanspruchungsfälle.

Das **Strukturspannungskonzept** ist zur Berücksichtigung der speziellen Randbedingungen bei Schweißnähten geeignet. Basis ist die rückberechnete Wöhlerlinie. Für jede Last-Zeit-Folge wird von Umkehrpunkt zu Umkehrpunkt die komplette Last-Dehnung ermittelt. Davon lässt sich mit Hilfe der Wöhlerlinie die zugehörige Versagensspielzahl ermitteln [21]. Der Anriß (1 mm Risslänge) am Bauteil tritt ein, wenn die Summe aller Teilschädigungen den Wert 1 ergibt. Solche Punkte werden dann farblich dargestellt: Rote Farbe markiert die Stellen größter Schädigung (**Bild 6-23**).

Die Aussagegenauigkeit der Betriebsfestigkeitssimulationen zur Lokalisierung der schwächsten Stellen (Rissanfang) ist sehr hoch, jedoch die der ermittelten Lebensdauerzyklen noch mittelmäßig.

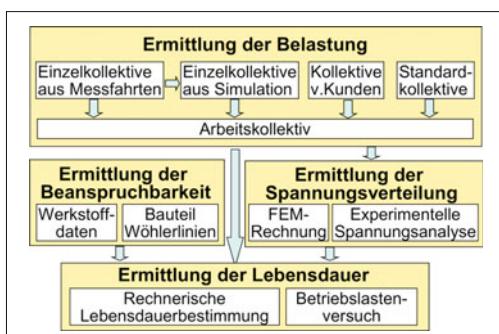


Bild 6-22: Gebiete der Betriebsfestigkeitsanalyse



Bild 6-23: Berechnete und tatsächliche Dauerbruchstelle eines Traglenkers

6.4.2.6 Crash-Simulationen

Auch für die Strukturteile des Fahrwerks (Lenker, Achsträger) ist die Analyse deren Crash-Verhaltens von Bedeutung. Im Gegensatz zu oben erklärten FE-Methoden, die auf implizierten numerischen Verfahren beruhen, wird zur Nachbildung der Crash-Abläufe die explizite FE-Methode angewandt. Es wird zu jedem Zeitpunkt und an jeder Stelle der FE-Struktur das dynamische Gleichgewicht gebildet. Unter bestimmten Annahmen wird sichergestellt, die für die implizite Methode typische Gleichungslösung der Steifigkeitsmatrix durchzuführen, um hochgradig nichtlineare Probleme mit vertretbarer Rechenzeit zu bearbeiten. Die notwendigen Werkstoffkennwerte müssen jedoch auch deren Hochgeschwindigkeitsverhalten wiedergeben, die nicht überall in der Literatur zu finden sind. Die Methode vereint die Vorteile der FEM- und MKS-Verfahren. In die Crash-Simulation lassen sich auch die Insassen und Fußgänger mit einbeziehen, um den Verletzungsgrad zu simulieren. Zur Auswertung werden Beschleunigungsverläufe, Energieaufnahme, örtliche Deformationen herangezogen. Damit lassen sich sehr teure und zeitintensive Versuchserprobungen ersparen.

6.4.2.7 Topologie- und Formoptimierung

FEM-Software wird nicht nur für die Berechnungen an konstruierten Bauteilen eingesetzt sondern auch für die optimierte Gestaltung dieser Bauteile. Unter Angabe von Lasten und Randbedingungen sowie geforderten Entwicklungszügen (max. Steifigkeit, hohe Eigenfrequenz, min. Masse, max. zulässige Spannungen) ermittelt auf Basis der FEM geschriebene Topologieoptimierungssoftware bereits vor dem ersten

Konstruktionsentwurf eine anforderungsgerechte Bauteilgestalt oder ideale Anordnung von Rippen, Sicken, Verprägungen. Damit wird nicht nur zeitaufwändiges Modellieren des Bauteils umgangen, sondern automatisch eine Gewichts- oder Spannungsoptimierung realisiert.

Topologieoptimierung ist ein Verfahren zur Bestimmung einer optimalen Materialverteilung innerhalb eines vorgegebenen Bauraums zur konzeptionellen Ermittlung optimaler Geometrien, Rahmenstrukturen, Rippenanordnungen oder zur Entfernung von unterbeanspruchten Bauteilbereichen.

Das Ergebnis der Topologieoptimierung ist eine ideale Bauteilgeometrie, die jedoch so noch nicht herstellbar ist. Dieses Modell wird zur CAD zurückgeführt und entsprechend der Feinheiten des Herstellungsverfahrens überarbeitet. Anschließend muss es mit herkömmlichen FEM erneut nach Spannungen und Steifigkeiten berechnet werden (**Bild 6-24**).

Topografieoptimierung ist ein Verfahren zur Ermittlung von Verprägungsmustern bei dünnwandigen Bauteilen z. B. zur Entwicklung von anforderungsgerechten Versickungen (**Bild 6-25**).

Parameteroptimierung ist ein Verfahren zur Ermittlung idealer Bauteilparameter wie Wandstärken, Feder-, Balken- oder Querschnittsgrößen. Dabei lassen sich die Fertigungseinschränkungen (minimale Wanddicken, Entformungsrichtungen, Versickungen, Symmetrievorgaben etc.) berücksichtigen.

6.4.2.8 Simulation der Fertigungsverfahren

Die FEM ermöglicht auch die Simulation der Abläufe für die Herstellungsprozesse der Bauteile. Bekannt

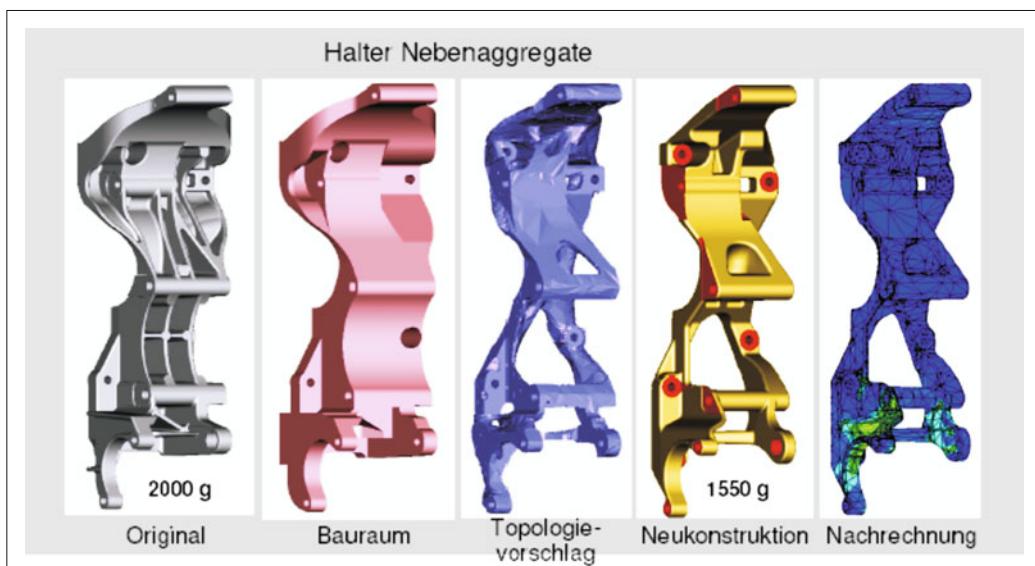


Bild 6-24: Beispiele für die Optimierung, Anpassung und Nachberechnung eines Fahrwerkbauteils [22]

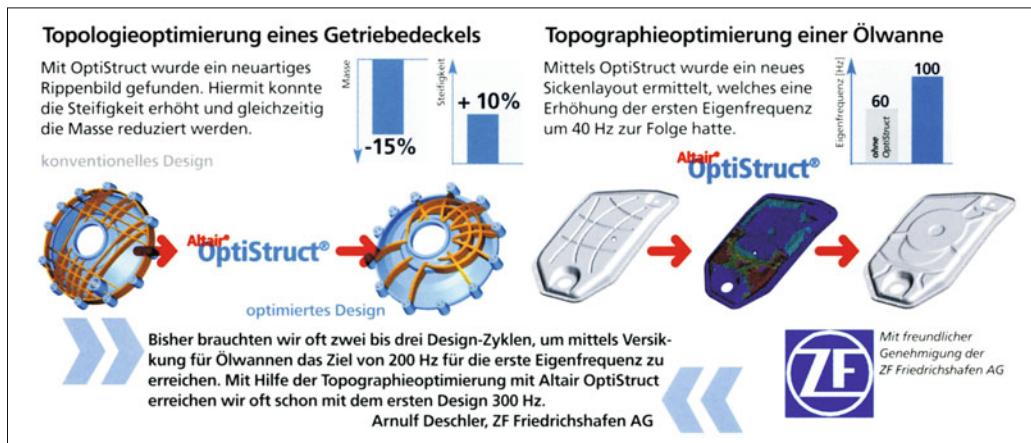


Bild 6-25: Beispiele für Topologie- und Topographieoptimierung mit FEM [21]

sind die Simulationssoftware für Gießen, Schmieden, Umformen, Kaltfließpressen etc. Diese Simulationen zeigen, wie gut die vorgeschlagene Bauteilgeometrie für das gewählte Verfahren geeignet ist. Dadurch lässt sich bereits im Vorfeld ohne Werkzeuge und Maschinen die Geometrie so optimieren, dass sich später bei der Fertigung keine Probleme ergeben. Es ist heute üblich, jedes Bauteilmodell zuerst durch Simulation auf die Fertigungseignung hin zu prüfen, bevor die Prototypenwerkzeuge hergestellt werden.

- ◆ Aufbau, Pflege des Gesamtfahrzeugmodells,
- ◆ Korrelation anhand von Standard-Fahrmanövern,
- ◆ Auswirkungen von Änderungen in der Elastokinematik des Fahrwerkes auf die Fahrdynamik,
- ◆ Berechnung von dynamischen Schnittlasten für die Bauteilauslegung.

Ein Herunterbrechen der Kennwerte für das Fahrverhalten (z. B. Eigenlenkgradient, Ansprechverhalten, Stabilität, Aufbaueigenfrequenzen etc.) sollte federführend vom OEM durchgeführt werden.

6.4.3 Vollfahrzeugsimulation

Nicht nur die Bauteile und Systeme sondern auch ein Vollfahrzeug lässt sich virtuell simulieren, nämlich mit MKS-Software. Mit einer Vollfahrzeugsimulation kann man das Fahrzeug über eine virtuelle Fahrbahn fahren und dabei beliebige Fahrmanöver durchführen lassen. Somit werden nicht nur fahrdynamisches Verhalten und Kennwerte des Fahrzeugs beurteilt, sondern es lassen sich die Kräfte, die dabei entstehen, bis zu den Schnittstellen der einzelnen Bauteile zerlegen, die dann die Grundlage für die Bauteilauslegung bilden. Hierzu muss ein sehr aufwändiges Modell für das Gesamtfahrzeug erstellt werden. Dabei können die nicht relevanten Bauteile als Einzelmassen in ihrem Schwerpunkt dargestellt werden.

Die Entwicklung des Gesamtfahrzeuges obliegt dem OEM. Somit wäre dieser auch verantwortlich für den Aufbau, Korrelation und Pflege der Vollfahrzeugsimulationsmodelle. Dies ist auch dadurch bedingt, dass nur der OEM im Besitz aller zur Simulation notwendigen Daten ist (Fahrwerk, Karosserie, Antriebsstrang, Reifenmodelle etc.). Der Aufbau eines Vollfahrzeugmodells bei Lieferanten ist also nur dann sinnvoll, wenn dazu notwendige Daten vom OEM zur Verfügung gestellt werden. Ist dies der Fall, kann der Lieferant folgendes Entwicklungspaket abwickeln:

6.4.3.1 Fahrdynamiksimulation

Zur Simulation des Fahrdynamik- und Eigenlenkverhaltens benötigt man neben einem Vollfahrzeugmodell auch ein Fahrbahnmodell, Reifenmodell und die Definition der Fahrmanöver. Hierzu gibt es von allen OEMs akzeptierte typische Standardfahrmanöver (**Tabelle 6-1**) (s. auch Abschnitt 2.7.2).

Die Fahreigenschaften werden in starkem Maß von der Kraftübertragung am Reifen bestimmt. Daher müssen die Reifeneigenschaften genau vermessen und modelliert werden.

6.4.3.2 Kinematik/Elastokinematik

Die Elastokinematik einer Achse mit ihren wesentlichen Kenngrößen Spur, Sturz, Nachlauf, Radmittelpunktsverschiebungen, etc., ist wesentlicher Einflussfaktor für die Fahrdynamik eines Fahrzeuges. Bei deren Ermittlung gilt der Elastokinematik-Prüfstand (*Kinematics & Compliance Rig, K&C Rig*) als maßgeblich. Man kann dabei in kinematische und elastokinematische Kenngrößen unterscheiden.

Kinematische Tests

Die Achse ist fest eingespannt: die Räder werden gleich und wechselseitig ein- und ausgefedert. Dabei

Tabelle 6-1: Standard Fahrmanöver-Messgrößen

Fahrmanöver	zu messende Größen	Auswertung
Stationäre Kreisfahrt DIN 4138	Lenkradwinkel/Lenkmoment Längs-/Quergeschwindigkeit Gier-/Querbeschleunigung Wank-/Schwimmwinkel	Eigenlenkgradient, Wankwinkel bei $ay = 4m/s^2$, Gesamtschwerpunkterhebung
Lastwechselreaktionen bei Kreisfahrt DIN ISO 9816	Lenkradwinkel, Giergeschwindigkeit/Beschleunigung Längs-/Quergeschwindigkeit Längs-/Querbeschleunigung Wank-/Nickwinkel, Fahrradius	Zeit- und wegabhängige Darstellung der Größen
Bremsen Beschleunigen DIN ISO 7975	Lenkradwinkel, Giergeschwindigkeit/Beschleunigung Längs-/Quergeschwindigkeit Längs-/Querbeschleunigung Wank-/Nickwinkel, Spurabweichung	Zeit- und wegabhängige Darstellung der Größen
VDA-Richtlinie Spurwechseltest	Lenkradwinkel, Giergeschwindigkeit/Beschleunigung Längs-/Quergeschwindigkeit Längs-/Querbeschleunigung	Zeit- und wegabhängige Darstellung der Größen
Sinus Lenken DIN ISO 8725	Lenkradwinkel, Giergeschwindigkeit/Beschleunigung Längs-/Quergeschwindigkeit Längs-/Querbeschleunigung Wank-/Nickwinkel	Frequenzabhängige Darstellung der Größen
Lenkwinkelsprung	Lenkradwinkel, Giergeschwindigkeit/Beschleunigung Längs-/Quergeschwindigkeit Längs-/Querbeschleunigung Wank-/Nickwinkel.	Zeitabhängige Darstellung der Größen
Lenkradanreißen	Lenkradwinkel, Giergeschwindigkeit/Beschleunigung Längs-/Quergeschwindigkeit Längs-/Querbeschleunigung Wank-/Nickwinkel.	Zeitabhängige Darstellung der Größen

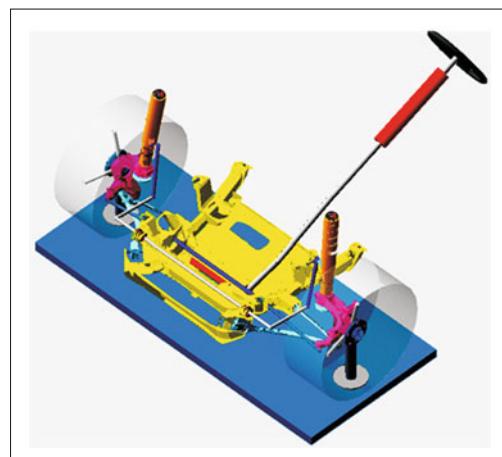
werden im Allgemeinen Spur, Sturz sowie Radmittelpunktsbewegungen aufgezeichnet.

Elastokinematische Tests

Die Achse ist fest eingespannt: an den Radaufstands punkten werden Längs- und Querkräfte aufgebracht. Dabei werden im Allgemeinen Spur, Sturz sowie Radmittelpunktsbewegungen aufgezeichnet. Die MKS-Simulationsmodelle sind zwingend mit flexiblen Bauteilen (FEM-Modelle) aufzubauen (**Bild 6-26**, s. auch **Bild 6-17**). Beim Projektstart werden Zielwerte im Hinblick auf das elastokinematische Verhalten festgelegt (**Bild 6-27**). Aus diesen Kurven werden Werte entnommen, wie z. B. Spur bzw. Sturznachgiebigkeit, welche die Steigung der Kurve in einem spezifischen Punkt (meist KO-Lage) darstellen.

6.4.3.3 Standard-Lastfälle

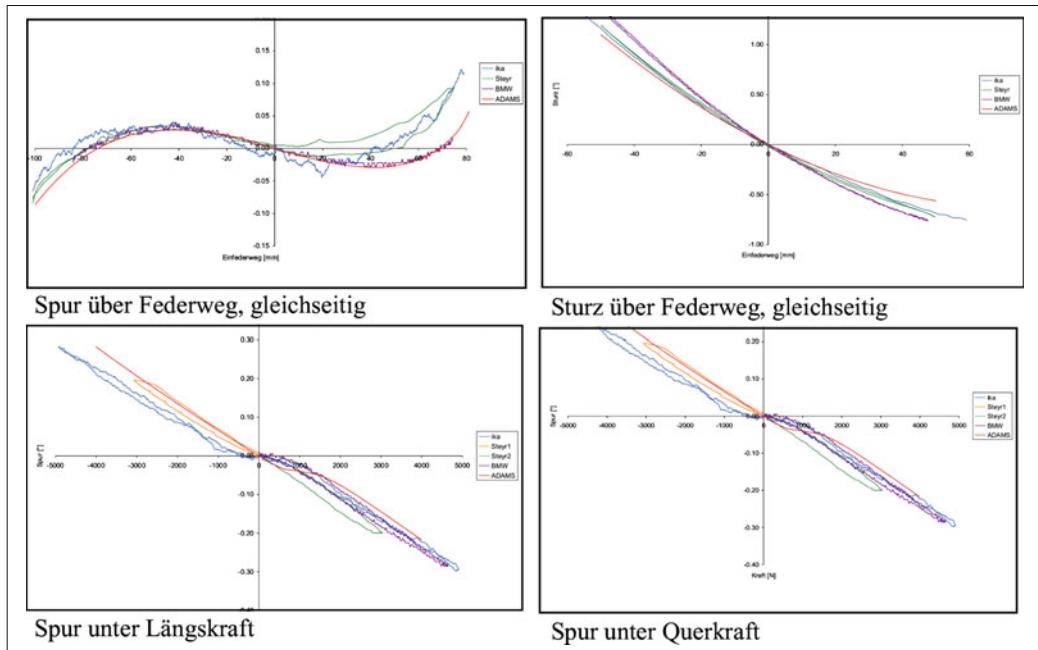
Da am Beginn der Fahrwerksauslegung noch keine bzw. nur am Prototypen gemessene Radlasten vorliegen, werden die Lasten aus Standardfahrmanövern abgeleitet. Diese Fahrmanöver werden als quasi-statisch, d. h., zeitunabhängig angenommen. Aus den Standard-Lastfällen lassen sich durch ADAMS-Simulationen Schnittlasten für quasi-statische FEM-Berechnungen (Strukturfestigkeit, Betriebsfestigkeit) ermitteln. Diese Standardlasten finden sich bei vielen Fahrzeugherrstellern in ähnlicher Form.
Die Radlasten werden entweder als Radbeschleunigungen oder als Zahlenwerte für Kräfte/Momente angegeben. Die Beschleunigung ist allgemeiner, da

**Bild 6-26:** ADAMS/Flex-Modell einer Vorderachse

sie unabhängig von der Achslast ist. Die **Tabelle 6-2** zeigt Standard-Lastfälle für die Festigkeitsauslegung (Lastfall 1 bis 10) und Lastfallpaare für die Betriebsfestigkeitsanalyse (11, 12), (13, 14), (15, 16).

6.4.3.4 MKS-Modellverifikation

Um die Aussagekraft der Simulation, deren Glaubwürdigkeit und das Vertrauen in deren Ergebnisse zu erhöhen, ist ein Abgleich mit vorhandenen Versuchsergebnissen durchzuführen. Des Weiteren ist im Rahmen

**Bild 6-27:** Elastokinematische Ergebnisdarstellungen**Tabelle 6-2:** Standardlastfälle für Strukturfestigkeit

Standard-Lastfälle Strukturfestigkeit	Beschleunigung g		
	x	y	z
1 Stehendes Auto	0,00	0,00	1,00
2 Vertikaler Stoß 3,0 g	0,00	0,00	3,00
3 Längsstoß 2,50 g	2,50	0,00	1,00
4 Seitlicher Stoß 2,50 g	0,00	2,50	1,00
5 Kurvenfahrt rechts 1,25 g	0,00	1,25	1,00
6 Bremsen bei Kurvenfahrt	0,75	0,75	1,00
7 Rückwärtsbremsen 1,0 g	1,00	0,00	1,00
8 Beschleunigen -0,5 g	-0,5	0,00	1,00
9 Kurvenbeschleunigung 0,7 g	-0,5	0,50	1,00
10 Diagonallast: vl und hr	0,00	0,00	1,75
11 Vertikal Einfedern 2,25 g	0,00	0,00	2,25
12 Vertikal Ausfedern 0,75 g	0,00	0,00	0,75
13 Kurvenfahrt rechts 0,75 g	0,00	0,75	1,00
14 Kurvenfahrt links 0,75 g	0,00	-0,75	1,00
15 Bremsen 0,75 g	0,75	0,00	1,00
16 Beschleunigen 0,5 g	-0,5	0,00	1,00

einer funktionellen Absicherung einer Systementwicklung ein enges Zusammenwirken von Versuch und Simulation unerlässlich, um ein Höchstmaß an Effizienz zu erreichen. Der Vergleich der Ergebnisse aus MKS und Versuch kann dabei in mehreren Feldern erfolgen (**Tabelle 6-3**).

Tabelle 6-3: Vergleich MKS/Prüfstandergebnisse

Feld	Name	Simulation	Prüfstand	Auswertung
Fahr-dyna-mik	Fahrma-növer	ADAMS Full Vehicle	Teststre-cke	Eigen-lenk- und Ansprech-verhalten
	K&C- Rig	ADAMS Full Suspension	K&C-Anlage	Spur/Sturz, Radmittelpunktsverschiebung
NVH	4-Post-Rig	ADAMS 4-Post-Rig	4-Stempel-anlage	Aufbaueigenfrequenz (0 bis 25 Hz)
	Transfer-funktion	ADAMS Vibration	Impuls-hammer	Übertragungsfunktion (0 bis 500 Hz)
Last-ma-nage-ment	SSP-Dauer-lauf	Virtuell ADAMS Tes-ting	SSP-Prüf-stand	Relative Schädigun-gen, Schnitt-lasten

6.4.3.5 NVH

Im Bezug auf NVH lassen sich im Niederfrequenzbereich (0 bis 25 Hz) Untersuchungen auf der virtuellen Vierstempelanlage durchführen. Dabei können Wank-, Nick- und Gierfrequenzen des Aufbaus sowie Radaufhängungsfrequenzen bestimmt werden. Die Diagramme in **Bild 6-28** zeigen den Vergleich zwischen berechneten und gemessenen Daten. Besonderes Augenmerk beim Abgleich von Messung und Rechnung ist auf die

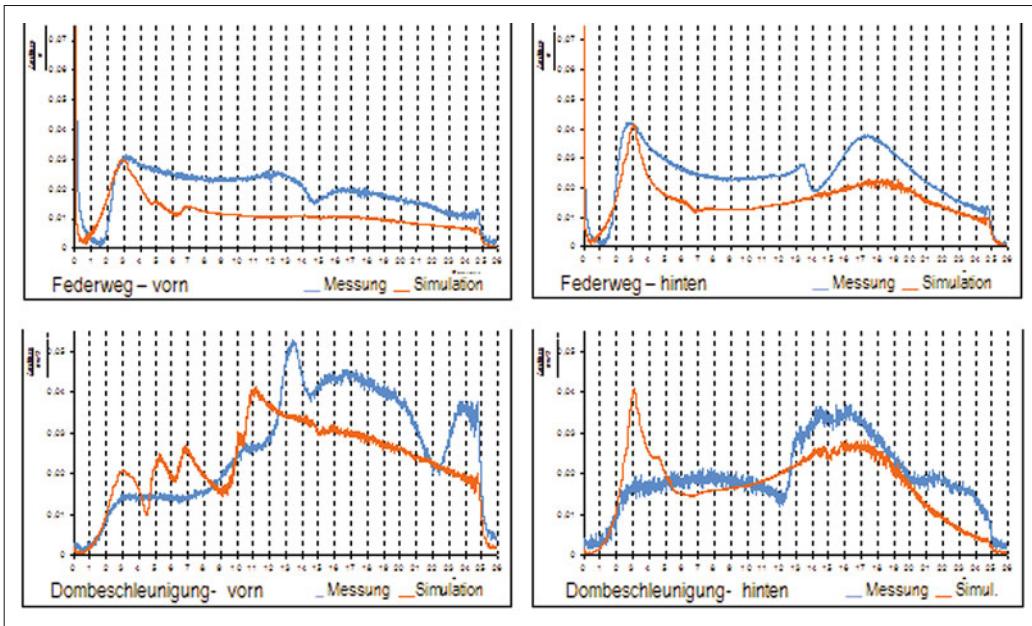


Bild 6-28: Vergleich von Messung und Berechnung bei Hubanregung einer 4-Stempelanlage [14]

Tabelle 6-4: Schwingungserregung (Vierstempelanlage)

Anregung	Frequenz	Amplitude	Signale	Darstellung
Heben	0 bis	< 5 mm	Aufbaubeschleunigung,	Darstellung im Frequenz-
Nicken	25 Hz		Winkelauslenkung,	bereich
Wanken			Einfederweg	
Diagonal				

Randbedingungen am Reifenaufstandspunkt zu richten (freischwimmend, eingespannt). **Tabelle 6-4** zeigt die untersuchten Anregungsarten.

6.4.3.6 Loadmanagement (Lastenkaskadierung vom System zur Komponente)

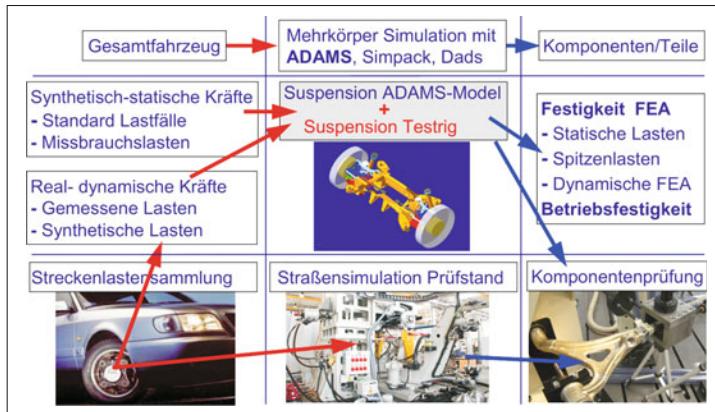
Die genaue Bestimmung von Schnittlasten ist die Voraussetzung für die Auslegung der Komponenten von Fahrwerken durch Festigkeitsberechnungen und abschließende Versuche für die Validierung dieser Komponenten und das Gesamtsystem Fahrwerk [18]. Im Rahmen des Loadmanagements werden Lasten in der Systemebene auf die Lasten in der Komponentenebene heruntergebrochen. Die Systemebene ist hier das Fahrwerk, für das die Rad- und Antriebslasten in der Regel vom Fahrzeughersteller vorgegeben werden. In der Komponentenebene befinden sich die einzelnen Fahrwerkskomponenten (Lenker, Radträger, Achsträger), für deren Auslegung Schnittlasten ermittelt werden müssen. Die Berechnungsmethoden und -verfahren werden Lastenkaskadierung genannt.

Bild 6-29 fasst die Berechnungsaufgaben, Methoden, Voraussetzungen und Resultate des Loadmanagement für den Fahrwerkentwicklungsprozess zusammen. Der Berechnungsprozess wird von links nach rechts durchlaufen. Auf der Systemebene werden synthetische Lasten und Fahrversuchslasten in dieser Reihenfolge als Eingangslasten für die MKS-Simulation verarbeitet. Die berechneten Schnittlasten werden für die Auslegung von Komponenten bezüglich deren Struktur- und Betriebsfestigkeit und für die verbindlichen Validierungsversuche verwendet. Der jedoch alternative kosten- und zeitaufwendige Pfad der Lastenkaskadierung auf Prüfständen zeigt die untere Zeile im **Bild 6-30**.

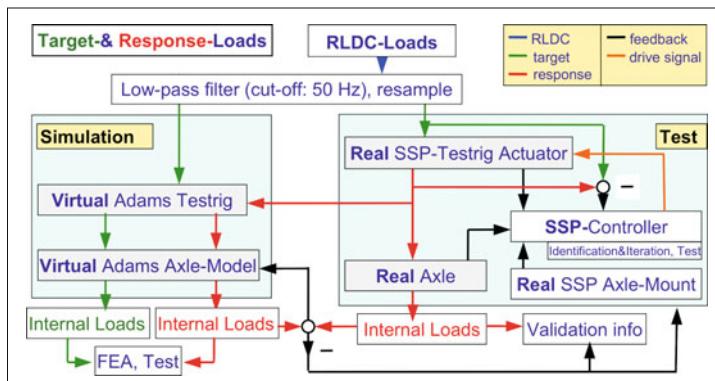
Die Lastenkaskadierung wird z. B. mit einer um spezifische Funktionalitäten erweiterten Installation der Mehrkörpersimulation-Software ADAMS/Car durchgeführt. Mit der MKS-Software können im Gegensatz zu zeitintensiven Prototypen und Versuchsaufbauten Fahrzeugmodelle ohne großen Aufwand erzeugt, analysiert und optimiert werden.

Bevor Simulationsdaten aber als realistisch eingestuft werden können, muss mindestens einmalig ein Abgleich mit im Versuch ermittelten Lasten erfolgen. Diese Versuchsdaten dienen als Referenz für die Qualität der simulationsseitig ermittelten Lastdaten. Da in der Frühphase der Fahrwerkentwicklung weder Prototypen noch gemessene Lasten vorliegen, kann der geforderte Abgleich stets nur in fortgeschrittenen Entwicklungsphasen erfolgen.

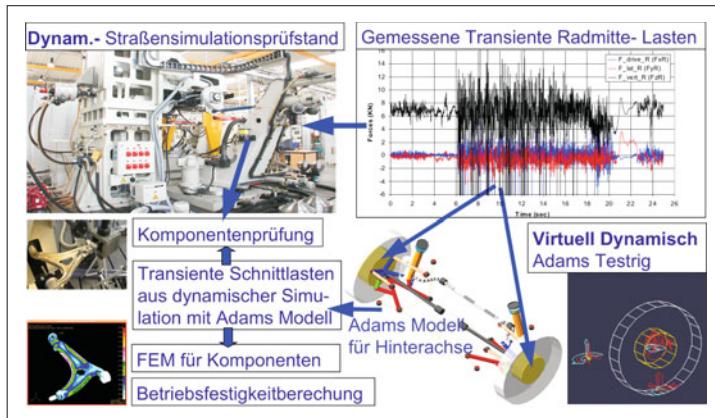
Die genaue Analyse der berechneten Schnittlasten (für synthetische und gemessene Lasten) bezogen auf die Rad- und Antriebslasten ist auch deshalb unbedingt

**Bild 6-29:**

Berechnungsaufgaben, Methoden, Voraussetzungen und Resultate der Lastenkaskadierung für die Fahrwerkentwicklung [14]

**Bild 6-30:**

Zusammenspiel von Simulation und Versuch in der Fahrwerkentwicklung [14]

**Bild 6-31:**

Verwendung von gemessenen transienten Radlasten in Versuch und Simulation [14]

erforderlich, um die Korrektheit des MKS-Modells zu prüfen. Insbesondere die Kräfte und Momente aus dem Versuch sind einem aufwendigen Pre- und Postprocessing zu unterziehen. Darin besteht eine Hauptaufgabe des Loadmanagements.

Im Folgenden werden die Lastdaten am MKS-Modell, die Wahl von Vergleichspunkten für die Modellverifikation sowie die Analyse und Bewertung der Lastdaten detailliert diskutiert.

Die zentrale Rolle der Mehrkörpersimulation zeigt **Bild 6-31**. Transiente, hochgradig dynamische Straßenkräfte und -momente werden zum einen als Eingänge für den Achsenversuchsstand verwendet und werden zum anderen als Lasten auf ein MKS-Achsenmodell mit dem zugehörigen virtuellen Prüfstand eingeprägt.

Lastdaten am MKS-Modell

Dieser Abschnitt charakterisiert die Lasten und Lastfälle, die für die Validierung des MKS-Modells zur Verfügung stehen bzw. zu verwenden sind.

Rad- und Motorlasten als Modelleingangsdaten

Eingangsdaten für die MKS-Validierungssimulation sind quasi-statische und/oder dynamische Lastfälle. Diese Lasten sollten möglichst von einfacher Art sein, wie rein vertikale Radkräfte oder vertikale Raderhebungen, um die Vergleichbarkeit mit dem Versuch zu vereinfachen und um anschauliche Plausibilitätsargumente anwenden zu können.

Bei statischen Lastfällen kann beispielsweise aus einer bestimmten Radlast oder einem Federweg die Reaktionskraft im Federbein mit hoher Genauigkeit per DMS gemessen werden und durch Handrechnung überprüft werden. Die Lasten des stehenden Fahrzeugs in Konstruktionslage oder vorgegebenen Beladungszuständen sind als erste Referenz schon in der Vorauslegungsphase der Achse bekannt und eignen sich für den Abgleich des Simulationsmodells.

Des Weiteren müssen die Simulationsmodelle auch im Modus dynamischer Lasten überprüft werden. Für die Auslegung von Bauteilen wird die Berücksichtigung dynamischer Lasten fast immer verlangt. Als Last-Eingangssignal sollte für die Modellüberprüfung ein wiederum „einfaches“ Kraftsignal, wie etwa ein Sinus-Kraftsignal mit fester oder gleitender Frequenz aufgegeben werden. Überlagerte Validierungslastfälle, wie etwa Einfedern und Bremsen, sollten zugunsten einer sequenziellen Überprüfung vermieden werden.

Schnittlasten als Modellausgangsdaten

Die Ausgangsdaten der Simulation sind Schnittlasten an definierten Anbindungspunkten (z. B. Gummilager zwischen zwei Bauteilen, Radträger an Spurstange, etc.). Diese Schnittlasten werden auch später ausgewertet, wenn die Belastungen der realen Testfahrten (*Road Load Data Collections*, RLDC) benutzt werden. Für deren Ausgabe werden im MKS-Modell Schnittstellen bezüglich eines bauteilfesten lokalen Koordinatensystems definiert, wobei deren Definition unter Berücksichtigung der Möglichkeiten der Messtechnik erfolgen sollte. Abweichend vom Idealzustand ist stets zu berücksichtigen, dass die Messdaten mit der jeweiligen Bauteilbelastung, die auf einem Straßen-Simulationsprüfstand (SSP) oder auf einer realen Testfahrt (RLDC) ermittelt wurden, oft nicht in den gleichen Punkten gemessen werden, die der Lage des bauteilfesten Koordinatensystems im Simulationsmodell entspricht. Außerdem ist zu beachten, dass die Koordinatenrichtungen im Simulationsmodell nicht immer mit den Ausrichtungen von Messmitteln übereinstimmen, da beispielsweise im Anbindungspunkt zweier Bauteile eine Beklebung mit DMS-Streifen nicht realisiert werden konnte.

Wahl der Vergleichspunkte für Modellverifikation

Bei der Festlegung von Vergleichspunkten muss beachtet werden, dass ein unabhängiger Abgleich für alle

drei Kraftrichtungen möglich ist und weiterhin sich die Vergleichspunkte nicht an einem einzigen Ort auf der Achse befinden.

Die beste Vergleichbarkeit erhält man an Zug-Druck-Streben, wie etwa einer Spurstange, da dafür ein DMS sehr genau in Stangenrichtung geklebt werden kann und die Ausrichtung des lokalen Koordinatensystems im MKS-Modell erfolgt. Zudem lässt sich die Messinformation „Zug-Druck“ unmittelbar in Vorzeichenwechsel für berechnete Kräfte übertragen, womit insgesamt eine sehr gute Vergleichbarkeit zwischen Versuch und Simulation erreicht wird.

Folgende Bauteile eignen sich gut für einen Abgleich, da diese Punkte auch im Versuch gut mit Messsensoren in x-, y- und z-Richtungen bestückt werden können:

- ♦ **Fx:** Anbindung des unteren Querlenkers an den Radträger, nahe dem Führungsgelenk, ggf. an der Hinterachse auch der Längslenker.
- ♦ **Fy:** Spurstange, Anbindung des unteren Querlenkers an den Radträger (Führungsgelenk), Anbindung des oberen Querlenkers an den Radträger bei Doppelquerlenkerachsen.
- ♦ **Fz:** Federbein (Feder/Dämpfersystem), Anbindung des unteren Querlenkers an den Radträger (Auszugskräfte am Kugelgelenk), Stabilenker.

Begutachtung und Bewertung der Lastdaten

Bevor die Datenblöcke mit den Last-Zeit-Funktionen aus der Simulation und dem Versuch bewertet werden können, sind sie in der Regel zu bearbeiten, da z. B. im Versuch die Lastdaten mit bereinigter Vorlast aufgezeichnet werden (Offset-Bereinigung).

Um die Qualität der Simulation zu bestimmen, werden grundsätzlich die Last-Zeit-Datensätze mit folgenden Verfahren analysiert:

- ♦ visuelle Analyse der Last-Zeit-Daten,
- ♦ Erstellung von Leistungsdichtespektrum (PSD),
- ♦ Klassierung,
- ♦ Schädigungsrechnung nach Miner als Spannpaar über Summenschädigung.

Visuelle Analyse der Last-Zeit-Daten

Komponentenlastsignale aus der MKS-Simulation und dem entsprechenden Versuch werden mit der Software LMS-Techware gegenüber gestellt, um die Überein-

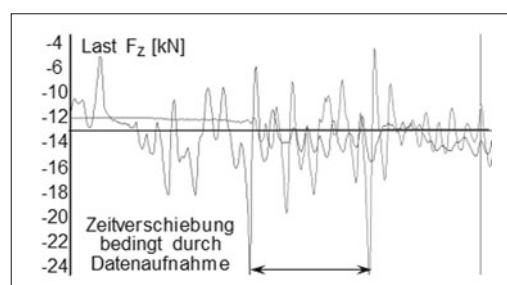


Bild 6-32: Visuelle Analyse der Last-Zeit-Daten

stimmung der Kurvencharakteristiken im Allgemeinen sowie Phasenverschiebungen und Lastspitzenabweichungen festzustellen. Diese sind insbesondere in Vertikalrichtung ein Anzeichen für abweichende Kennlinien (z. B. Feder, Dämpfer, Zusatzfeder) in Simulation und Versuch (**Bild 6-32**).

PSD-Analyse (Power Spectral Density), Analyse des Leistungsdichtespektrums

Bei Begutachtung der Frequenzabhängigkeit von Lasten müssen die typischen Eigenfrequenzen und PSD-Amplituden von Radaufhängungen in vertikaler Richtung (Aufbau: ca. 1 bis 1,5 Hz, Fahrwerk ca. 10 bis 14 Hz) und in horizontaler Richtung (ca. 20 bis 30 Hz) in Simulations- und Versuchslasten in guter Übereinstimmung stehen.

Im Allgemeinen muss nur der Frequenzbereich von 0 bis 50 Hz begutachtet werden, da der Weiterverarbeitung der Originalmessdaten eine Tiefpassfilterung mit der Eckfrequenz 50 Hz vorgeschaltet wird (erfolgt oft bereits auf der Teststrecke). Sie dient der Eliminierung möglicher Aliasing-Effekte und trägt der begrenzten Antriebsleistung des Straßen-Simulationsprüfstands (SSP) Rechnung. Sofern das PSD hohe Amplituden im Bereich einiger Hertz (abweichend von den Eigenfrequenzen) aufweist, so liegt mit hoher Wahrscheinlichkeit Aliasing vor (**Bild 6-33**).

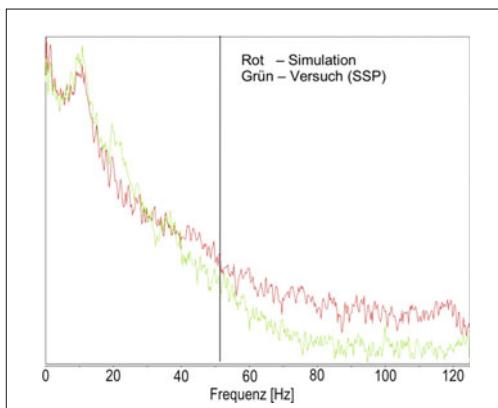


Bild 6-33: PSD-Analyse

Klassierung

a) Symmetrischer Klassendurchgang über Häufigkeit:

Mit dem symmetrischen Klassendurchgang wird die Lastverteilung über Häufigkeit unter Einbeziehung der Vorzeichen (Zug-/Druckkräfte) und statischer Lasten bewertet.

Statische Lasten (große Häufigkeit) erkennt man am Umkehrpunkt (sogenannte Nase) der Kurven, während maximale/minimale Lasten (geringe Häufigkeit) bei kleiner Zyklenzahl zu finden sind. Damit lassen sich folgende Modell-Überprüfungen durchführen:

- ◆ Überprüfung der statischen Achslast für verschiedene Belastungszustände,
- ◆ Überprüfung der Luftfederkräfte bei Verwendung einer Niveauregulierung (on-road, off-road),
- ◆ Überprüfung des Übersetzungsverhältnisses zwischen Rad- und Federbeinlast durch Erstellung von Klassendurchgangsdiagrammen für die Rad- und Federbeinlast,
- ◆ Überprüfung der Dämpfer-Kennlinien hinsichtlich der richtigen Zug- und Druckstufe,
- ◆ Überprüfung abweichender Maximal/Minimallasten, die ein Indiz für unterschiedliche Bauteilkennlinien (Zusatzfeder, Dämpfer) im MKS und im Versuchsfahrzeug/Versuchsachse sein können.

b) Spannpaar über Summenhäufigkeit (**Bild 6-34**):

Das Spannpaardiagramm zeigt die doppelte Schwingungsamplitude der Last in Abhängigkeit der Summenhäufigkeit (Summe aller Lastzyklen), wobei Mittelwerte wie z. B. statische Vorlasten im Gegensatz zum Klassendurchgang unberücksichtigt bleiben.

In Analogie zum Klassendurchgangsdiagramm muss das Gesamtbild aus Simulation und Versuch übereinstimmen. Im Bereich kleiner Summenhäufigkeit sind hohe dynamische Lasten zu finden. Unterschiedliche maximale Summenhäufigkeiten in Simulation und Versuch weisen auf die unterschiedliche Anzahl kleiner Lastamplituden hin, welches ein Indiz für MKS-Modellierungsfehler, wie zu große Lagersteifigkeiten, oder fehlerhafte Einstellung des numerischen Lösungsverfahrens sein kann.

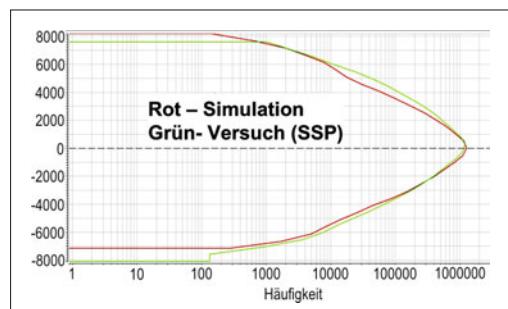


Bild 6-34: Lasten mit deren Zykluszeiten: Klassendurchgang über Lasthäufigkeit

c) Schädigungsrechnung: Spannpaar über (relative) Summenschädigung

Die Schädigung in Lasten ist eine entscheidende Kenngröße für die Betriebsfestigkeit des Bauteils. Die Schädigung wird aus der Schadensakkumulationsregel von Miner angewandt auf Kräfte und Momente errechnet. Da die Schädigung sehr sensitiv gegenüber Laständerungen ist, ist als weiteres Maß für die Vergleichbarkeit von MKS-Simulation und Versuch das Spannpaar als Funktion der jeweiligen relativen Schädigung die-

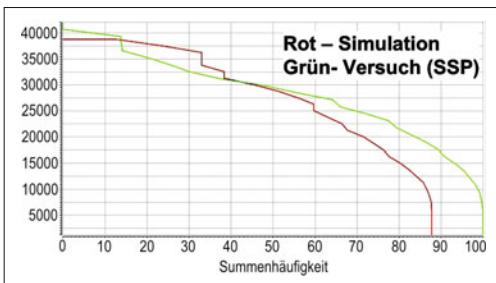


Bild 6-35: Spannpaar über Summenhäufigkeit

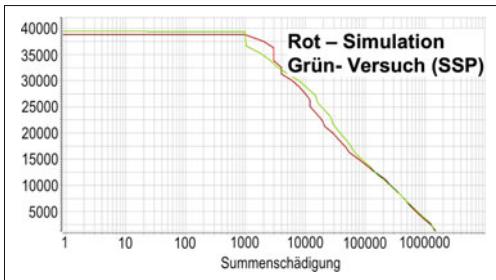


Bild 6-36: Spannpaar über Summenschädigung

ses Lastkollektives zu bewerten. Die Lasten aus der Simulation sind ausreichend korreliert, sofern sich die maximalen Schädigungen (Endwerte auf der Ordinate) um maximal 20 bis 30 % unterscheiden. Große Lastunterschiede von geringer Anzahl (abzulesen bei kleinen Ordinatenwerten) führen in der Regel zu Schädigungsdifferenzen, die von kleineren Lastanteilen nicht mehr ausgeglichen werden (**Bilder 6-35 und 6-36**).

Die berechnete Schädigung ist eine relative Größe, weil Änderungen im Lastkollektiv lediglich in Bezug auf eine angenommene Wöhlerlinie mit gleicher Steigung k vorgenommen werden können. Die Steigung k sollte möglichst derjenigen des Komponentenwerkstoffes entsprechen, auf die die Last wirkt. Es ist zu beachten, dass eine Laststeigerung (für alle Amplituden) um 10 % die Schädigung um den Faktor $1,1^k$ vergrößert ($k = 5 \rightarrow$ Faktor 1,61).

6.4.3.7 Vollfahrzeug Betriebsfestigkeitssimulation

Die Berechnungen von Fahrzeugbelastungen durch Abfahren einer bestimmten virtuellen Fahrbahnoberfläche (Schlaglöcher, Bordsteinränder etc.) für die Bauteilauslegung zu verwenden, erfordert einen weitaus größeren Modellierungsaufwand. Außerdem können ausreichend genaue Lasten nur bei Vorhandensein sehr präziser Reifen- und Fahrbahnoberflächenmodelle erreicht werden. Die Vollfahrzeug-Betriebsfestigkeitssimulation ist noch im Forschungs- und Entwicklungsstadium. Aus diesen Gründen wird die Simulation der Extremlastfälle und Straßenlasten noch nicht standardmäßig eingesetzt. Bei Extremlastfällen

greift jeder Hersteller oft auf seine Erfahrungswerte zurück.

6.4.4 Software zur 3D-Modellierung CAD

Das wichtigste Hilfsmittel für die Fahrwerkentwicklung ist die 3D-CAD-Software. Sie ermöglicht die Modellierung der Gestalt des zukünftigen Produktes und beinhaltet neben geometrischen Informationen (Abmessungen, Toleranzen) auch Struktur- (Baustrukturen, Stücklisten) und Fertigungsinformationen (Werkstoff, Fertigungsverfahren, Oberflächen- und Wärmebehandlung). Alle Bauteile, Zusammenbauten, Module bis zum Gesamtfahrzeug wird mit 3D-CAD modelliert. Dieses Modell wird DMU (*Digital Mock Up*) genannt. DMU für das Gesamtfahrzeug (Außenabmessungen, Radstand, Spurweiten, Fahrgastrraum, Bodengruppe, Antriebsaggregat, Hardpoints für Achsen etc.) entsteht bereits vor der Planungsphase, obwohl in dieser Zeit noch keine genauen Bauteilmodelle vorhanden sind. Stattdessen werden vereinfachte Modelle als Platzhalter einkopiert. Im Laufe der Entwicklung werden diese ständig konkretisiert und optimiert. Größer Vorteil des DMU ist die ständige Koordination unterschiedlicher Entwicklungsbereiche, um die Bauraumkonflikte zu vermeiden. Außerdem bildet DMU das Grundmodell für alle Simulationen, Packag- und Freiraumuntersuchungen, Kinematikanalysen aber auch für die Herstellung von Rapid-Prototypen oder Prototypen und Serienwerkzeugen. DMU kann nur dann diese Anforderungen erfüllen, wenn alle Daten in einer nativen Sprache sind; d. h., nicht nur alle Bereiche der Automobilentwicklung sondern auch alle externen Entwickler (Ingenieurbüros, Zulieferer) dieselben CAD-Software und dieselben Softwareeinstellungen benutzen.

In der Automobilindustrie sind nur noch drei CAD-Softwarepakete zu finden:

- ♦ Catia V5,
- ♦ ProE,
- ♦ UG Unigraphics (inkl. I-DEAS).

Alle drei sind parametrische Solidmodeller, d. h., die Modelle sind durch Parameter definiert, die untereinander nach Konstruktionsregeln in Beziehung stehen. Das Modell lässt sich dann einfach ändern, indem die Zahlenwerte der Parameter geändert werden.

In diesen CAD-Paketen werden immer mehr Module integriert, damit der Konstrukteur ohne Datenaustausch und -anpassung neben dem Konstruieren, Stücklisten generieren, Gewichte ermitteln, die Kinematik und Kollision untersuchen, FEM berechnen, PDM (*Product Data Management*) und die CNC-Programmierung (z. B. für Prototypenherstellung) durchführen kann.

In allen drei CAD-Softwareprogrammen können die kinematischen Untersuchungen simultan durchgeführt werden, um in jeder Radstellung die Bauteile nach Kollision oder Sicherheitsabständen (Freiräume) zu prüfen.

PDM oder dessen Erweiterung PLM (*Product Life-cycle Management*) ist der Modul, der alle Anwender im gesamten Unternehmen und spartenübergreifend vernetzt. So kann jeder parallel mit derselben Datenversion arbeiten. Es ist die Anwenderoberfläche für Informationssuche, Produktsimulation und Zusammenarbeit in einer Echtzeit 3D-Umgebung, d. h., jeder Anwender kann jedes CAD-Modell ändern, ohne zu wissen, wie es erstellt wurde.

PLM erlaubt darüber hinaus auch ein weltweites Wissensmanagement eines Unternehmens, nicht nur in der Entwicklung sondern auch in allen industriellen Geschäftsprozessen zur Verwaltung von Anforderungen, Programmen, Produktportfolios, Compliance und Beschaffung.

6.5 Integrierte Simulationsumgebung

Immer kürzere Entwicklungszeiten und höhere Anforderungen an die Funktionalität und an die Wirtschaftlichkeit von Fahrwerksystemen erfordern einen intelligenten und effizienten Entwicklungsprozess. Eine sorgfältige Vorentwicklung stellt sicher, dass einschränkende Parameter frühzeitig eingebunden werden und dass Bedingungen für die folgende Entwicklung schnell und zuverlässig postuliert werden können. In einer frühen Phase unterstützen schnelle Analyse-Werkzeuge die kinematische Auslegung der Konzepte (wie z. B. ABE-Tool). Im weiteren Entwicklungsprozess werden Modelle detaillierter aufgebaut, wobei die Gummilager und die Bauteilstifigkeiten eine wichtige Rolle spielen (elastokinematische Auslegung). Bauraumuntersuchungen mit simulierten Bewegungen der Achse, Berechnungen der kinematischen und elastokinematischen Kenngrößen und die Kaskadierung der Radlasten zu den einzelnen Bauteilen mit Hilfe von Mehrkörpersimulationen sowie die Analyse der Bauteilbelastungen und deren anschließenden Auslegungen und Lebensdauerberechnungen mit Hilfe der Finite Elementen Methode (FEM) werden mit speziellen kommerziellen Softwarepaketen durchgeführt. Eine Effizienzsteigerung wird durch eine Integration dieser Entwicklungsaufgaben und notwendigen Softwarepakete in einer Entwicklungs-Umgebung erreicht, welche „Virtuelle Produktentwicklungs-Umgebung“ genannt wird (VPE, *Virtual Product Environment*).

6.5.1 Kinematische Analyse: Basistool ABE

Hauptziel bei der Konstruktion und Entwicklung von Radaufhängungen von Kraftfahrzeugen ist die Realisierung von Fahrsicherheit und Fahrkomfort. Die Radaufhängung ist die Verbindung zwischen dem Fahr-

zeugaufbau und dem Rad samt Reifen und übernimmt dabei die wichtige Funktion, das Rad gegenüber dem Fahrzeugaufbau nach festgelegten Gesetzmäßigkeiten zu führen. Sie gibt dem Rad im Wesentlichen einen Freiheitsgrad in vertikaler Richtung, um Fahrbahnunebenheiten auszugleichen. Zur Beurteilung und zum Vergleich unterschiedlicher Radaufhängungen, werden verschiedene Kenngrößen herangezogen. Die Anordnung bzw. die Koordinaten der Radaufhängungspunkte am Radträger und Fahrzeugaufbau haben einen direkten Einfluss auf die Bewegung des Rades beim Einfedern und/oder Einlenken. Die räumliche Starrkinematik allgemeiner Einzelradaufhängungen kann durch einen mathematischen Ansatz einfach und exakt beschrieben werden.

Der Berechnungsalgorithmus basiert auf einem mathematischen Ansatz von Matschinsky [23], [24]. Dieser ist in [25] umgesetzt sowie deutlich erweitert worden. Mit diesem Ansatz wird der translatorische und rotatorische Geschwindigkeitszustand des Radträgers berechnet. Positionen und Geschwindigkeiten aller beteiligten Punkte innerhalb der Radaufhängung, wie z. B. des Radaufstandspunktes oder Radmittelpunktes liegen damit explizit vor und werden für die Berechnung der Kinematikkennwerte herangezogen.

Für einige der Kennwerte sind weitere Fahrzeugdaten wie z. B. Radstand, Schwerpunktlage oder Bremskraftverteilung erforderlich. **Tabelle 6-5** zeigt einen Auszug aus der Liste der berechneten Kinematikkennwerte.

In dem Programm ABE, wird dieser Ansatz in eine Rechenroutine umgesetzt, die in *Visual Basic for Applications* (VBA) geschrieben und deshalb im Programm Microsoft Excel nutzbar ist.

Der Fahrwerkingenieur hat mit ABE ein präzises und leicht zu bedienendes Berechnungstool, um schnell und transparent die Starrkinematik und die kinematischen Kenngrößen einer Radaufhängung bestimmen zu können.

So ist es möglich, nach Eingabe konstruktionstechnischer Merkmale einer Radaufhängung den Bewegungszustand numerisch zu erfassen und aus den Bewegungsgrößen eine Vielzahl starrkinematischer Kenngrößen abzuleiten. Schnelle Parametervariationen und Benchmark-Analysen von Achssystemen sind möglich (**Bild 6-37**).

Das Berechnen von aufgelösten Lenkerverbunden bzw. räumlichen Achsskinematiken (z. B. Mehrlenkeraufhängungen) wurde ermöglicht. Weitere Achstypen (z. B. McPherson) lassen sich mittels geometrischer und kinematischer Formulierungen ebenfalls mit ABE berechnen. Die Beschreibung der Lenkachsengeometrie auch bei ideellen Lenkachsen sowohl bei Hub- als auch bei Federbewegungen erfordert erweiterte Methoden, die in [25] zu finden sind.

Gelenkbewegung

Wenn eine Radaufhängung bewegt wird, entstehen Bewegungen der Lenker, die in ABE als Stablenker aufgefasst werden. Damit verbunden resultieren Bewegungen in den Gelenken, mit denen die Stablen-

Federweg am Feder-/Dämpferelement [mm]
Weg am Rad (vertikaler Radhub) [mm]
(Vor-)Spurwinkel [$^{\circ}$]
Spurstangenweg [mm]
Radlenkwinkel [$^{\circ}$]
Radsturzwinkel [$^{\circ}$]
Spurweite [mm]
Wankpol-Lage bei Hub- und Wankfedern [mm]
Optimaler Bremsabstützwinkel [$^{\circ}$]
Tatsächlicher Bremsabstützwinkel [$^{\circ}$]
Bremsnickausgleich [%]
Optimaler Anfahrbstützwinkel [$^{\circ}$]
Tatsächlicher Anfahrbstützwinkel [$^{\circ}$]
Anfahrickausgleich [%]
Schrägfederungswinkel [$^{\circ}$]
Federübersetzung (Federweg / Radhub)

Nachlaufwinkel [$^{\circ}$]
Nachlaufstrecke [mm]
Nachlaufversatz [mm]
Spreizungswinkel [$^{\circ}$]
Lenkrollradius [mm]
Spreizungsversatz [mm]
Störkrafthebelarm Bremsen
Störkrafthebelarm Antreiben
Radlenkwinkel innen [$^{\circ}$]
Radlenkwinkel außen [$^{\circ}$]
Mittlerer Radlenkwinkel [$^{\circ}$]
Spurdifferenzwinkel [$^{\circ}$]
Ackermann-Winkel (außen)
Ackermann-Anteil [%]
Lenkradwinkel [$^{\circ}$]
Lenkübersetzung [-]

Tabelle 6-5:
Auszug aus Liste der berechneten Kinematikkennwerte in ABE

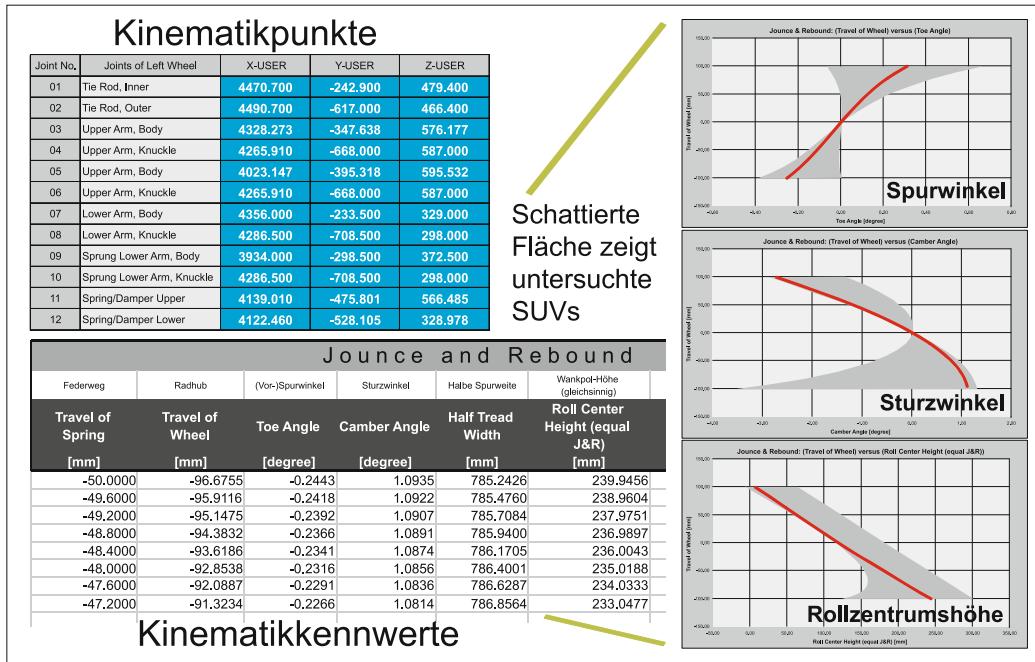


Bild 6-37: Benchmark berechneter Kennwerte

ker entweder am Fahrzeugaufbau oder am Radträger befestigt sind. Für jede Radaufhängung werden verschiedene Kugelgelenke und Gummilager benötigt. Neben der Lastabhängigkeit, die nicht Thema dieses Abschnitts sein soll, ist die Auslegung insbesondere von den kinematischen Anforderungen an das Gelenk abhängig.

So ist zum Beispiel für ein Kugelgelenk relevant, welche Winkelbereiche maximal erreicht werden und

welche Gelenkstellungen über einen definierten Bewegungszyklus angefahren werden. Diese Erkenntnisse beeinflussen maßgeblich das Design des Kugelgelenks, weil der Gelenkzapfen niemals bis zur Gelenkgehäuseöffnung gewinkelt werden darf. Bei einem Kugelgelenk ist die Bewegung zwischen Gelenkzapfen und Gelenkpfanne kinematisch relevant, während bei einem Gummilager die Bewegung zwischen der Innen- und Außenhülse von Interesse ist [26].

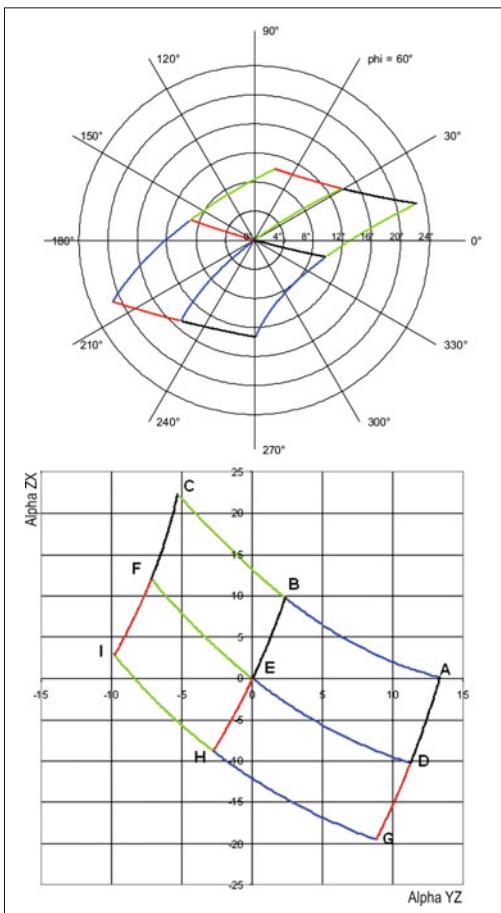


Bild 6-38: Ergebnisse in Polarwinkeln (oben) sowie in 2-Ebenen-Projektionswinkel (unten)

Beispielhaft ist das Ergebnis einer Gelenkwinkelberechnung für ein radträgerseitiges Kugelgelenk einer Mehrlenkeraufhängung dargestellt, **Bild 6-38**.

Die Bezeichnungen stammen aus dem Bewegungsplan, die vier unterschiedlichen Farben kennzeichnen die jeweilige Bewegungsrichtung der Radaufhängung. Auf dem oberen Bild sind die Polarwinkel und auf dem unteren Bild die beiden projizierten Gelenkwinkel dargestellt. Aus diesen Diagrammen können dem Komponentenentwickler wichtige Ergebnisse wie z. B. die maximale absolute Auslenkung des Gelenks (hier ca. 23°) oder die Form der Gelenkköppnungsbilde mitgeteilt werden. Ein weiteres Ergebnisdiagramm zur Rotation des Gelenks um die eigene Hauptachse liefert weitere, wichtige Erkenntnisse.

Weiterhin kann die Darstellung der über einen kompletten Bewegungsplan entstehenden Gelenkwinkel Aufschluss darüber liefern, ob das jeweilige Gelenk in der Konstruktionslage vorgewinkelt werden muss, um eine optimierte und effizientere Gelenkbewegung zu realisieren. Verschleißminimierte oder kinematisch

günstigere Gelenkbewegungen mit maximalen Zapfenausziehkräften sind die Folge.

6.5.2 Vollautomatische Kinematik- und Elastokinematik-Optimierung OPT

An eine Fahrzeugachse werden eine Vielzahl von Anforderungen gestellt, die es im Entwicklungsprozess zu berücksichtigen gilt. Neben den Anforderungen hinsichtlich der Fahrdynamik gibt es eine große Anzahl Restriktionen wie zum Beispiel der Bauraum. Daher stellt ein Achskonzept immer einen Kompromiss zwischen den Fahrdynamikeigenschaften, dem Bauraum und nicht zuletzt den Kosten dar.

Um diesen Kompromiss zwischen Fahrdynamikeigenschaften und Bauraum in der Auslegung positiv zu gestalten, wurde ein Optimierungs-Tool entwickelt, das die Kinematikoptimierung mit ABE und ADAMS/Car ermöglicht. Damit kann die Lage der Kinematikpunkte in Abhängigkeit von Randbedingungen wie Bauraumrestriktionen so bestimmt werden, dass die gewünschten Kenngrößen erzielt werden.

Die Kinematik-Optimierungsgrößen sind:

- ◆ Spur- und Sturzwinkelverlauf,
- ◆ Wankpolhöhe,
- ◆ Brems-, Nickausgleich,
- ◆ Ackermannausgleich (Vorderachse).

Bei der Optimierung der Elastokinematik ist die Reaktion der Achse bei Beanspruchung mit Längs- und Querkräften von Interesse. Es gilt die Längs- und Quersteifigkeit des Achssystems zu optimieren. Die folgenden Größen werden dabei berücksichtigt:

- ◆ Spuränderung über Längs- und Querkraft [°/kN],
- ◆ Quer- und Längssteifigkeiten [mm/kN]

und folgende Funktionen sind implementiert:

- ◆ Import und Manipulation von Sollkennlinien,
- ◆ Einfrieren von zu optimierenden Kenngrößen (nicht mehr veränderbare Kenngrößen),
- ◆ Gewichtung von Kenngrößen,
- ◆ Aktivierung bzw. Deaktivierung von Einflussfaktoren im Optimierungsprozess,
- ◆ Vorgabe von Wertebereichen der Einflussfaktoren mit Angabe der Variationsbreite,
- ◆ Rückgabe der optimierten Parameter zur Verifizierung der Ergebnisse,
- ◆ Vorgabe von Abbruchkriterien und Toleranzgrenzen für den Optimierer.

In **Bild 6-39** ist die Struktur des Kinematikoptimierers dargestellt. Die achsspezifischen Ist-Kenngrößen werden, wenn es sich um eine reine kinematische Optimierung handelt, über ABE berechnet [25].

Bei der Optimierung von elastokinematischen Kenngrößen muss man mit der DOE-Methode ein mathematisches Ersatzmodell aus dem Mehrkörpersimulationsprogramm ADAMS/Car generieren. Das Ersatzmodell beschreibt das Systemverhalten als

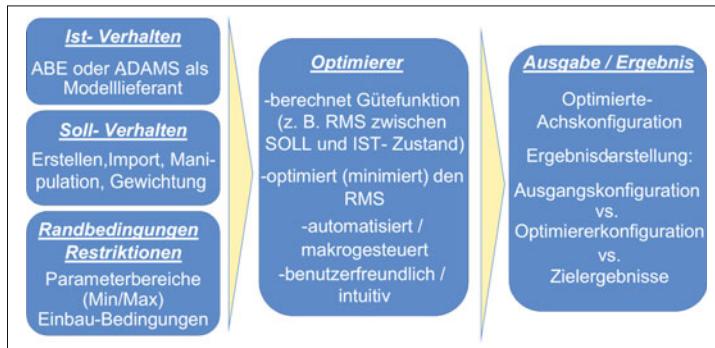


Bild 6-39:
Struktur des Kinematikoptimierers

Funktion der zu optimierenden Kenngrößen. Das gewünschte Sollverhalten kann über den Import von Kennlinien bzw. über eine Interpolationsfunktion vorgegeben und manipuliert werden. Über die Randbedingungen/Restriktionen werden die Package-Bedingungen berücksichtigt und der Parameterbereich definiert. Der programmierte Optimierer ermittelt die Differenzen zwischen den Ziel- und den Ist-Größen über die Fehlerquadrat-Methode und optimiert die entsprechenden Kenngrößen unter Berücksichtigung der definierten Radbedingungen. Die optimierte Achskonfiguration kann im Vergleich zur Ausgangskonfiguration und im Vergleich zur Zielkonfiguration dargestellt werden. Die Zielkonfiguration und die optimierte Konfiguration sind dabei idealerweise nahezu identisch [26].

Dieses Programm erspart dem Konstrukteur die heute übliche und sehr zeitintensive Probiermethode (trial and error). Er braucht nicht mehr die Kinematikpunkte zu variieren und Raderhebungskurven zu berechnen. Er gibt vielmehr den gewünschten Kurvenverlauf ein und gibt an, welche Kinematikpunkte in welchen Grenzen variiert werden dürfen. Die Software berechnet ihm daraus die notwendigen Kinematikpunkte.

6.5.3 Virtuelle Produktentwicklungsumgebung

Eine VPE (*Virtuelle Produktentwicklungsumgebung*) hat die Ziele, die Entwicklung mit Hilfe von innovativen Prozessen effizienter zu gestalten, Entwicklungszeit zu reduzieren, Kosten zu sparen, Fehler zu vermeiden und mit Hilfe von parametrisierten Modellen auf Modifikationen schnell reagieren zu können [27]. Automatisch generierte standardisierte Reports unterstützen die Dokumentation der Entwicklungsphasen (Bild 6-40).

Mit Hilfe von VPE lassen sich folgende Aufgabenstellungen mit einer gemeinsamen Oberfläche bearbeiten:

- ♦ CAD-Design zur Generierung von parametrischen 3D-Volumen,

- ♦ Package-Analyse: Kinematik-, Kollisions- und Toleranzuntersuchung,
- ♦ Mehrkörpersimulation (MKS-Software),
- ♦ Finite-Element-Methode (FEM-Software),
- ♦ Report Generator für Kinematik/Elastokinematik und Lastenkaskadierung.

Die Basis einer virtuellen Produktentwicklung wird durch die Synchronisation zwischen dem CAD-Tool Catia V5 und der Mehrkörpersimulation ADAMS/Car ermöglicht, welches den CAE-Prozess mit dem CAD-Prozess verbindet (Bild 6-41).

Die CAD-Konstruktion wird auf spezifische Achsen Templates aufgebaut, die die Achskonstruktion abbilden und auf die bei der Entwicklung von neuen Projekten auf einer zentralen Achsdatenbank zugegriffen werden kann. Mit Hilfe der Datenbank können alle bekannten Achsen hinterlegt werden, die als Grundlage neuer Achskonstruktionen dienen.

Die konzeptspezifischen Kenngrößen (z. B.: Hardpoints, Gummilager- und Federsteifigkeiten) müssen dann der neuen Konstruktion bzw. dem Projekt angepasst werden. Somit steht nach relativ kurzer Modellierungszeit eine Entwicklungsumgebung zur Verfügung, auf der die CAD-Bauteilkonstruktion aufsetzen kann.

Die CAD-Modelle werden parametrisiert aufgebaut, wobei die Hardpoints als zentrale Parameter die Bauteildimensionen bestimmen. In einer Datenbasis sind die Hardpoints abgelegt und können so zentral versorgt werden. Das CAD-Modell und das MKS-Modell ist jederzeit synchronisiert und dem CAD-Konstrukteur steht eine Mehrkörpersimulationsumgebung zur Verfügung. Sowohl Bauraumuntersuchungen als Funktion der Federung aber auch als Funktion von äußeren Kräften können analysiert werden.

Bei konzeptionellen Änderungen der Hardpoints können durch Online-Analysen die Änderung der kinematischen bzw. elastokinematischen Achskenngrößen direkt untersucht werden. Durch den parametrisierten Modellaufbau spiegeln sich diese Änderungen direkt im CAD-Modell wieder (Loop: Concept Modification).

Zur Dokumentation verschiedener Designphasen werden Standardberichte automatisch generiert, die

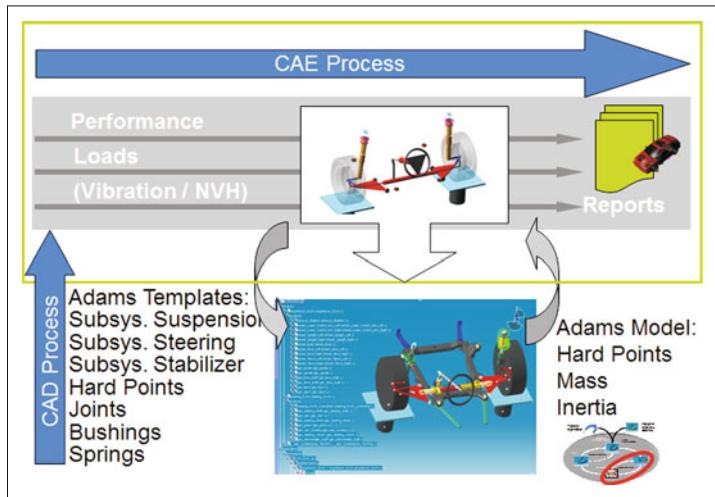


Bild 6-40:
Synchronisation zwischen CAE- und CAD-Prozess

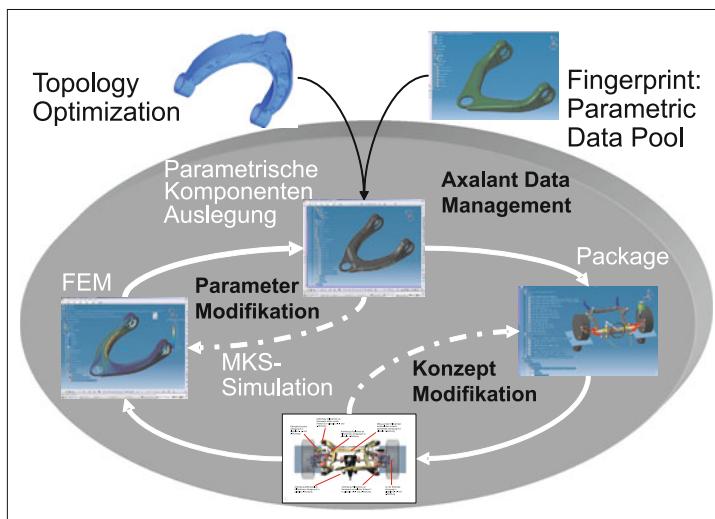


Bild 6-41:
VPE-Entwicklungsprozess

die fahrdynamischen wichtigen Kennwerte, maximal auftretenden Gelenkwinkel und Belastungen von der Gesamtachse bis hin zu jeder Komponente darstellen. Diese Belastungsergebnisse werden als Eingangsdaten für die FEM-Berechnung in derselben Entwicklungs-Umgebung benutzt. Mit Hilfe der Design-Parameter kann das CAD-Modell so angepasst werden, dass die maximalen Bauteilspannungen die zulässigen Grenzwerte nicht überschreiten. Durch die integrierten Schleifen zwischen der FEM-Berechnung und der Bauteilmodifikation lässt sich eine Effizienzsteigerung im Entwicklungsprozess realisieren. Werden neue Bauteile in diese Entwicklungsumgebung integriert, so wird überprüft, ob aus der Datenbank ein parametrisiertes Modell als Gleichteilkonzept übernommen werden kann. Mit Hilfe der

sogenannten Fingerprint-Methode werden über Fertigungsverfahren, Material, Bauteilstifigkeiten und Bauteilbelastungen die Gleichteile identifiziert und in die Achsstruktur integriert. Durch Austausch der Hardpoints des neuen Achskonzeptes hat man Dank des parametrisierten Modellaufbaus in kurzer Zeit ein CAD-Modell mit einem hohen Detaillierungsgrad zur Verfügung.

Bei einer kompletten Neukonstruktion einer Komponente, wird mit Hilfe der Bauteilbelastungen, dem maximal zu Verfügung stehenden Bauraum, der Einspannbedingung, dem Fertigungsverfahren und dem Material eine Topologieoptimierung durchgeführt, die als Grundlage zum parametrisierten CAD-Modell dient.

6.6 Serienentwicklung und Absicherung

Für die eigentliche Serienentwicklungsphase (Konstruktion und Erprobung) bleiben in der Regel nur 24 Monate. Hier kann man keine grundlegenden Änderungen mehr vornehmen. Hauptaugenmerk ist die Auslegung der Bauteile, Sicherstellung der Betriebsfestigkeiten, Optimierung der Funktionen und Einhaltung der Terminpläne sowie der Kostenziele. Es ist auch deshalb keine grundlegende Änderung mehr möglich, weil die Produktion bereits mit der Planung der Produktionsanlagen und Serienwerkzeuge angefangen hat (Industrialisierung). Die Hauptstrategien und wesentlichen Maßnahmen sind dabei [7]:

- ♦ strukturierte Kopplung an einen Gesamtfahrzeugentwicklungsablauf mit definierten Schnittstellen und Synchronisierungspunkten,
- ♦ Nutzung von Konzeptfahrzeugen zur Absicherung der Fahrzeugkonzepte unabhängig vom Gesamtfahrzeugprojekt,
- ♦ Beschleunigung der Bauteilentwicklung durch gezielten Einsatz von Simulations- und Berechnungsverfahren, die vollständige Modellierung der Teile in 3D-CAD, die Nutzung von DMU, sowie die Verkürzung der zeitkritischen Prototypenherstellung durch Rapid-Prototyping,
- ♦ strukturierte Funktionsabsicherung für Fahrdynamik, Reifen und Regelsysteme und simultane Bearbeitung der Teilprozesse der Funktionsentwicklung durch klar definierte und gemeinsam genutzte Fahrwerkstände, sowie durch übergreifende Abgleiche der getrennt erarbeiteten Entwicklungsstände.

6.6.1 Konstruktion

Die erste Gelegenheit der Konzept- und Funktionsüberprüfung ergibt sich mit der Fertigstellung der *Aggregateträger*. Die Basis ist ein vorhandenes Serienfahrzeug, das in den Abmessungen, der Achskonzeption, dem Fahrverhalten, dem Antriebskonzept und der Motorleistung möglichst nahe an dem zu entwickelnden Prototypen liegt. Damit werden die Funktion und die Wirksamkeit von Einzelkomponenten untersucht. Dazu können Systeme wie aktive Dämpfungsregelung, Fahrdynamikregelung, Allradantrieb und Lenkungssysteme gehören. Es kann auch der Referenzreifen als Basis für die weitere Entwicklung festgelegt werden [7].

Die Fertigstellung des Konzeptfahrzeugs mit dem zukünftigen Fahrwerk ist die erste Möglichkeit zum Abgleich der Ergebnisse der einzelnen Entwicklungsteams. Konzeptfahrzeuge basieren meist auf den Aggregateträgern, haben damit einen seriennahen Stand der Karosserie, der Antriebseinheit und Elektrik. Deshalb weisen sie in Vergleich zu Prototypen der vorangegangenen Entwicklungsphasen eine hohe Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit auf. Die Kon-

zeptfahrzeuge werden mit allen Achsbauteilen des zukünftigen Serienfahrzeugs ausgerüstet. Hierzu erfolgt parallel zur Konstruktion des Serienfahrzeugs die Konstruktion der Achsbauteile zur Fertigung in Rapid-Prototyping. Neben den geometrischen und kinematischen Eigenschaften entsprechen auch die Bauteilesteifigkeiten der Serienachse. Eine Halbachse wird auf dem Prüfstand nach Kinematik und Elastokinematik geprüft.

Am Ende der Konzeptabsicherungsphase steht die Basisabstimmung des *Konzeptfahrzeugs*, es entspricht bezüglich Querdynamik, Gewichtsverteilung, Aerodynamik weitgehend dem Serienfahrzeug und die erste Generation der Versuchsreifen steht zur Verfügung. Für die Fahrwerkregelsysteme erfolgt die Überprüfung und Festlegung der Einzelfunktionen sowie die Verifikation der Schnittstellen zu anderen Systemen. Die Konstruktion der Teile für die *Baustufenfahrzeuge* und deren Beschaffung wird eingeleitet. Die Baustufenfahrzeuge entsprechen genau dem zukünftigen Fahrzeug. Die in den Konzeptfahrzeugen optimierten und freigegebenen Entwicklungsstände werden nun in die Baustufenfahrzeuge übertragen. Bei diesen Fahrzeugen werden die Schnittstellen des Fahrwerks, Antriebs und der Karosserie sowohl bei den Bauteilen und Bauräumen als auch die elektronischen Systeme überprüft. Die letzte Entwicklungsschleife vor der Freigabe erfolgt in allen Disziplinen mit dem aktuellsten Stand der Baustufenfahrzeuge.

Da mehrere Funktionsbereiche parallel zueinander arbeiten, sind deren Ergebnisse und Entwicklungsfortschritte abzugleichen, um den jeweiligen Gesamtfunktionsstatus festzustellen und zu überprüfen. Dazu werden üblicherweise Baustufen mit konsistenten Spezifikationen für die Mechanik, Elektronik und Vernetzung definiert. Bei der heutigen Komplexität und Varianz der Einzelsysteme muss die Aktualisierung baustufenweise und nicht stetig erfolgen. Der dritte und letzte Abgleich wird mit *Vorserienfahrzeugen* durchgeführt mit dem Ziel, für das Fahrwerk die Funktionsfreigabe zu erteilen [7].

Die Serienentwicklungsphase beginnt mit der konstruktiven Überarbeitung aller Bauteile auf Basis der gewonnenen Aufbau- und Erprobungskenntnisse in der Konzeptphase. Die Bauteilschwachstellen werden beseitigt, deren Gewicht und Kosten weiter optimiert. Außerdem werden alle Voraussetzungen für eine fertigungs- und montagegerechte Konstruktion erfüllt. In dieser Phase wird sehr eng mit dem Zulieferer der Rohteile (Schmieden, Gießereien, Blechumformer, Kaltfließpresser usw.) und mit der Endfertigung dieser Teile zusammengearbeitet. Diese können mit ihrer Erfahrung wesentlich zum Kostensenken und zur späteren problemlosen Fertigung beitragen. Auch die richtige Oberflächenbehandlung des Bauteils muss jetzt festgelegt sein. Bei allen Optimierungsanreizen darf jedoch die Robustheit der Bauteile nie vernachlässigt werden. In der Konstruktion wird deshalb immer mehr die Methode des *Robust Designs* angewendet, um einen hohen, unter allen Gegebenheiten, wie Umweltbe-

dingungen und Sonderereignissen, reproduzierbaren Kundenwert sicherzustellen. Hierbei können Simulationstechniken nur teilweise helfen. Die Einfachheit der Konstruktionen, Tests unter extremen Umweltbedingungen und mit besonderen Kundenprofilen sind besonders hilfreich. Bei der Gestaltung aller Erprobungs- und Freigabestests ist zu berücksichtigen, dass die Reklamations- und Gewährleistungskosten im Serieneinsatz weit höher sein können als die gesamten Entwicklungskosten des Bauteils.

6.6.1.1 Bauteilkonstruktion

Die Auslegung der kraftübertragenden Bauteile im Fahrwerk wird mit Hilfe der Simulationen durchgeführt (**Bild 6-42**).

Früher hatte man das Bauteil in CAD modelliert und danach mit FEM berechnet, um zu sehen, ob es den eingeleiteten Kräften widersteht bzw. die gewünschte Steifigkeit besitzt. Dabei musste ständig kontrolliert werden, dass keine Kollisionen mit den benachbarten Bauteilen vorkommen. Heute geht man umgekehrt vor [20]: Zuerst wird der Bauraum, der zur Verfügung steht, aus dem CAD-Modell des Gesamtsystems entnommen: das „Bauraummodell“. Dann werden die Krafteinleitungspunkte und Restriktionen (Gelenkfreiheiten) festgehalten und die einwirkenden Kräfte (Lasten bzw. Lastkollektiven) berechnet sowie die Optimierungsziele (nach Festigkeit, Steifigkeit, Eigenfrequenz usw.) definiert. Es ist auch notwendig zu wissen, für welches Fertigungsverfahren das Bauteil geplant ist.

Mit diesen Daten wird eine Topologieoptimierung durchgeführt (s. **Bild 6-25**). Der Topologievorschlag der Simulation zeigt, wie die Werkstoffmasse verteilt werden soll, damit die gewünschten Ziele erreicht werden. Dieser Vorschlag muss jedoch noch geglättet und unter Berücksichtigung der Fertigungseinschränkungen überarbeitet werden, d. h., konstruktiv umgesetzt werden. In einem anschließenden Simulationsablauf

mit FEM wird die Konstruktion nach Spannungen und Steifigkeiten berechnet, um sicher zu sein, dass sie die Belastungen aushält. Für die kritischen Stellen können mit der Shapeoptimierung [22] die Spannungen weiter abgebaut werden. Es ist auch ratsam, zuletzt auch die Betriebsfestigkeit zu simulieren, um die Lebensdauer und die kritischen Zonen (*hot spots*) vorauszusehen.

Obwohl die Durchführung dieser Schritte schnell vollzogen wird und innerhalb von 2 bis 3 Tagen das optimierte Bauteilmodell steht, dauert der Prozess in der Praxis jedoch mehrere Tage, weil es nicht bei einer einzigen Lösungsvariante bleibt. Um die kostengünstigste und gewichtsoptimierte Lösung zu finden, wird das Bauteil für unterschiedliche Werkstoffe und Fertigungsverfahren parallel ausgelegt, angefragt, mit Unterlieferanten diskutiert, überarbeitet und kalkuliert. Dazu kommen auch die Änderungen an Kinematikpunkten, Lastdaten oder Bauraum, die mehrere Varianten (manchmal bis zu 10) für dasselbe Bauteil notwendig machen. **Bild 6-43** zeigt die unterschiedlichen Fertigungs- und Werkstoffalternativen, aus denen nach einer Bewertung die beste Lösung ausgewählt wird.

6.6.1.2 Bauraum „Package“

Während der Konstruktion ergeben sich aus dem verfügbaren Bauraum oftmals die Hauptanforderungen, mit der sich die Konstrukteure am häufigsten und längsten auseinandersetzen müssen. Grund ist einerseits die sehr hohe Bauraumdichte im Fahrwerk und die Bauraum- und Packageoptimierungen mit den anderen Bereichen und andererseits die schwierige Überschaubarkeit der Bauteilkollisionen in allen Kinematikstellungen.

Es sind sehr oft die Bauraumkonflikte, die eine optimale Auslegung der Bauteile verhindern. Die Hauptvoraussetzung ist, dass die Bauteile in allen extrem Lagen des Fahrwerks, unter max. Belastungen, elastokinematischen Verschiebungen und Radstellungen

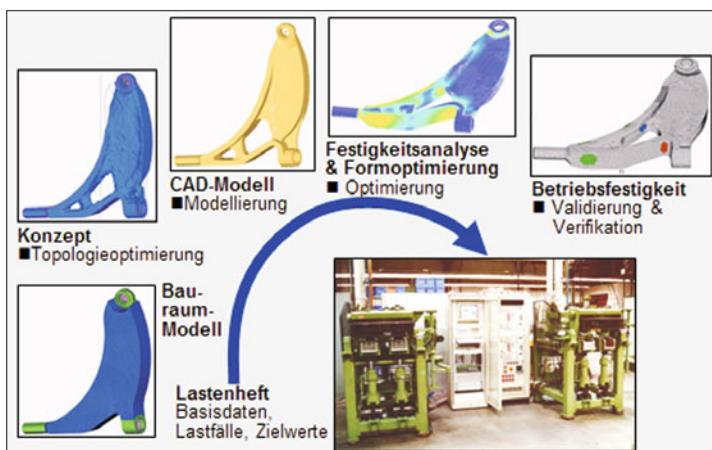


Bild 6-42:
CAD-unterstütztes Vorgehen
beim Auslegen der optimierten
Fahrwerksbauteile

Variante	Stahlblech	Alu-Druckguss	Alu-Schmiede	Mg-Druckguss	Alu- IHU
Modell					
Kosten	75%	90%	100%	110%	120%
Gewicht	1360 g	620 g	620 g	520 g	600 g
Steifigkeit	2,7 kN/mm	2,2 kN/mm	2,3 kN/mm	2 kN/mm	1,4 kN/mm
Festigkeit	+	+	++	0	0
Knicklast	0	+	+	-	+
Bauraum	-	+	++	+	-

Bild 6-43: Auslegungsvarianten für einen oberen Querlenker (mit Bearbeitung, ohne Gelenke)

nicht kollidieren dürfen. Parallel dazu sind mehrere Ausführungen anderer Aggregate (z. B. Motor, Getriebe, Antriebswellen), die Allradversionen oder die Optionen wie unterschiedliche Felgen/Reifen, Schneeketten, Rechts-/Linkslenker-Varianten zu berücksichtigen. Um die Anzahl der Fahrwerkvarianten zu senken, wird sogar für unterschiedliche Modelle einer Baureihe angestrebt, das Fahrwerk möglichst unverändert zu belassen.

Zu berücksichtigen sind auch die elastokinematischen Verschiebung der Lenker und die fertigungsbedingten Abmessungstoleranzen. Neben der Kollisionsfreiheit ist es auch notwendig, zwischen den beweglichen Bauteilen einen ausreichenden Sicherheitsabstand für Montage- und Einbautoleranzen, Verschleiß, Wärmedehnungen, Verschiebungen durch Achseinstellung etc. vorzuhalten (Freiraumvorschriften). Auch die Montierbarkeit oder Austauschbarkeit im Service kann zusätzlichen Einbauraum in Anspruch nehmen.

Kollisions- und Freiraumuntersuchungen lassen sich mit CAD-, noch besser mit MKS-Software relativ einfach vollziehen. Nach dem Programmelauf – der lange dauern kann – erhält man einen Bericht über alle kollidierenden Bauteile und entsprechende Kinematikstellungen (diese müssen nicht unbedingt an Extrempositionen der Kinematik sein) sowie auch über die Stellungen, an denen die geforderten Freiräume mit kritischen Abständen unterschritten werden. Voraussetzung ist jedoch immer, dass das CAD-Modell (DMU) vollständig und aktuell ist.

6.6.1.3 Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse

Ein wichtiges Gebot der Konstruktion ist die frühe Erkennung und Beseitigung der Schwachstellen. Die zu diesem Zweck angewandte FMEA-Methode (*Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse*) ist ein Hauptbestandteil der Konstruktionsarbeit und dient

zum systematischen Entdecken, Erfassen und Abstellen der potentiellen Fehler. Dabei unterscheidet man je nach Anwendungsfeld zwischen System-FMEA, Konstruktions-FMEA oder einer Prozess-FMEA [28]. Standard-Softwarepakete wie IQ-FMEA, Plato mit integrierter Datenbank erleichtern, ähnlich wie die Expertensysteme, die Durchführung der FMEA.

6.6.1.4 Toleranzuntersuchungen

Die Bauteil- und Fertigungstoleranzen sollten immer so groß wie möglich bzw. so klein wie funktionell nötig gehalten werden. Das führt zu Kosteneinsparungen in der Fertigung und Montage und zu einer Verbesserung der Prozessstabilität und Robustheit. Da in CAD alle Teile mit ihren Nennmaßen modelliert werden, ist es notwendig, die Gesamtkonstruktion beim Auftreten der ungünstigsten Toleranzkette zu untersuchen (s. Abschnitt 6.4.1.5). Statistisch gesehen ist es sehr unwahrscheinlich, dass alle Bauteile gleichzeitig ihre ungünstigsten Abmessungen haben. Deshalb werden die in der Zeichnung nicht vorgesehenen Maximal-Toleranzen, sondern die vom Fertigungsverfahren abhängigen, statistischen Mittel-Toleranzen angenommen. Wenn jedem Bauteil diese Toleranzen zugeordnet sind, kann die CAD-Software die ungünstigste Kombination aller Toleranzen ermitteln und das Fahrwerk mit diesen Werten darstellen.

6.6.2 Validierung

6.6.2.1 Prototypen

Obwohl heute sehr viel mit der virtuellen Simulation berechnet, geprüft und validiert wird, kann nicht auf reale Prototypen verzichtet werden. Nur deren notwendige Anzahl lässt sich drastisch reduzieren. Auf Gesamtfahrzeugebene sind dies Aggregateträger,

Konzeptfahrzeuge, Baustufenfahrzeuge und Vorserienfahrzeuge, mit denen nicht nur die Funktionen und das Gesamtfahrverhalten erprobt werden, sondern auch die einzelnen Module und Bauteile. Einfacher und kostengünstiger ist es jedoch, die Einzelbauteile zuerst im Versuch zu testen. Die Prototypen dazu können in den frühen Phasen aus dem „Vollen“ bearbeitet werden. Die CNC-Programmierungsmodule sind in den meisten modernen CAD-Systemen integriert. Damit lassen sich aus den 3D-Modellen sehr schnell Werkstücke erstellen und kontrollieren. Die Bearbeitung dauert jedoch relativ lang und ist kostenintensiv, besonders wenn größere Stückzahlen benötigt werden. Für solche Stückzahlen und für komplizierte Geometrien bietet sich das *Rapid-Prototyping* an. Für die Fahrwerkeite hat sich das *Selective Laser Sintering* (SLS) mit Metallpulver bewährt. Das Pulver wird in bis zu 20 µm [29] dünnen Schichten aufgetragen, mit einem Laserstrahl zusammengebunden und Schicht für Schicht verhärtet. Da die Steuerung des Lasers direkt aus dem 3D-CAD-Modell abgenommen werden kann, benötigt man keine Werkzeuge oder Formen. Es können diese Teile direkt als Prototypen benutzt werden oder aber mit demselben Verfahren zuerst die Formen aus Sand oder Metall hergestellt werden, mit denen dann mehrere 100 Teile gegossen werden können. Für die Blechteile lassen sich diese Methoden leider nicht anwenden. Die Ausgangsplatten werden mit Laser geschnitten, umgeformt und geschweißt. Die Blechumformungen müssen aber immer noch mit relativ teuren Stahlwerkzeugen vorgenommen werden.

Für Anschauungsmodelle, Package und Funktionstests ohne hohe Belastungen wird die Stereolithographie angewendet. Für das Fahrwerk ist der Nutzen dieser Teile eher gering, weil solche Untersuchungen auch direkt mit CAD durchgeführt werden können.

Für die Schmiedeteile, die in einer Anzahl von mehr als 50 Stück benötigt werden, lohnt es sich, ein einfaches Schmiedewerkzeug herzustellen. An diesen Rohlingen wird zwar deutlich mehr gefräst als bei Serienrohsteinen, dennoch reduzieren sich die Prototypenkosten deutlich.

Die kostengünstigste Möglichkeit der Prototypenfertigung ist, wenn Roh- oder Fertigteile aus der Serienfertigung mit Nacharbeit verwendet werden können.

Mit der Prototypenfertigung der Module, wie z. B. eine komplette Achse, sollte erst dann angefangen werden, wenn die Prototypen für alle Einzelteile hergestellt und getestet sind. Somit wird vermieden, dass die Modulprüfung immer wieder gestoppt werden muss, weil ein Einzelteil frühzeitig versagt hat.

6.6.2.2 Validierung am Prüfstand

Die Validierung am Prüfstand wird in den Testeinrichtungen mit den Prototypenteilen vorgenommen und es wird angestrebt, die Bedingungen im Feld nachzubilden, was jedoch nicht immer gelingt.

Die Validierung an den Prüfständen ist sehr zeit- und kostenintensiv. Prüfkosten können bis zu 30% der Ge-

samtentwicklungskosten ausmachen. Zuerst benötigt man für jede Prüfungsart meist einen anderen Prüfstand (Maschinenkosten), dann sind mehrere teure Prototypen (Teilekosten) erforderlich und schließlich benötigt man gut ausgebildete Versuchingenieure (Personalkosten), die den Prüfplan erstellen, testen, Ergebnisse kommentieren und den Prüfbericht verfassen. Auch die Laufzeiten zur Fertigung der Prototypen und die Dauer der Prüfungen sind nicht zu unterschätzen. Außerdem werden die Prüfungen oft unterbrochen, weil ein Bauteil zu früh ausfällt (die Qualität der Prototypen ist nie so gut wie die von Serienteilen) oder die Prüfung des Moduls wird nicht bestanden. Dann muss alles von vorn wiederholt werden. Hinzu kommt auch, dass durch diese Prüfungen am Ende nur bestätigt wird, dass die Bauteile die Anforderungen erfüllen, aber nicht, ob diese gewichtsoptimiert sind. Schließlich entsprechen die Prüfbedingungen (Lastkollektive, -frequenzen, und -eingriffspunkte, Umweltbedingungen, Einfluss mit nicht getesteten Systemen und Bauteilen usw.) nur angenähert den tatsächlichen Einsatzbedingungen.

Es gilt zuerst zu prüfen, ob die geforderten Funktionen und Bauraumbedingungen erfüllt werden. Dann wird die Haltbarkeit kontrolliert unter statischen und dynamischen Lasten sowie in Raumtemperatur und in den extremen Umweltbedingungen. Auch Missbrauchsprüfungen, wenn die extremen Lasten bzw. Bedingungen herrschen, gehören dazu. Insofern sind mehrere Prüfungsarten an mehreren unterschiedlichen Prüfeinrichtungen durchzuführen [6]:

- ◆ Sichtprüfung,
- ◆ Bauraumprüfung,
- ◆ Funktionsprüfung,
- ◆ Verschleißprüfung,
- ◆ Missbrauchsprüfung,
- ◆ Umweltsimulationsprüfung,
- ◆ Betriebsfestigkeitsprüfung,
- ◆ Korrosionsprüfung.

Für viele Fahrwerkkomponenten gibt es AK-Lastenhefte (Arbeitskreis-Lastenhefte), die in Zusammenarbeit von mehreren (deutschen) Fahrzeugherstellern und Zulieferern ausgearbeitet sind und von allen Beteiligten akzeptiert werden. Darüber hinaus haben alle Hersteller ihre eigenen Prüfvorschriften, die jedoch erheblich voneinander abweichen können. Auch für die Prüfstandsprüfungen ist die Aufteilung in die Fahrzeugebenen System–Subsystem–Komponente maßgebend. Für jede Ebene gelten eigene Testeinrichtungen und Vorgehensweisen (**Bild 6-44**).

Die Ergebnisse haben ebenfalls unterschiedliche Aussagekraft:

Gesamtfahrzeugprüfungen haben den größten Aussagewert für das Gesamtfahrzeug, lassen sich jedoch aus Kosten- und Zeitgründen sowie Komplexität nicht immer realisieren (**Bilder 6-45 und 6-46**).

Systemprüfungen haben einen guten Aussagewert bezogen auf das Teilsystem, haben jedoch auf Grund



Bild 6-44: Vogelperspektive aus einem Versuchsräum mit Prüfeinrichtungen für Systeme und Komponenten



Bild 6-45: Achsvermessung (IKA, RWTH-Aachen)



Bild 6-46: Vier-Stempelanlage (ZF-Sachs)

ihrer Komplexität und des Aufwandes den Nachteil, dass die Ergebnisse nicht hinreichend statistisch abgesichert werden können. Systemprüfungen können aus-

sagekräftig nur als Simulationsversuch mit iterativer Vorgehensweise betrieben werden.

Subsystemprüfungen (Bild 6-47) haben einen nur geringen Aussagewert, da der Fokus auf wenige Komponenten gerichtet wird. Im Vergleich zu Systemprüfungen nimmt ihre Komplexität ab, die statische Aussagefähigkeit dagegen steigt. Sie können als Einstufenversuch, geblockte Belastung oder Simulationsversuch mit iterativer Vorgehensweise durchgeführt werden.

Komponentenprüfungen (Bild 6-48) sind nur auf ein einzelnes Bauteil gerichtet. Die Aussagefähigkeit für das System ist demnach unwesentlich, die für das Einzelteil hängt von der Art des Versuches ab (Einstufenversuch, geblockte Belastung oder Simulationsversuch mit iterativer Vorgehensweise nach **Bild 6-49**).

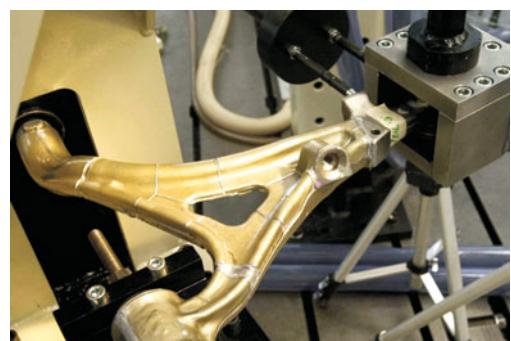


Bild 6-47: Dreiachsige Prüfung eines Lenkers

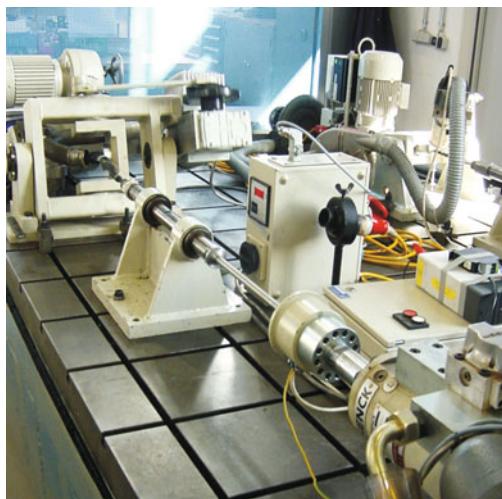


Bild 6-48: Kugelzapfen-Betriebsfestigkeitsprüfung

Erst durch die Zusammenführung der Versuchsergebnisse aller Ebenen gewinnt man aussagekräftige Erkenntnisse:

- ◆ Komponentenversuche (ausreichende Statistik),
- ◆ Subsystemversuche (ausreichende Statistik),
- ◆ Systemversuche (hoher Aussagewert),
- ◆ Missbrauchsversuche am Fahrzeug,
- ◆ Fahrzeug-Raffdauerläufe (Korrelation zum Systemversuch),
- ◆ Fahrzeug-Straßendauerlauftests (härterer Kundenbetrieb).

6.6.2.3 Straßen-Simulationsprüfstand (SSP)

Der Achsprüfstand simuliert im Laborversuch die bei verschiedenen Schlechtwegstrecken auftretenden Beanspruchungen an den Achskomponenten. Der Gesamtprüfstand besteht aus zwei spiegelbildlich angeordneten Belastungseinheiten, die jeweils auf einer Drehplattform angeordnet sind, um die Prüfung von gelenkten Achsen zu ermöglichen. Dazu werden am Radaufstandspunkt Längskräfte, Seitenkräfte, Vertikalkräfte sowie Brems- und Sturzmomente in die Achsstruktur eingeleitet. Jede

Belastungseinheit besteht im Wesentlichen aus einer Grundplatte mit entsprechenden Zylinderböcken für die Antriebszylinder, der Krafteinleitungskinematik sowie einem Radersatz. Neben der Kraft-, Lenkmoment- und Antriebsmomenteinleitung ist auch eine Lenkwinkel simulation vorgesehen. Die Lenkwinkelsimulation ermöglicht Lenkwinkel einschläge bis zu $\pm 40^\circ$ mit einer maximalen Winkelgeschwindigkeit von 50°/s. Die Drehung des Lenkrads wird von einem servogeregelten Hydromotor ausgeführt. Ein ungeliebter Betrieb des Prüfstands ist möglich (**Bild 6-50**). Diese Prüfstände können bis zu 16 Kanäle (Hydropulszylinder) besitzen mit einer Simulationsbandbreite von bis 50 Hz. Es lassen sich maximal 60 Messkanäle anschließen und auswerten. Der Hydrauliköldruck beträgt 210 bar mit einer mittleren Ölfördermenge von 460 l/min. Die **Tabelle 6-6** zeigt die zugeordneten Fahrzeugkenngrößen und erzielbare Kräfte/ Hübe.

Durchführung der Prüfstandsiteration

Als Target-Signale bezeichnet man Lastdaten, die an der zu prüfenden Komponente bzw. dem System im Fahr- oder Prüfstandsversuch aufgenommen werden. Leider geben diese Target-Signale keine Auskunft über den Last-Zeit-Verlauf an den Krafteinleitungs punkten der servohydraulischen Zylinder. Aus diesem Grund müssen entsprechende Signale für die Prüf standsanregung berechnet werden, die man als Drive-Signale bezeichnet. Da ein mehraxialer Prüfstand aus mehreren Zylindern besteht, die sich gegenseitig beeinflussen und durch hochamplitudige Belastungen ein nichtlineares Prüfteil- und Prüfstandsverhalten verursachen, ist ein spezieller Prozess für die Drive-Signalgenerierung nötig. Dieser Vorgang gliedert sich in zwei Phasen:

1. *System-Identifikation* und
2. *Target-Simulation*.

Systemidentifikation

Bei der Systemidentifikation wird das dynamische Verhalten des gesamten Systems, inklusive Prüfstand, Prüfling, PID-Regler (Proportional-Integral-Differenzial-Regler) und der gesamten Messeinrichtung mathematisch beschrieben. Hierzu werden die Zylinder mit definierten Steuersignalen angeregt. Aus den

Prüfart	Einaxial	Mehraxial	Halbachse	Gesamtachse
Prüf- Stand				
Einstufen	sinnvoll	nicht sinnvoll	nicht sinnvoll	nicht sinnvoll
Last-kollektiv	sinnvoll	bedingt sinnvoll	nicht sinnvoll	nicht sinnvoll
Nachfahrvers.	sinnvoll	sinnvoll	sinnvoll	sinnvoll

Bild 6-49:

Mögliche Lebensdauertests auf Prüfmaschinen und deren Aussa gewert

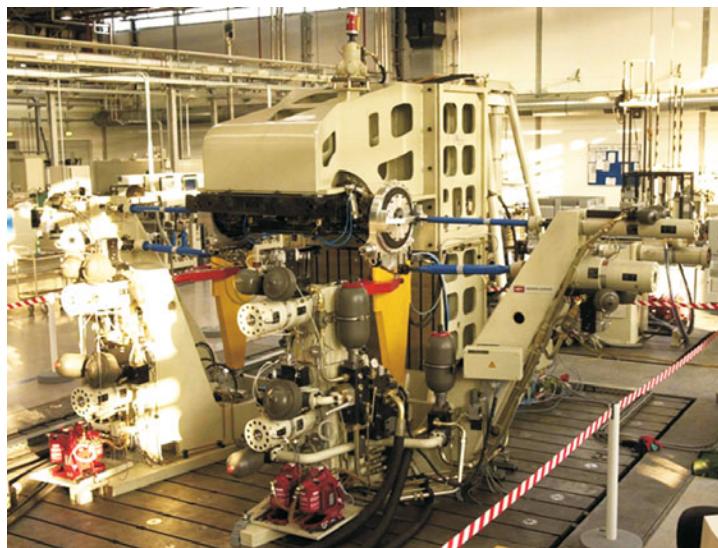


Bild 6-50:
Straßen-Simulationsprüfstand
für komplette Achsen
[Quelle: ZF Lemförder]

Tabelle 6-6: Spezifikationen für einen 16 Kanal Straßen-Simulationsprüfstand

Kanal-Nummer	Fahrzeug-Kenngröße	Antriebseinheit	Angriffspunkt	Maximalwert	
				Kraft +/-	Hub +/-
1 + 2	Längskraft	Hydraulikzylinder	Radaufstandspunkt	31,5 kN	100 mm
3 + 4	Querkraft	Hydraulikzylinder	Radaufstandspunkt	32,5 kN	100 mm
5 + 6	Vertikalkraft	Hydraulikzylinder	Radaufstandspunkt	53 kN	180 mm
7 + 8	Bremsmoment	2 Plungerzylinder	Radaufstandspunkt	5000 Nm	16°
9	Antriebsmoment	Drehzylinder	Radaufstandspunkt	3000 Nm	140°
10 + 1	Lenkmoment	2 Plungerzylinder	Radaufstandspunkt	3600 Nm	10°
12 + 13	Sturzmoment	Hydraulikzylinder	Radaufstandspunkt	10 kN	125 mm
14 + 15	Lenkwinkel am Rad	Hydromotor, hydrostatisches Lager	Radaufstandspunkt	3500 Nm	40°
16	Lenkradwinkel	Hydromotor	Radaufstandspunkt	350 Nm	450°

Eingangs- und Ausgangsgrößen lässt sich die Übertragungscharakteristik mittels einer Frequenz-Antwort-Funktion errechnen.

Nach einer ersten Beaufschlagung von Drive-Signalen ist darüber zu entscheiden, ob die errechnete Übertragungsfunktion, auch Modell genannt, das Prüfstandsverhalten hinreichend wiedergibt, oder ob eine weitere Beaufschlagung von definierten Rausch-Signalen notwendig ist. Je öfter die Übertragungsfunktion aktualisiert wird, umso genauer gibt die Übertragungsfunktion das Prüfstandsverhalten wieder. Diese Prozedur macht die Systemidentifikation zwar etwas zeitaufwendiger, reduziert aber die Anzahl der Iterationen bei der Target-Simulation.

Target-Simulation

Das in der Systemidentifikation erstellte Modell beschreibt den linearen Zusammenhang des gesamten Prüfstandes. Da sich aber das gesamte System stark nichtlinear verhält, müssen die Steuer-Signale wäh-

rend der Target-Simulation iterativ errechnet werden. Dazu wird die wahre systembeschreibende Übertragungscharakteristik, also das eben genannte Modell, aus der Identifikationsphase übernommen.

6.6.3 Validierung am Gesamtfahrzeug

Die Validierung am Gesamtfahrzeug wird an den Baustufenfahrzeugen zur endgültigen Abstimmung und später an den Vorserienvahrzeugen zur Qualitätsabsicherung vorgenommen. Die Tests werden durchgeführt

- ◆ auf physikalischen Prüfständen,
- ◆ auf realen Straßen (jeder OEM hat ausgesuchte, für den Dauerbetrieb repräsentative Strecken),
- ◆ auf Testgeländen unter Ausschluss der Öffentlichkeit (Nürburgring Nordschleife, Neustadt, Ehra-Lessien, Dudenhofen, Aschheim, Boxberg, Papenburg, Lommel (B), IDIADA (E), Miramas (F) etc.)

Tabelle 6-7: Liste einiger öffentlicher Testgelände, weltweit

Aberdeen Test Center	Magna Steyr
ACTS	MAG Research
Arctic Falls AB	Michigan Proving Ground
Arjeplog Test Center	Millbrook
ATP Papenburg	Neveda Automotive Test Center
Australien Automotive Research Centre	PMG Technologies
Bosch Boxberg	Prodrive
CERAM	Prototipo
Dayton T. Brown	Smirthers Winter Test Center
Defiance testing and engg.	Southwest Research Institute
IDIADA	Southern Hemisphere Proving Ground
Keweenow Research Center	TNO Otomotive
Lommel	Transportation Research Center

- ♦ in Extremgegenden, z. B. in Nordskandinavien (Winterbetriebs tests) oder Death Valley (USA) (Sommerbetriebs tests), auf Alpenpässen (Großglockner) (Bremsentests).

Mit den Tests am Gesamtfahrzeug werden unter den unterschiedlichen Umgebungsbedingungen die Fahrzeuggesamt funktionen, die gegenseitigen Einflüsse der Einzelsysteme, das Verhalten aller Bauteile, Werkstoffe und Betriebsstoffe geprüft. Die Tests liefern außerdem Aussagen zum Fahrerlebnis, zur Langstrecken- und Schlechtwetgiauglichkeit, zum Verhalten in Grenzsituationen und unter Extrembedingungen. Darüber hinaus werden technische Spezifikationen (Verbrauch, Beschleunigung, Höchstgeschwindigkeit usw.) vermesssen. Dabei werden alle fahrwerkrelevanten Betriebszustände eines Fahrzeugs berücksichtigt (Abschnitt 2.7):

- ♦ Fahren → Konstantfahrt, Beschleunigung, Überholfahrt, Rückwärtsfahrt, Anhängerbetrieb, Bergsteigung, Rampenfahrt, Geländefahrt, Schlechtstreckenfahrt, Notbetriebsfahrt-Schleppfahrt,
- ♦ Lenken → Kurvenfahrt, Seitenwindfahrt, Slalomfahrt, ISO Spurwechsel, μ -Split-Fahrt,
- ♦ Bremsen → Dauerbremse Talfahrt, Verzögerung bei Normalfahrt, Notfallbremsung, Bremsen mit Betriebsbremse sowie Haltebremse, μ -Split und μ -Jump-Bremsung.

6.6.4 Optimierung und Abstimmung

Einen sehr großen Anteil am Entwicklungsprozess eines Fahrzeugs nimmt die Optimierung und Abstim-

mung der Fahrwerke und Fahrwerkregelsysteme ein.

Die folgenden Optimierungen sind von Bedeutung:

- ♦ Gesamtgewicht und Gewichtsverteilung,
- ♦ Fahrdynamik, Fahrverhalten im Grenzbereich,
- ♦ Fahrwerkkomfort,
- ♦ NVH-Verhalten,
- ♦ Gesamtabstimmung,
- ♦ Fahrerlebnis.

Die Zieldefinition und Kompromissfindung in der Längsdynamik ist vergleichsweise einfach, weil es mehrere messbare Kriterien wie z. B. Bremsweg oder erreichbare Längsbeschleunigung gibt. Schwieriger ist es, einen guten markentypischen Kompromiss in der Quer- und Vertikaldynamik zu finden.

Vor allem in der Vertikaldynamik gibt es mit der Dämpfer- und Federabstimmung zahlreiche Einstellmöglichkeiten. Noch umfangreicher sind die Logik- und Parametereinstellungen von geregelten Vertikaldynamiksystemen. So kann es bei einer Dämpferregelung bis zu 500 Einstellparameter geben. Über 25 unterschiedliche Kriterien der Vertikaldynamik werden vom Testfahrer für unterschiedlich abgestimmte Fahrzeuge subjektiv bewertet und in einem Spider-Diagramm (*Ride-Meter*) eingetragen (**Bild 6-51**). Anhand der Unterschiede der Kurvenverläufe wird dann zwischen Fahrkomfort und Fahrdynamik der beste Kompromiss gesucht und dementsprechend eine Systemempfehlung abgegeben [30].

6.7 Serienbegleitende Entwicklung

Während der Serienproduktion muss ein problemloser und störungsfreier Produktionsprozess sichergestellt werden. Das Projektteam löst sich üblicherweise nach dem erfolgten Serienanlauf auf. Ein Abschlussgespräch ist hierbei angebracht, um die Erfahrungen und Ergebnisse für neue Projekte und andere Projektteams verfügbar zu machen: *lessons learned*. Ein kleines Entwicklungsteam begleitet die Serienproduktion weiter. Obwohl die Fahrwerkentwicklung mit unzähligen Erprobungs- und Dauerläufen abgesichert ist, können während der Serie immer wieder technische Probleme auftauchen, für die manchmal sehr schnell Lösungen gefunden und eingeführt werden müssen. Außerdem ist es notwendig, auch während der Serie durch KVP (kontinuierlicher Verbesserungsprozess) die Kosten zu senken. Es kann aber durch die Gesetzgebung oder Markttendenzen notwendig werden, gewisse Neuerungen nachträglich umzusetzen. Kurzum, die Entwicklungsaktivitäten laufen weiter.

Die Änderungen – wenn sie nicht dringend erforderlich sind – werden immer zusammen mit dem Modelljahrwechsel, in der Regel nach den Sommerferien eingeführt, um den Produktionsablauf und die spätere Ersatzteilversorgung nicht zu stören. Auch in der Mitte der Gesamtaufzeit von 6 bis 8 Jahren wird eine

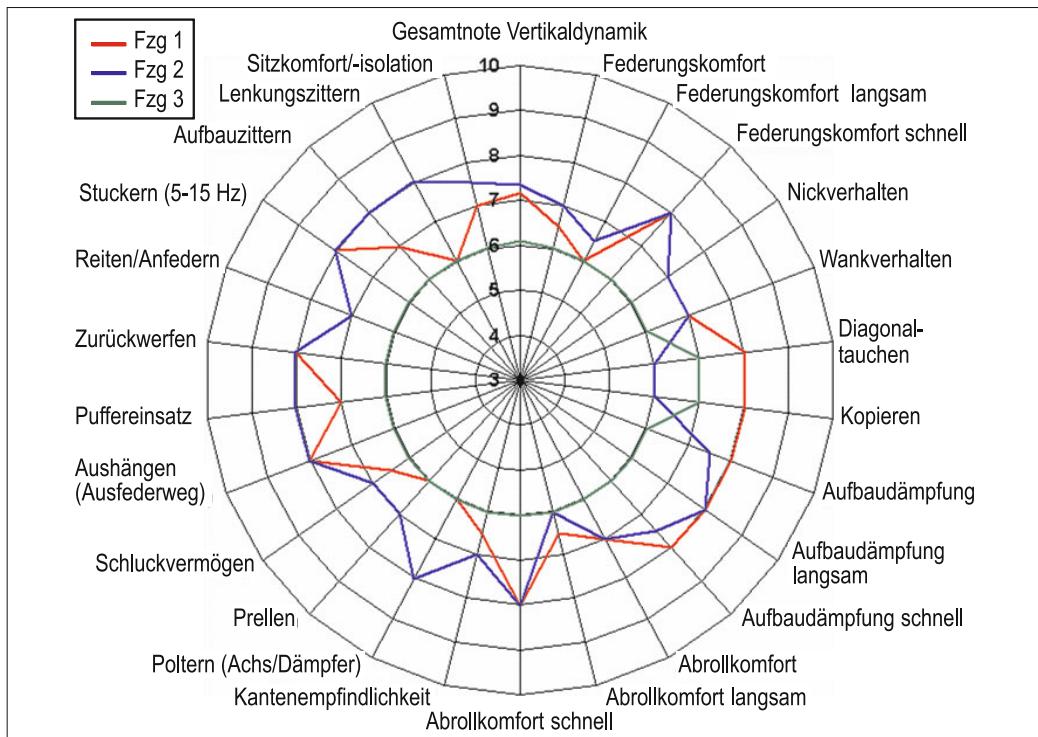


Bild 6-51: Spider-Diagramm (Ride-Meter) zur subjektiven Beurteilung der vertikaldynamischen Kriterien [30]

gründliche Aufbesserung und Aufwertung, *face lift*, vorgenommen, um das Modell zu aktualisieren. Dafür wird meist auch eine kleine Fahrwerkentwicklung notwendig, die in deutlich gestraffter Form abläuft, als die zuvor beschriebene.

und Erprobungen weiter reduziert wird, weil insbesondere die Beschaffung von Prototypen immer noch sehr zeitaufwändig ist und der Konstrukteur während des Prototypenbaus und der Testphase auf die Versuchsergebnisse warten muss [6, S. 620].

Die Entwicklung und die virtuelle Simulation heutiger Fahrwerke ist ohne die modernen, rechnerunterstützten Hilfsmittel nicht mehr vorstellbar. Durch deren Einsatz hat sich die Qualität der Fahrwerke und damit Fahrsicherheit und Fahrkomfort in den letzten 30 Jahren drastisch verbessert.

Ermöglicht haben es anfangs einfache, selbst geschriebene Programme und später dann aufwändige und umfangreiche Standardprogramme.

Die neuesten Softwareprogramme integrieren zusätzlich das gesamte Expertenwissen eines Unternehmens in einer übergeordneten Entwicklungsumgebung. Damit eröffnet sich eine neue Ära, in dem gebündeltes Firmenwissen unabhängig vom Standort der Entwicklung, firmencharakteristische und optimierte Lösungen innerhalb kürzester Zeit ermöglicht.

Grundsätzlich neue Radaufhängungen sind nicht in Sicht. Packageanforderungen und die Integration neuer Fahrwerkregelsysteme wie Luftfederung, Wankstabilisierung oder eine aktive Aufbaukontrolle aber auch neue Antriebskonzepte mit Elektromotoren zwingen die Fahrwerkentwickler jedoch immer wieder zu neuen Lösungen und Kompromissen.

6.8 Ausblick und Zusammenfassung

Die Fahrwerkentwicklung ist heute gekennzeichnet durch verkürzte Entwicklungszeiten, den verstärkten Einsatz rechnergestützter Entwicklungsmethoden, der Integration neuer elektronischer Fahrwerkregelsysteme und den Zwang zur Vereinheitlichung und Standardisierung.

Trotz der immer komplexer werdenden Fahrwerktechnologie verkürzen sich die Entwicklungszeiten von Modell zu Modell. Die meiste Zeit nehmen nicht mehr die reinen Entwicklungstätigkeiten, sondern Abstimmung, Organisation und Änderungsprozesse ein, obwohl der Begriff *design freeze* aus der Automobilindustrie stammt und Änderungen nach dem *design freeze* an sich nicht mehr zugelassen werden.

Während der Entwicklung lässt sich noch Zeit einsparen, wenn die Anzahl der physikalischen Prototypen

Die Fahrzeughersteller versuchen durch standardisierte Fahrwerke innerhalb des Unternehmens oder von Unternehmensgruppen die Entwicklungsaufwendungen und Entwicklungszeit zu reduzieren. Beispiele sind hier Plattform-, Baukasten- oder Modulstrategien. Die Hauptherausforderung ist dabei jedoch die Bestimmung der Anforderungen neuer Fahrzeuggenerationen und Fahrzeugklassen und die sinnvolle Umsetzung dieser Anforderungen in kosten- und gewichtsoptimierte Fahrwerke.

Diese Strategien erlauben eine Ressourcenverschiebung von den früher eher mechanisch orientierten hin zu mechatronisch geprägten Fahrwerken.

Literatur

- [1] Fecht, N.: Fahrwerktechnik für Pkw. Landsberg am Lech: Verlag Moderne Industrie, 2004
- [2] Ersoy, M.: Konstruktionsmethodik für die Automobilindustrie. Konstruktionsmethodik – Quo vadis? Symposium des Instituts für Konstruktionslehre, TU Braunschweig, Bericht Nr. 56. Braunschweig, 1999.
- [3] Genter, A.: Entwurf eines Kennzahlensystems zur Effektivitätssteigerung von Entwicklungsprojekten. München: Vahlen Verlag, 2003
- [4] Rememann, T.: Wettbewerbsvorsprung durch Supply Chain Management. Reihe: Arbeitsberichte – Working Papers, Heft Nr. 2. Ingolstadt, November 2003
- [5] Oberhausen, A.: Ford Product Development System. VDI-Bericht Nr. 1398, S. 355–374. Düsseldorf, 1998
- [6] Braess, Seifert: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2001
- [7] Berkefeld, V.; Döllner, G.; Söffge, F.: Fahrwerkentwicklung in 24 Monaten. Tag des Fahrwerks, s 128 Institut für Kraftfahrwesen, RWTH Aachen. Aachen, 2000
- [8] N.N.: Fahrwerkentwicklungsschritte bei VW / AUDI, 2005
- [9] N.N.: FORD on course to meet “one-year development time for a new car” target. Automotiv Engineering Feb. 2008
- [10] Wester, H. J.: Weniger ist mehr. 17. Aachener Kolloquium für Fahrzeug- und Motorenmechanik, S. 19–24. 6.–8. Okt. 2008, Aachen, 2008
- [11] Entwicklungsmethodik für mechatronischer Systeme VDI-Richtlinie 2206. Düsseldorf: VDI Verlag, 2004
- [12] Method Park: Projekt Kit für System-Software Automobil-Elektronik, S. 16. Landsberg am Lech: Verlag Moderne Industrie, 2005
- [13] Sommerlatte, T.: Innovations-Management. Digitale Fachbibliothek. Symposium Publishing, März 2006
- [14] ZF Lemförder: Zielwertkaskadierung. Interner Bericht, 2003
- [15] Taboada, M.: Automatisierte Targetkaskadierung. Dissertation, FH Berlin, Berlin, 2006
- [16] Wittenburg, J.: Dynamics of systems of rigid bodies. Stuttgart: Teubner, 1977
- [17] www.mscsoftware.com/products/adams.cfm
- [18] Noe, A.: Load-Cascading of Transient Multi-Axial Forces in Automotive Suspensions by Adams/Car. Proceedings of the 1st MSC.ADAMS European User Conference, London, Nov. 2002. MSC-Software, 2002
- [19] ZF Lemförder: Toleranzsensitivitätsberechnung mit Adams. Interner Bericht, 2003
- [20] Ersoy, M.: Neue Entwicklungswerzeuge für Pkw-Achsen. HdT-Essen, Fahrwerkstagung in München am 3./4. Juni 2003
- [21] Hiese, Wolfgang: Betriebsfestigkeits-Leitfaden, 4. Ausgabe. Friedrichshafen: ZF Friedrichshafen AG, 2003
- [22] Meyer, Prüßner, Reiner.: Die Topologieoptimierung im Einsatz beim VW. Altair User Meeting Stuttgart, 2001
- [23] Matschinsky, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge. Heidelberg/Berlin: Springer, 1998
- [24] Matschinsky, W.: Bestimmung mechanischer Kenngrößen von Radaufhängungen. Dissertation, Universität Hannover. Heidelberg, 1992
- [25] Albers, I.: Auslegungs- und Optimierungswerzeuge für die effiziente Fahrwerkentwicklung. Dissertation RWTH Aachen, Verlag fka, 2009
- [26] Elbers, C.; Albers, I.: Use of a Virtual Product Environment for Axle Suspension System Development and Joint Angle Calculation. FISITA World Automotive Congress, Yokohama (Japan), 2006
- [27] Albers, I.; Elbers, C.: OPT – Effiziente Kinematik-Optimierung in der Fahrwerksimulation. chassis.tech, München, 2009
- [28] Verband der Automobilindustrie e.V. (VDA): Sicherung der Qualität vor Serieneinsatz. Frankfurt am Main, 1986
- [29] Kruth, J. P.; Wang, X.; Laoui, T.; Froyen, L.: Lasers and Materials in Selective Laser Sintering. In: Journal of Assembly Automation, 23 (2003), No. 4, pp. 357–371
- [30] AUDI: Vertikaldynamische Bewertung Ride-Meter

7 Fahrwerkelektronik

Der Elektrik- und Elektronikanteil an der Wertschöpfung moderner Fahrzeuge liegt bei etwa 20 %. In Mittelklassefahrzeugen werden über 20 und in Oberklassefahrzeugen werden teilweise über 70 Steuergeräte verbaut. Die Fahrzeughersteller betrachten die Fahrzeugelektronik als Schlüsseltechnologie und Kernkompetenz. Prognosen sagen einen weiteren Anstieg des Elektro- und Elektronikanteils im Fahrzeug voraus. Sowohl die zunehmende Substitution hydraulisch betätigter Aggregate durch elektromechanische Systeme zur Verbrauchsreduktion als auch der Elektroantrieb werden die Bedeutung der Elektrik und Elektronik im Fahrzeug weiter stärken [1], [2].

Die starke Zunahme der Elektrik/Elektronik im Fahrzeug seit den 90er Jahren spiegelt sich auch im Fahrwerk wider. Die ersten Anwendungen der Elektronik im Fahrwerk betrafen die Bremse. 1987 war der Serienstart des Antiblockiersystems ABS. Im selben Jahr ging die adaptive Dämpferkontrolle in Serie. Weitere Meilensteine waren 1995 die Einführung des ESP und 2004 der Serienstart der Elektrolenkung bei der VW Golf-Plattform. (**Bild 7-1**) zeigt die Serienstarts wichtiger elektronisch gesteuerter Fahrwerksysteme.

Mit der Elektrolenkung und elektronisch geregelter Bremse (ABS, ESP, ...) werden heute zentrale Fahrzeugfunktionen durch die Fahrwerkelektronik realisiert. Das Antiblockiersystem und die elektronische Fahrzeugstabilisierung steigert wesentlich die Sicherheit der Fahrzeuginsassen.

Dieses Kapitel fängt an mit der Erläuterung von Motivation und Nutzen der Fahrwerkelektronik (Abschnitt 7.1). Die Abschnitte 7.2 bis 7.5 beschreiben typische Fahrwerkelektronikfunktionen geordnet nach Längs-, Vertikal- und Querdynamik. In Abschnitt 7.6 werden Vernetzungsspekte und in Abschnitt 7.7 Elektronik Soft- und Hardware erläutert. Der abschließende Abschnitt 7.8 zeigt auf, was bei der Entwicklung von Fahrwerkregelsystemen beachtet werden muss.

7.1 Motivation und Nutzen

7.1.1 Grenzen passiver Fahrwerke

Bei der Entwicklung passiver Fahrwerke steht man häufig vor einem Zielkonflikt, der sich im Rahmen passiver Fahrwerke nicht auflösen lässt. Elektronische Fahrwerksysteme können solche Zielkonflikte dagegen oft auflösen, weil eine fahrersituationsabhängige Adaption, Steuerung oder Regelung möglich wird. Beispielhaft werden in diesem Abschnitt drei solche Zielkonflikte und deren Auflösung mittels elektronischer Systeme dargestellt.

7.1.1.1 Zielkonflikt Dämpfungsauslegung

Bei der Auslegung eines mechanischen Fahrwerks mit Lenkern, Buchsen, Federn und Dämpfern muss immer ein Kompromiss zwischen Komfort, Handling und Fahrstabilität eingegangen werden. Möglichst hoher Komfort wird durch eine weitgehende Entkopplung des Fahrzeugaufbaus von der Straße erreicht. Dies führt zu stark schwankenden Radaufstandskräften und verringriger Bodenhaftung, was die Möglichkeiten einschränkt, ein Fahrzeug in kritischen Situationen in der Spur zu halten. Dagegen führt eine „sportliche“ Auslegung für gleich bleibende Radaufstandskräfte und gutes Spurhalten zu stärkeren Aufbaubeschleunigungen mit eingeschränktem Komfort.

Bei der Dämpferauslegung zum Beispiel ist daher ein optimaler Kompromiss zwischen harter Sicherheitsdämpfung und weicher Komfortdämpfung anzustreben [8]. Die Auslegung wird dadurch erschwert, dass die jeweils günstigste Abstimmung sowohl von der Fahrbahnoberfläche als auch von den vom Fahrer eingeleiteten Fahrmanövern abhängt.

Den Kompromiss, der bei der Abstimmung konventioneller Federn und Dämpfer eingegangen werden muss,

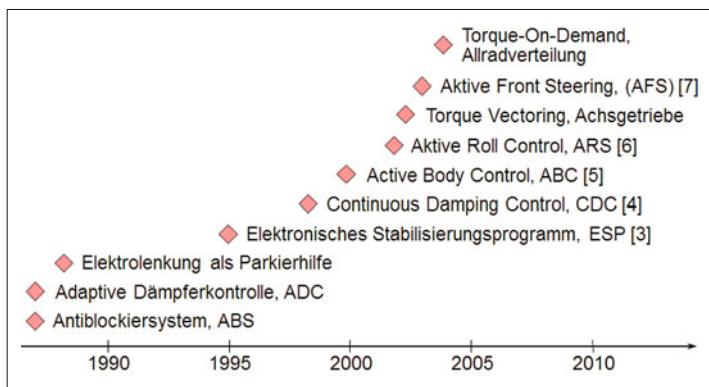


Bild 7-1:

Serienstarts typischer Fahrwerkssysteme [3], [4], [5], [6], [7]

zeigt Bild 7-2. Dabei ist auf der x-Achse der Effektivwert der Radlastschwankungen bezogen auf die statische Radlast aufgetragen und die y-Achse stellt die bewertete Schwingstärke dar. Das Komfortmaß wird aus einer gewichteten Summe bestehend aus Sitz-, Hand-, und Fußbeschleunigung des Fahrers gebildet und gibt die menschliche Wahrnehmungsstärke von unterschiedlichen Schwingungsanregungen wieder. Aufgrund der Hakenform der Kurven gleicher Dämpfung führt eine stetige Erhöhung der Aufbaufedersteifigkeit nicht nur zu einem schlechteren Komfortempfinden, sondern ab einem gewissen Punkt auch wieder zu erhöhten Radlastschwankungen (Bild 7-2). Analog dazu führt auch eine stetige Erhöhung der Aufbaudämpfung, die oberhalb des Wertes für minimale Radlastschwankungen liegt, wieder zu einer Verschlechterung.

Zur Auflösung dieser Zielkonflikte können verstellbare Dämpfersysteme beitragen. Eine konventionelle Feder-/Dämpferabstimmung stellt den Schnittpunkt zwischen einer Linie konstanter Dämpfung und einer Linie konstanter Federsteifigkeit im Konfliktchaubild dar. Im Gegensatz dazu sind Verstellsysteme, bezogen auf das Konfliktchaubild in der Lage, eine Linie konstanter Federsteifigkeit abzubilden. Entlang dieser Linie kann, durch Anpassung der Dämpfung, die Fahrsicherheit bzw. der Komfort gesteigert werden. In komfortrelevanten Fahrsituationen können die Amplituden der Aufbaubeschleunigung im Bereich zwischen den Resonanzfrequenzen durch Absenken der Dämpfung verringert werden. In kritischen Fahrsituationen werden die dynamischen Radlastschwankungen im Bereich der Eigenfrequenzen durch Anheben der Dämpfung minimiert.

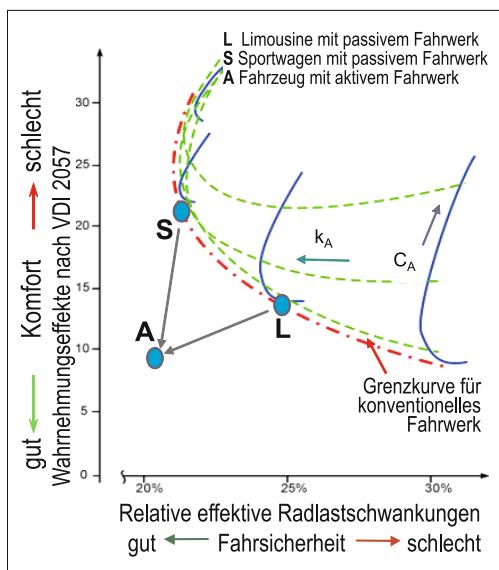


Bild 7-2: Zielkonflikt zwischen Komfort und Fahrsicherheit bei der Feder-/Dämpferabstimmung; Grenzkurven nach [9]

7.1.1.2 Zielkonflikt Federungsauslegung

Die Auslegung eines Fahrwerks erfolgt unter Berücksichtigung aller möglichen Beladungszustände. Hierzu zählen neben der Zuladung im Fahrzeuginnenraum auch eine mögliche Anhängerstützlast oder eine Dachlast. Zum einen muss die Federung entsprechend hart ausgelegt werden, um ein übermäßiges Einfedern des Fahrzeugs zu verhindern. Ein solches dauerhaftes Einfedern würde beispielsweise die verbleibenden Einfederwege für die Kompensation der Straßenanregung reduzieren und das Fahrzeug würde bei starker Anregung durch ein Schlagloch sehr schnell in den Dämpferanschlag gehen. Da je nach Achsauslegung auch die Vorspur und der Sturz von der Einfederung abhängig sind, können sich auch diesbezüglich nachteilige Effekte bei hoher Zuladung einstellen. Zum anderen wird eine auf maximale Beladung ausgelegte harte Federung tendenziell als unkomfortabel empfunden. Der Einsatz einer Niveauregulierung kann diesen Zielkonflikt aufheben. Das Einfedern bei Beladung wird durch die Niveauregulierung kompensiert und die Federwege werden wiederhergestellt.

7.1.1.3 Zielkonflikt Lenkübersetzung

Die heute üblicherweise durch das Lenkgetriebe und die Vorderachskinematik festgelegte Lenkübersetzung stellt immer einen Kompromiss zwischen ausreichender Agilität bei geringen Fahrzeuggeschwindigkeiten und nicht zu nervösem Lenkverhalten bei hohen Geschwindigkeiten dar. Speziell für die großen Lenkeinschläge beim Parkieren kann zwar in beschränktem Rahmen mittels nichtlinearer Zahnstangenteilung und Radaufhängungskinematik eine variable Kennung realisiert werden [10]. Die Notwendigkeit eines Kompromisses bleibt jedoch bestehen, speziell bei kleinen Lenkradbewegungen.

Der Zielkonflikt kann mit einer Überlagerungslenkung oder einer Hinterachslenkung aufgelöst werden. In Abhängigkeit von Fahrzeuggeschwindigkeit und Lenkradwinkel kann der Vorradlenkwinkel oder der Hinterradlenkwinkel in einem weiten Bereich flexibel eingestellt werden. Damit ist beim Parkieren eine direkte Lenkübersetzung realisierbar. Das reduziert beim Einparken den Lenkaufwand. Bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten ist eine indirekte Lenkübersetzung darstellbar, um das Fahrzeug im Hinblick auf kleine Lenkbewegungen ruhiger zu machen. Zudem kann die Hinterradlenkung die Fahrstabilität bei Hochgeschwindigkeit verbessern.

7.1.1.4 Forderung nach aktiven Systemen

An den oben beschriebenen Zielkonflikten ist zu erkennen, dass das Fahrwerk eine komplexe Aufgabe zu erfüllen hat, insbesondere auch, da in die Bewertung das subjektive Empfinden des Menschen eingeht. Die genannte Aufgabenvielfalt sollte das Fahrwerk mit geringem Aufwand an Gewicht, Bauraum und Kosten erfüllen, und dies möglichst unbeeinflusst von

Umweltbedingungen und konstant über die gesamte Lebensdauer des Fahrzeugs. Bei dieser komplexen Aufgabenstellung kann die Fahrwerkelektronik einen wichtigen Beitrag leisten sowohl zur Entschärfung der genannten funktionellen Zielkonflikte als auch zur Erzielung einer neuen Qualität der Fahrdynamik und des Fahrkomforts. Die Fähigkeiten mechatronischer Fahrwerkssysteme übersteigen damit die Leistungsfähigkeit passiver Fahrwerke bei weitem.

7.1.2 Fahrzeugführung

Bisher hat sich mit jeder neuen Fahrzeuggeneration die Fahrzeugführung vereinfacht. Elektronische Steuergeräte im Fahrzeug tragen heute wesentlich dazu bei, dass für diesen Trend noch kein Ende abzusehen ist. Und umgekehrt trägt dieser Trend zur weiteren Verbreitung der Elektronik im Fahrwerk bei. Elektronische Steuerungen und Regelungen im Fahrwerk greifen auf verschiedene Weisen in den Regelkreis Fahrer-Fahrzeug ein.

7.1.2.1 Regelkreis Fahrer–Fahrzeug

Die Fahreraufgabe unterteilt sich in Navigation, Fahrzeugführung und Fahrzeugstabilisierung. Die Wechselwirkungen zwischen Fahrerhandlungen und Fahrzeugreaktionen können als Vorgänge in einem geschlossenen Regelkreis aufgefasst werden, **Bild 7-3** [11], [12]. In diesem Regelkreis übernimmt der Fahrer die Aufgabe des Reglers und das Fahrzeug die Rolle der Regelstrecke.

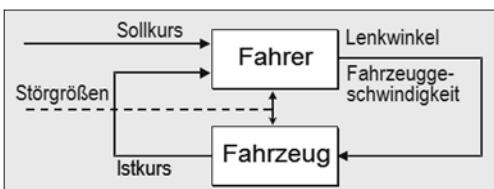


Bild 7-3: Regelkreis Fahrer–Fahrzeug [13]

In diesem Regelkreis wirken Störgrößen auf Fahrer (z. B. Sichtbehinderung) und Fahrzeug (z. B. Seitenwind, Fahrbahnunebenheiten). Stellgrößen sind der Lenkradwinkel, die Gaspedalstellung und die Bremskraft/Bremspedalstellung, welche an die Regelstrecke Fahrzeug weitergeleitet werden. Vorhandene Regelabweichungen werden vom Fahrer als Differenz zwischen Soll- und Ist-Kurs wahrgenommen.

Der geschlossene Regelkreis ist ein dynamisch arbeitendes System. Die Stabilität des geschlossenen Regelkreises in Bezug auf die Kurshaltung hängt vom Fahrer (z. B. Angemessenheit der Fahrzeuggeschwindigkeit), dem Fahrzeug (z. B. Fahrzeugstabilität bei schnellen oder periodischen Lenkbewegungen) und den Störgrößen (z. B. Fahrt auf Eis) ab.

7.1.2.2 Vereinfachte Fahrzeugführung

Zahlreiche elektronische Steuerungen und Regelungen unterstützen den Fahrer in seiner Aufgabe der Fahrzeugführung. Die Unterstützung kann ganz unterschiedlichen Charakter haben:

Physische Entlastung des Fahrers

Beispielsweise entlastet die Elektrolenkung den Fahrer von Lenkarbeit. Im erweiterten Sinne fallen unter diese Kategorie auch Komfortfunktionen, die den Fahrer vor vorzeitiger Ermüdung schützen.

Entlastung von unterlagerten Regelaufgaben

Ohne die elektronischen Fahrwerksysteme, muss der Fahrer je nach Fahrsituation auch unterlagerte Regelaufgaben bewältigen. Beispielsweise muss er bei Vollbremsungen hinsichtlich Bremsweg und Lenkbarkeit ein Blockieren der Räder vermieden, oder bei Anfahren auf Schnee und Eis ein Durchdrehen der Räder durch maßvolles Gasgeben verhindern. Heute übernehmen das Antiblockiersystem (ABS) und die Antriebsschlupfregelung (ASR) diese Aufgaben. Der Fahrer kann sich auf das Lenken konzentrieren.

Fahrzeugstabilisierung

Eine Verbesserung der Fahrstabilität sowie eine Kompensation von Störgrößen, die auf das Fahrzeug wirken, können mit einer Erweiterung des Regelkreises Fahrer–Fahrzeug durch einen **Fahrdynamikregler** (FDR oder ESP) erfolgen (**Bild 7-4**). Hierbei vergleicht der Fahrdynamikregler Ist- und Soll-Kurs des Fahrzeuges, der aus den Größen Lenkradwinkel und Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet wird. In einer kritischen Fahrsituation kann der Fahrdynamikregler durch unterschiedliche Stelleingriffe das Fahrzeug stabilisieren, (s. Abschnitt 7.6.2).

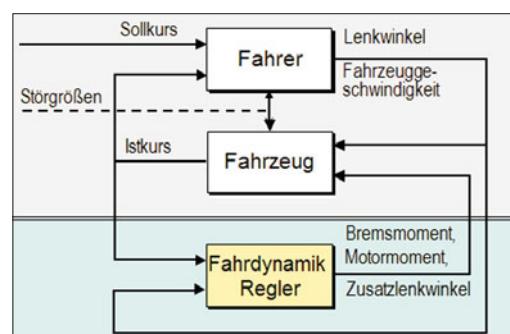


Bild 7-4: Erweiterter Regelkreis Fahrer–Fahrzeug [13]

Fahrerassistenz

Zur Erfüllung sehr komplexer Aufgaben der Fahrzeugführung werden häufig Fahrerassistenzfunktionen genannt. Darunter fallen im Zusammenhang mit Fahrwerksystemen und Lenkung beispielsweise Abstandsregelung, Staufolgefahren, Spurhalteassistent, Spurführungs-, Einparkassistent etc. (s. Abschnitt 8.8).

7.2 Unterteilung der Fahrwerkregelsysteme

7.2.1 Begriffsbestimmungen

In der Literatur sind häufig die Begriffe „Fahrwerkregelsysteme“ und „Fahrdynamikregelsysteme“ zu finden, wobei die verwendeten Definitionen für diese Begriffe nicht eindeutig sind. Daher soll im Folgenden eine geeignete Definition für die weiteren Betrachtungen eingeführt werden:

Fahrwerkregelsysteme

Unter dem Begriff „Fahrwerkregelsystem“ werden alle Fahrwerksysteme zusammengefasst, die einen Regelkreis beinhalten. Der Regelkreis kann dabei eine Elektronik als Regler umfassen, das ist aber keine Voraussetzung. Ein Beispiel für ein Fahrwerkregelsystem ohne Elektronik ist die hydraulische Niveauregulierung Nivomat.

Die Fahrwerkregelsysteme lassen sich weiterhin in die Fahrdynamik-, Fahrkomfortregelsysteme und Fahrerassistenzsysteme unterteilen.

Fahrdynamikregelsysteme

Der Begriff „Fahrdynamikregelsysteme“ beschreibt diejenigen Fahrwerkregelsysteme, welche das Ziel haben, die Fahrstabilität des Fahrzeugs zu erhöhen bzw. zu erhalten. Fahrdynamikregelsysteme unterstützen so mit den Fahrer bei seiner Aufgabe der Fahrzeugstabilisierung (s. Abschnitt 7.6.2). Ein bekanntes und verbreitetes Beispiel für ein Fahrdynamikregelsystem ist die Fahrzeugstabilisierung mittels Bremseneingriff (ESP).

Fahrkomfortregelsysteme

Der Begriff „Fahrkomfortregelsysteme“ beschreibt diejenigen Fahrwerkregelsysteme, welche das Ziel verfolgen, den Fahrkomfort zu erhöhen. Beispielsweise gehören elektronisch geregelte Stoßdämpfer in diese Klasse.

Fahrerassistenzsysteme

Unter dem Begriff „Fahrerassistenzsysteme“ werden diejenigen Regelsysteme zusammengefasst, welche den Fahrer bei seiner Aufgabe der Fahrzeugführung unterstützen [14]. Einparkassistent, Spurhalte- und Spurführungsfunktion gehören in diese Kategorie.

In Abhängigkeit der hinterlegten Funktionen im Fahrwerkregelsystem kann ein aktives Fahrwerksystem sowohl in die Gruppe der Fahrdynamik-, der Fahrkomfortregelsysteme oder der Fahrerassistenzsysteme eingeordnet werden. So bietet die Elektrolenkung sowohl Fahrkomfort- als auch Fahrerassistenzfunktionalität.

7.2.2 Unterteilung der Fahrwerkregelsysteme in Domänen

Zur Klassifizierung der Fahrwerkregelsysteme ist eine Einteilung in die Domänen Längs-, Quer- und

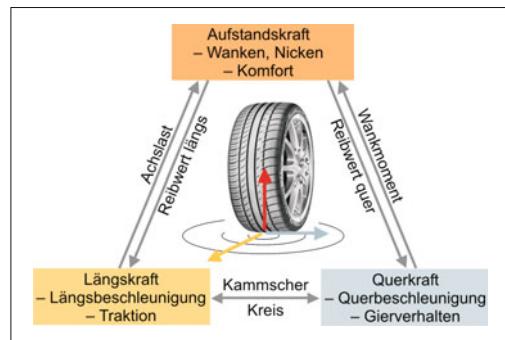


Bild 7-5: Kopplung der Längs-, Quer- und Vertikaldynamik über die Reifen (Kamm'scher Kreis)

Vertikaldynamik üblich. Beeinflusst ein System nur eine Domäne, so ist die Zuordnung des Systems zu einer Domäne eindeutig. Aber insbesondere im fahrdynamischen Grenzbereich des Reifens ist die Wirkung einzelner Systeme oft domänenübergreifend, **Bild 7-5**.

Beispiel Bremse: ein aktiver Bremseneingriff (ESP) zur Fahrzeugstabilisierung erzeugt durch die Änderung des Längsschlups an einem Rad als Primäreffekt eine Längskraft, die ein querdynamisch relevantes Giermoment um den Fahrzeugschwerpunkt hervorruft. Als Sekundäreffekt wird durch die Änderung des Längsschlups an dem gebremsten Rad gleichzeitig eine Änderung der Seitenkraft erzeugt, was ebenfalls ein Giermoment um den Fahrzeugschwerpunkt generiert. Da die Bremse neben der Längsdynamik auch wesentlich die Querdynamik beeinflusst, ist eine eindeutige Zuordnung der Bremse zu einer Domäne nicht möglich, (**Tabelle 7-1**).

Tabelle 7-1: Einteilung der Fahrwerkregelsysteme

Einteilung der Fahrwerkregelsysteme in Domänen (nach ihrer primären Funktion)			
Systeme	Domäne		
	Längsdynamik	Vertikaldynamik	Querdynamik
	Bremse	Stabilisator	Vorderradlenkung
	Mittelsperre	Federung	Hinterradlenkung
	Quersperre VA	Dämpfung	
Quersperre HA			

Die folgenden Abschnitte geben einen Querschnitt typischer Fahrwerkfunktionen [15]. Zur Darstellung der Funktionen wird teilweise eine spezielle Aggregatbauart vorausgesetzt, auch wenn das System noch in anderen Bauarten realisiert wurde.

7.3 Längsdynamikfunktionen

Fahrwerksysteme tragen vor allem aus zwei Gesichtspunkten zur Längsdynamik bei. Zum einen wird die Längsdynamik des Fahrzeugs wesentlich durch das Fahrwerksystem Bremse geprägt. Die Bremse kann dabei mit anderen Fahrwerksystemen vernetzt sein. Beispielsweise kann bei Vollbremsungen auf μ -Split ein automatisches Gegenlenken mit einer Überlagerungslenkung den Bremsweg deutlich reduzieren [17]. Zum anderen beeinflussen Vertikal- und Querdynamikfunktionen im fahrdynamischen Grenzbereich über den Reifen (Kamm'scher Kreis) in gewissem Maße auch die Längsdynamik. Ein Beispiel ist hier der Einfluss der dynamischen Radlasten, die durch elektronisch regelbare Dämpfer beeinflusst werden können.

Tabelle 7-2 gibt einen exemplarischen Überblick über Längsdynamikfunktionen mit Fahrwerkregelsystemen. Funktionen, die im Wesentlichen die Bremse nutzen, wurden bereits im Abschnitt 3.3.7 vorgestellt. Dieser Abschnitt zeigt mit Beispielen aus Traktionsregelung (auch Schlupfregelung genannt) und variabler Antriebsmomentverteilung (Torque Vectoring) einige typische Längsdynamikfunktionen mit Achs- und Allradverteilergetrieben.

Tabelle 7-2: Funktionen in der Längsdynamik-Domäne

Funktionen in der Kategorie Längsdynamik		Domäne				
		Bremse	Differential	Feuerung	Dämpfung	Stabilisator
Aufgabe						VA-Lenkung
Vorsteuerfunktionen	Fahrzeugverzögerung	x				
	Halten der Fahrzeuggeschwindigkeit	x				
Assistenzfunktionen	Übertragung Fahrervorgabe M Bremse	x				
	Rückmeldung (Pedalgefühl)	x				
Komfortfunktionen	Automatic Cruise Control (ACC)	x				
	Situationsadaptives ACC	x				
Stabilisierungsfunktionen	Hillholder	x				
	Hill Descent Control (HDC)	x				
	Soft-Stop Bremsung	x				
	Regenassistenz	x				
	Fadingassistenz	x				
	Bremschlupfregelung (ABS)	x				
	Antriebsschlupfregelung (ASR) (durch Motormanagement)					
	Differenzialsperrenfunktion (EDS)	x	x			
	Schleppmomentregelung (MSR) (durch Motormanagement)					
	Bremsassistent (BA)	x				

Entsprechend dem Verbreitungsgrad der Systeme werden nachfolgend die Allradverteilergetriebe (hoch motorisierte Pkw und Sportwagen, SUV, Geländewagen), anschließend die weniger verbreiteten Hinterachsdiiferenzialsperren (Geländewagen, hoch motorisierte Sportwagen) und schließlich die Funktion des Torque Vectoring Hinterachsgetriebe beschreiben.

7.3.1 Traktionsregelung mit dem Allradverteilergetriebe

Die Art der Traktionsregelung hängt von der Bauart des Allradverteilergetriebes ab. Entsprechend dem

Einsatzzweck der Fahrzeuge sind heute verschiedene Bauarten für Allradverteilergetriebe im Einsatz [18].

Offenes Längsdifferenzial

Ein Allradverteilergetriebe auf Basis eines Differenzials verteilt das Antriebsmoment in einem festen Verhältnis auf Vorder- und Hinterachse. Verliert eine Achse Traktion, dann kann auch an der anderen Achse nur begrenzt Antriebsmoment abgesetzt werden. Um einen Traktionsverlust zu vermeiden, wird mittels Motor- und Bremseingriff das Durchdrehen eines Rades verhindert. Diese Funktion ist eine Ausprägung der Antriebschlupfregelung (ASR) für Allradfahrzeuge. In Analogie zum Achsdifferenzial wird diese Funktion auch elektronische Differenzialsperre (EDS) genannt.

Regelziel der elektronischen Differenzialsperre ist es, den Radschlupf zu begrenzen. Stellgrößen sind das Motormoment und der Bremsdruck der vier Räder.

Systemvernetzung: die Funktion elektronische Differenzialsperre wird durch die Vernetzung von Motor und Bremse möglich. Ein zusätzlicher Steller (z. B. eine Sperrkupplung) wird in diesem Fall nicht benötigt. Dies ist ein gutes Beispiel für Systemvernetzung, die über die Summe der Einzelsysteme hinaus Zusatzfunktionen generiert.

Sperrbares Längsdifferenzial

Die im letzten Absatz erwähnte elektronische Differenzialsperre reduziert wegen des Motor- und des Bremseingriffs das Antriebsmoment und mindert damit die Fahrleistung. Um das zu vermeiden, kommen in Geländewagen häufig Längsdifferenziale zum Einsatz, die mittels einer Kupplung gesperrt werden können. Eine solche Kupplung wird auch Differenzialsperre genannt. Die Sperrung des Längsdifferenzials kann mittels einer schaltbaren Klauenkupplung oder mittels einer elektronisch regelbaren Lamellenkupplung erfolgen. Realisiert sind sowohl elektromechanische als auch hydraulische Kupplungsbetätigungen.

Regelziel ist die Begrenzung der Differenzdrehzahl zwischen Vorder- und Hinterachse, um damit die Traktion zu optimieren. Stellgröße ist der Anpressdruck der Lamellenkupplung, d. h. bei hydraulisch betätigter Kupplung der Hydraulikdruck und bei elektromotorisch betätigter Kupplung die Motorlage.

Systemvernetzung: Sperrbare Längsdifferenziale verfügen über eine eigene Regelung, sind aber im Rahmen der Traktionsregelung für den Motoreingriff mit der Motorelektronik und für den Bremseingriff mit dem Bremsensteuergerät vernetzt.

Torque-On-Demand / Hang-On-Kupplung

Ein Torque-on-Demand-Verteilergetriebe erlaubt eine achsindividuelle und fahrersituationsabhängige Verteilung des Antriebsmoments auf eine primär und eine sekundär angetriebene Achse. Die sekundär angetriebene Achse greift ihr Moment im Verteilergetriebe über eine regelbare Lamellenkupplung vom Hauptmo-

mentfluss der primär angetriebenen Achse ab. Erster Serienstart war 2004, BMW/Magna Steyr [19]. Für diesen Typ des Verteilergetriebes hat die Kupplungsregelung zwei Ziele:

Erstes Regelziel Längsmomentverteilung: Um Moment an die sekundär angetriebene Achse zu übertragen, muss die Kupplung im Eingriff bzw. geschlossen sein. Als Basisverteilung wird typischerweise ein Wert zwischen 100 % und 60 % des Antriebsmoments an die primär angetriebene Achse geleitet. Der Rest des Antriebsmoments wird an die sekundär angetriebene Achse geleitet. Auf der Basis des Motormoments, der Getriebeübersetzung und der Fahrsituation wird das an die sekundär angetriebene Achse zu übertragende Antriebsmoment berechnet. Aus diesem zu übertragenden Moment wird wiederum die Ansteuerung der Lamellenkupplung berechnet.

Zweites Regelziel Traktionsoptimierung: Ein Schlußfregler regelt die Differenzdrehzahl von Vorder- und Hinterachse, um das Durchdrehen der Räder einer Achse zu verhindern. Regelgröße ist die Differenzdrehzahl an der Lamellenkupplung. Stellgröße ist das Sperrmoment der Lamellenkupplung. Wird im Rahmen der Regelung die Kupplung vollständig geschlossen, dann wird sie nach einer gewissen Zeit gesteuert wieder geöffnet, um die Traktionsverhältnisse neu zu beurteilen (Bild 7-6).

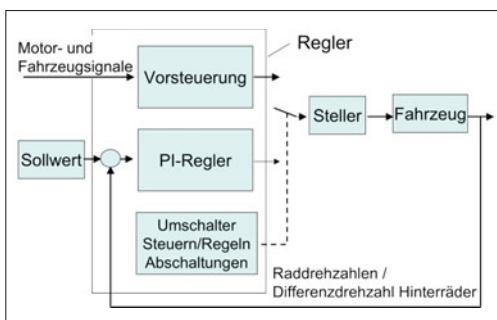


Bild 7-6: Regelkreis Differenzial mit Vorsteuerung und Betriebsartenumschaltung

Systemvernetzung

Torque-On-Demand Allradverteilergetriebe erlauben über die variable Verteilung des Antriebsmoments auf die Vorder- oder Hinterachse eine Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens. Das ermöglicht die Einbindung des Verteilergetriebes in die Fahrdynamikregelung. In Übersteuersituationen kann das Antriebsmoment mehr an die Vorderachse geleitet werden, um über die geänderten Reifenlängsschlupfverhältnisse das Seitenkraftpotenzial der Hinterachse (Vorderachse) zu erhöhen (schwächen). In Untersteuersituationen wird hingegen das Moment bevorzugt über die Hinterachse

abgesetzt, um das Seitenkraftpotenzial der Vorderachse (Hinterachse) zu stärken (zu schwächen).

7.3.2 Traktionsregelung Achsgetriebe

Sperrbare Achsdifferentialen kommen typischerweise an der Hinterachse zum Einsatz. Die Sperrung des Achsdifferentials kann mittels einer schaltbaren Klauenkupplung oder mittels einer elektronisch regelbaren Lamellenkupplung erfolgen. Nur in ausgewiesenen Geländefahrzeugen kommen Achsdifferenzialsperren auch an der Vorderachse zum Einsatz. An der Vorderachse verbaute sperrbare Achsdifferentiale sind meist nicht als regelbare, sondern als schaltbare Achsdifferentiale für ein permanentes Schließen in besonders schwerem Gelände realisiert.

Das Wirkprinzip eines geregelten Achsdifferentials ist analog zum geregelten Längsdifferential [20], statt der Begrenzung des Schlupfes zwischen Vorder- und Hinterachse geht es beim elektronisch geregelten Achsdifferential um die Begrenzung des Schlupfes zwischen den beiden Hinterrädern.

Traktionsoptimierung

Eine typische Situation für einen Sperreneingriff ist das Anfahren oder Beschleunigen auf einer Fahrbahn mit unterschiedlichen Reibwerten an den Hinterrädern (μ -Split). Ohne Sperreneingriff könnte das Rad mit dem kleineren Reibwert nur ein geringes Moment absetzen und würde über das Differential auch das absetzbare Moment an dem Rad mit dem höheren Reibwert beschränken. Das hätte drei negative Konsequenzen. Ein Rad würde durchdrehen, das Beschleunigungsvermögen wäre reduziert und wegen des großen Längsschlupfes wären auch die Seitenführungskraft und damit die Fahrsicherheit beeinträchtigt.

Um das Durchdrehen eines einzelnen Rades zu vermeiden, überwacht ein Schlußfregler die Differenzdrehzahl des linken und des rechten Hinterrades. Die Regelgröße ist die Differenzdrehzahl. Die Stellgröße ist das kontinuierlich einstellbare Sperrmoment an der Lamellenkupplung.

In die Sollwertberechnung für die Differenzdrehzahl fließt z. B. die Lenkradstellung ein, um unerwünschte Eingriffe aufgrund unterschiedlicher Raddrehzahlen bei Kurvenfahrt zu vermeiden. Wird im Rahmen der Regelung die Kupplung vollständig geschlossen, dann wird sie nach einer gewissen Zeit gesteuert wieder geöffnet, um die Traktionsverhältnisse neu zu beurteilen (Bild 7-6).

Agilität

Bei Kurvenfahrt mit hoher Querbeschleunigung wird die Radlast am kurveninneren Rad deutlich reduziert. Dadurch wird das am kurveninneren Rad absetzbare Moment reduziert. Bei einem offenen Differential wird so ungewollt das am kurvenäußersten Rad absetzbare Moment begrenzt. Eine Differenzialsperre kann diesem Effekt entgegenwirken und das Beschleunigungsverhalten in Kurven verbessern.

Systemvernetzung

Der Eingriff am Achsdifferenzial lässt sich mit dem Eingriff am Längsdifferenzial koppeln. Erkennt z. B. das Längsdifferenzial ein Schlupfereignis oder wird verstärkt Moment an die Hinterachse geführt, dann wird dies bei der Ansteuerung des Achsdifferenzials berücksichtigt. Eine weitere Vernetzung des Achsdifferenzials besteht zum ESP. Damit die Regeleingriffe an Achsdifferenzial und Bremse sich nicht beeinträchtigen, lässt sich das Achsdifferenzial während eines ESP-Eingriffs öffnen.

7.3.3 Torque Vectoring

Unter *Torque Vectoring* versteht man eine variable Antriebsmomentverteilung, bei der das Antriebsmoment an jedem Rad variabel und fahrsituationsabhängig eingeregelt werden kann. Im allgemeinen Sinne setzt dies ein regelbares Allradverteilergetriebe und ein Achsgetriebe mit variabler Momentverteilung voraus.

Ein offenes Achsdifferenzial, d. h. ein Achsdifferenzial ohne Sperrung, verteilt das Antriebsmoment zu gleichen Teilen auf die beiden Hinterräder. Aus dieser Momentverteilung resultiert kein Giermoment auf das Fahrzeug.

Ein gesperres oder teilweise gesperres Achsdifferenzial überträgt bei Kurvenfahrt Moment vom schneller drehenden, kurvenäußeren Rad an das langsamer drehende, kurveninnere Rad. Setzt man an den beiden Rädern den gleichen Reibwert und einen ähnlichen Schlupf voraus, dann führt dies um den Fahrzeugschwerpunkt zu einem Giermoment, das der Gierbewegung in der Kurve entgegenwirkt und das Fahrzeug untersteuernder macht.

Bei einem Achsgetriebe, das das Antriebsmoment individuell auf die Hinterräder verteilen kann, spricht man von einem *lateralen Torque Vectoring*. Es gibt verschiedene Realisierungen von Achsgetrieben zur Quermomentverteilung [18]. Eine mögliche Realisierung basiert auf einem Differenzial (s. Abschnitt

3.2.4). Zusätzlich zum Momentfluss durch das Differenzial verbindet je eine Lamellenkupplung die ins Schnelle untersetzte Eingangswelle mit linker und rechter Seitenwelle. Durch die Untersetzung ist es auch möglich, ein größeres Moment an das langsamer drehende Rad zu übertragen. Die Quermomentverteilung ermöglicht sowohl längs- als auch querdynamische Funktionen.

Agilitätssteigerung

Die ungleiche Antriebsmomentverteilung auf die beiden Räder der Hinterachse erzeugt bzgl. des Fahrzeugschwerpunkts ein zusätzliches Giermoment. Bei geringen und mittleren Geschwindigkeiten kann dies zur Verbesserung des Einlenkverhaltens genutzt werden, indem an das kurvenäußere Hinterrad verstärkt Moment geleitet wird (**Bild 7-7**). Ist die Grundabstimmung des Fahrzeugs untersteuernd, so lässt sich durch diesen Eingriff auch bei höheren Geschwindigkeiten ein neutraleres oder agileres Fahrverhalten realisieren.

Gierdämpfung

Bei hohen Geschwindigkeiten kann die Gierdämpfung erhöht werden, indem bei Kurvenfahrt das Antriebsmoment bevorzugt an das kurveninnere Hinterrad geleitet. Dadurch ergibt sich ein der Gierrate entgegengesetztes Giermoment. Die höhere Gierdämpfung wirkt sich stabilisierend aus, z. B. bei Fahrmanövern wie dem doppelten Spurwechsel.

Systemvernetzung

Die Vernetzung eines Torque-Vectoring-Achsgetriebes betrifft primär die Fahrdynamikregelung. Die Integration des Torque-Vectoring-Achsgetriebes in die Fahrdynamikregelung nutzt die Möglichkeit, über die radindividuelle Antriebsmomentverteilung ein definiertes, zusätzliches Giermoment zu erzeugen. Wenn auch noch eine Überlagerungslenkung im Systemverbund ist, dann lassen sich die Kraftvektoren an den Rädern in einem weiten Bereich flexibel einstellen.

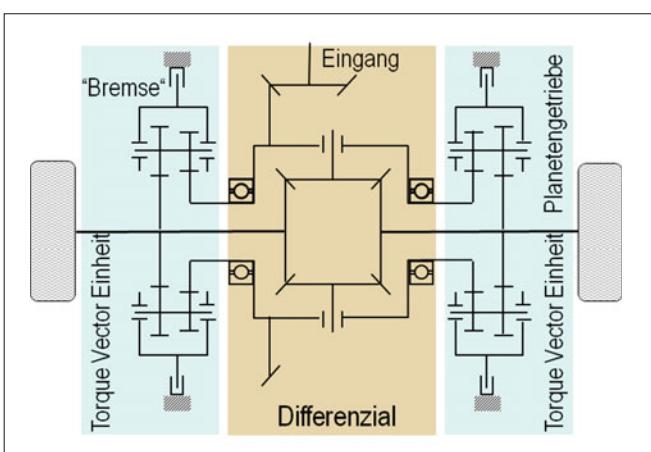


Bild 7-7: Torque Vectoring Achsgetriebe, radindividuelle Antriebsmomentverteilung als Funktion der Querbeschleunigung

7.4 Vertikaldynamikfunktionen

Vertikaldynamikregelsysteme bieten drei wesentliche Vorteile.

Erstens steigern Vertikaldynamiksysteme den Fahrkomfort und können auf den Fahrzustand bzw. die Straßenqualität reagieren. So lassen sich beispielsweise variable Dämpfer in ihrem Dämpfungsverhalten auf Schlechtwegstrecken anpassen.

Zweitens optimieren Vertikaldynamikregelsysteme über die Beeinflussung der Radaufstands Kräfte die Längs- und Querdynamik, speziell Fahrdynamik und Fahrsicherheit. Dies geschieht aber nur indirekt über den Kamm'schen Kreis des Reifens.

Drittens reduzieren die Vertikaldynamikregelsysteme, wie beispielsweise die Niveauregulierung, die Abhängigkeit des Fahrverhaltens vom Beladungszustand.

Verbreitete Vertikaldynamikregelsysteme sind neben variablen Dämpfern und der Niveauregulierung auch aktive Stabilisatoren und aktive Fahrwerke wie Active Body Control (ABC). **Tabelle 7-3** zeigt beispielhaft einige Vertikaldynamikfunktionen und die jeweils beteiligten Vertikaldynamiksysteme.

Tabelle 7-3: Funktionen der Vertikaldynamikdomäne

Funktionen in der Kategorie Vertikaldynamik		Domäne						
		Längs	Vertikal	Quer	VA-Lenkung	HA-Lenkung		
Aufgabe		Bremse	Differenzial	Federung	Dämpfung	Stabilisator	VA-Lenkung	HA-Lenkung
Aufsteuer- funktionen	Abstützung des Aufbaus Dosisierung der Rückstellkräfte			x				
Assistenz- funktionen				x	x	x		
Komfort- funktionen	Niveaumanpassung Eigenlenkverhalten Senken der Aufbaubeschleunigungen(sky-Hook) Nickausgleich Wankausgleich		x	x	x	x		
Stabi- sierungsfunktionen	Senken der Radlastschwankungen(Ground-Hook) Bedarfsgerechte Einstellung von Radauf- stands Kräften für Stabilisierungsfunktionen	x	x	x	x	x		

7.4.1 Variable Dämpfer

Bei der Auslegung passiver Dämpfer ist immer ein Kompromiss zwischen Komfort und Fahrsicherheit zu treffen (s. Bild 7-2). Durch elektronisch verstellbare Dämpfer wird dieser Zielkonflikt aufgehoben, da die Dämpfung kontinuierlich dem jeweiligen Fahrzustand angepasst werden kann [4], [21]. Serienstart der adaptiven Dämpfer war 1987 und für kontinuierlich verstellbare Dämpfer 1999 (s. Abschnitt 3.6.7).

Komfort

Die wesentliche Einzelsystemfunktion ist eine Komfortregelung der Dämpfung. Diese verfolgt das Ziel, den Fahrzeugaufbau optimal zu dämpfen und Fahrbahnanregungen so weit wie möglich nicht auf den

Fahrzeugaufbau zu übertragen. Dies umfasst als Teilaspekte auch eine optimale Wank- und Nickbedämpfung. Für variable Dämpfer wurden verschiedene Regelstrategien entwickelt. Zwei Beispiele sind die Schwellwertstrategie und die sogenannte Sky-Hook-Regelung [4], [21].

Schwellwertstrategie

Bild 7-8 zeigt die relativ einfache Sensorik für die sogenannte „Schwellwertstrategie“. Ein bis zwei Vertikalbeschleunigungssensoren messen die Bewegungen des Fahrzeugaufbaus. Die von den Beschleunigungssensoren ermittelten Signale werden laufend mit Schwellwerten verglichen und führen aufgrund des errechneten Verhältnisses zu einer Adaption der Dämpferkennung an die Fahrsituation, speziell die Fahrbahnbeschaffenheit.

Je nach Systemkonfiguration wird die Querbeschleunigung mit einem Beschleunigungssensor gemessen oder aus dem Lenkradwinkelsignal berechnet. Anhand dieser Signale wird neben der Querbeschleunigung auch die Änderung der Querbeschleunigung ausgewertet. Auf diese Weise kann auch das dynamische Wanken effizient reduziert werden.

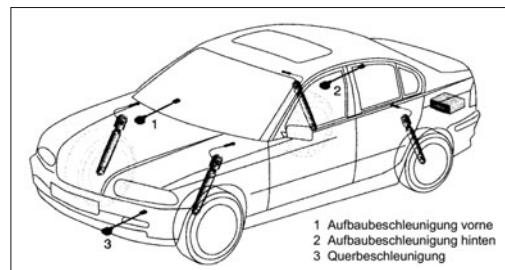


Bild 7-8: Systemaufbau und Sensorkonfiguration für die Schwellwert-Strategie [4]

Sky-Hook-Regelung

Dieser Ansatz geht von der Idee aus, dass der Federungskomfort dann optimal ist, wenn man den schwingenden Aufbau nicht gegenüber der unebenen Straße, sondern gegenüber dem Himmel (bzw. Horizont) dämpft. In einem Gedankenexperiment wird der Schwingungsdämpfer dazu nicht zwischen Aufbau und Rad, sondern zwischen Aufbau und einem hypothetisch mitgeführten Haken am Himmel angeordnet. Unabhängig von Fahr- und Straßenzustand wird so ein ruhiges, harmonisches Aufbauverhalten erreicht. Im Rahmen des Gedankenexperiments soll dann der reale Dämpfer die gleiche Kraft aufbringen, wie der Sky-Hook-Dämpfer. Folglich gilt:

$$F = k_{\text{sky}} \cdot v_{\text{Aufbau}} = k_{\text{D mpfer}} \cdot v_{\text{relativ}} \quad (7.1)$$

$$\Rightarrow k_{\text{D mpfer}} = k_{\text{sky}} \cdot \frac{v_{\text{Aufbau}}}{v_{\text{relativ}}}$$

Hieraus ergeben sich die in **Bild 7-9** dargestellten Betriebszustände. Um die Anforderungen an die „Sky-

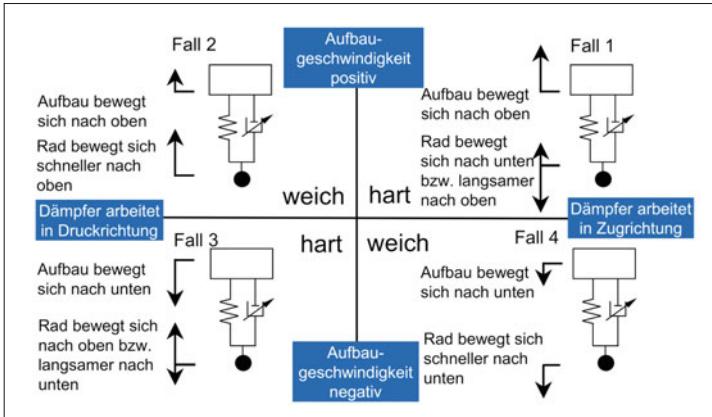


Bild 7-9:
Sky-Hook-Strategie für variable Dämpfer

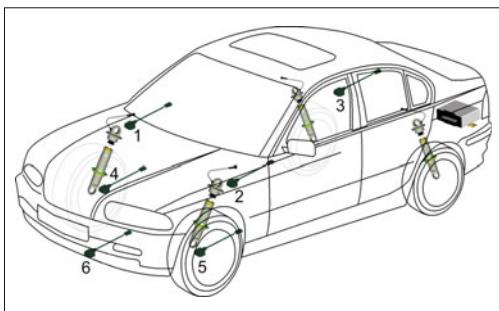


Bild 7-10: Systemaufbau und Sensorkonfiguration für die Sky-Hook-Regelung. 1: Aufbaubeschleunigung VR, 2: Aufbaubeschleunigung VL, 3: Aufbaubeschleunigung H, 4: Radbeschleunigung VR, 5: Radbeschleunigung VL, 6: Querbeschleunigung (optional Lenkradwinkel) [4]

„Hook-Strategie“ zu erfüllen, benötigt man Informationen über die Rad- und Aufbaubewegung. Deshalb steigt die Anzahl der Sensoren im Vergleich zu rein adaptiven Regelungen. **Bild 7-10** zeigt eine typische Sensorkonfiguration der Sky-Hook-Regelung. Allerdings betrachtet ein reines Sky-Hook-Konzept nur die Aufbaudämpfung. In der Praxis wird aus Gründen der Fahrdynamik bzw. der Fahrsicherheit (Fahrbahnkontakt der Räder) auch eine ausreichende Raddämpfung benötigt. Deshalb überlagern und korrigieren im Fahrbetrieb eine Vielzahl von fahrersituationsabhängigen Reglermodulen den reinen Sky-Hook-Ansatz. So umfasst die Betriebsstrategie z. B. die dynamisch Nick- und Wankdämpfung.

Systemvernetzung

Die Vernetzung der variablen Dämpfer ist in mehrfacher Hinsicht sinnvoll: Zum einen kann die Fahrdynamikregelung die variablen Dämpfer in kritischen Fahrsituationen nutzen, um die Radaufstands Kräfte optimal einzustellen und damit das Radquer- und Radlängskraftpotenzial möglichst groß halten.

Zum anderen ist die variable Dämpfung für optimalen Komfort mit anderen dämpfenden Systemen wie beispielsweise einer Wankstabilisierung zu vernetzen. So ist bei der Berechnung der Dämpfung für die variablen Dämpfer in Gleichung (7.1) der Anteil anderer Systeme zu berücksichtigen. Zur Vernetzung der variablen Dämpfer mit der Wankstabilisierung siehe Abschnitt 7.6.2, Vertikaldynamikmanagement.

Die Vernetzung der variablen Dämpfer mit der Bremse ermöglicht eine Reduzierung des Bremswegs, insbesondere auf schlechten Fahrbahnoberflächen, da Radlastschwankungen durch eine entsprechende Dämpferregelung reduziert werden können [22].

7.4.2 Aktiver Stabilisator

Zielsetzung

Der passive Stabilisator reduziert die Wankbewegung, ohne sie allerdings ganz unterdrücken zu können. Ein aktiver Stabilisator bringt im Stabilisatorrücken hydraulisch oder elektromotorisch ein Moment für die Abstützung des Fahrzeugaufbaus auf und kann die Wankbewegung bis hin zu relativ hohen Querbeschleunigungen sehr stark reduzieren [6]. Erster Serienstart war 2002, BMW / ZF Sachs (s. Abschnitt 8.4.3.5).

Wankstabilisierung

Um die Wankbewegung des Fahrzeugaufbaus zu unterdrücken, berechnet die Betriebsstrategie das über den aktiven Stabilisator zusätzlich auf den Aufbau aufzubringende Abstützmoment im Wesentlichen als Funktion der Querbeschleunigung. Die Aufteilung des Abstützmoments auf Vorder- und Hinterachse wird dann primär als Funktion der Geschwindigkeit bestimmt (**Bild 7-11**). Bei hohen Geschwindigkeiten erfolgt beispielsweise die Abstützung stärker über die Vorderachse, um die Seitenführungsfähigkeit der Hinterachse hinsichtlich der Fahrstabilität möglichst groß zu halten. Bei hohen Querbeschleunigungen wird der Wankausgleich nicht mehr vollständig vorgenommen, um den Fahrer über das Erreichen des fahrdynamischen Grenzbereichs zu informieren.

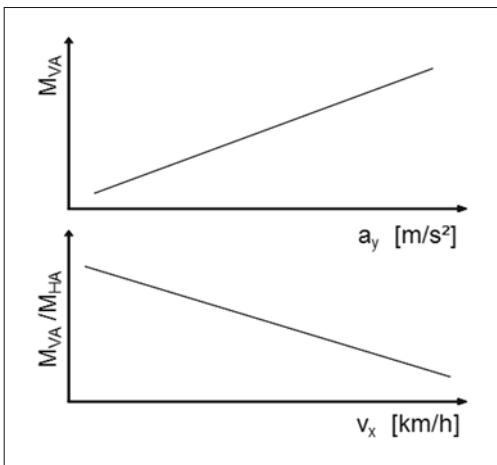


Bild 7-11: Wankabstützung als Funktion der Querbeschleunigung (oben), Eingriffsverhältnis Vorder-/Hinterachse als Funktion der Geschwindigkeit (unten)

Komfortfunktion

Bei Geradeausfahrt wird kein Abstützmoment aufgebracht. Die Kopplung von rechtem und linkem Rad über den Stabilisator ist dann weitgehend aufgehoben. Das sogenannte Kopieren von einseitig eingebrachten Störungen wird so reduziert und der Komfort verbessert. Beim hydraulischen Stabilisator wird dies erreicht, indem der Stabilisator praktisch drucklos geschaltet wird. Beim elektromechanischen Stabilisator wird die weitgehende Entkopplung von linkem und rechtem Rad über eine Regelung erreicht.

Systemvernetzung

Der fahrdynamische Einfluss des aktiven Stabilisators resultiert aus der Beeinflussung der Radaufstands Kräfte und der damit bedingten Änderung der Radquerkräfte. Eine Verlagerung der Wankabstützung von Vorder- zu Hinterachse oder umgekehrt ändert das Eigenlenkverhalten. Beispielsweise ändert eine Verlagerung der Wankabstützung an die Vorderachse das Fahrverhalten Richtung Untersteuern. Denn die zunehmende Radlastdifferenz an der Vorderachse reduziert wegen des nichtlinearen (degressiven) Reifenkennfelds die Seitentragfähigkeit der Vorderachse. An der Hinterachse stellt sich gleichzeitig der gegenläufige Effekt ein (s. Bild 2-130).

7.4.3 Niveauregulierung

Zielsetzung

Bei der Auslegung einer Stahlfederung besteht ein Zielkonflikt zwischen Härte der Grundfederung und Einfederung bei Beladung. Wird die Federung komfortabel und weich ausgelegt, so federt das Fahrzeug bei starker Beladung weit ein. Das reduziert den zur Verfügung stehenden Weg für dynamische Einf-

derungen und über die Achskinematik ändern sich je nach Achsauslegung auch Spur und Sturz. Eine Niveauregulierung stellt das Fahrzeughiveau unabhängig vom Beladungszustand ein und kann so diese Effekte kompensieren. Die Niveauregulierung kann beispielsweise hydropneumatisch (s. Abschnitt 3.5.7) oder mittels einer Luftfeder (s. Abschnitt 3.5.6) realisiert sein. Für die Systemvarianten siehe Bild 8-31.

Niveaausgleich

Zu unterscheiden sind Ein- und Zweiachs niveauregulierungen. Einachs niveauregulierungen an der Hinterachse dienen primär zum Ausgleich von Beladungsunterschieden, indem das Niveau auf die Solllage eingeregelt wird.

Das Niveau wird mit einem relativ langsamem Filter beobachtet. Wird eine dauerhafte Niveaabweichung festgestellt, dann beginnt der Regelvorgang. Zum Anfahren des gewünschten Niveaus kommen Vorsteueranteile zum Tragen. Bei starken Beschleunigungen und Kurvenfahrten wird der Beginn eines Regelvorganges unterbunden, um nicht auf Nicken und Wanken zu reagieren.

Niveauwahl

Zweiachs niveauregulierungen erlauben dem Fahrer zusätzlich zwischen verschiedenen Niveaus zu wählen. So kann z. B. ein hohes Niveau für Gelände- oder ein niedriges Niveau für schnelle Autobahnfahrt eingestellt werden. Ist das vom Fahrer gewählte Niveau für die Fahrzeuggeschwindigkeit zu hoch, dann wird das Niveau aus Sicherheitsgründen automatisch abgesenkt.

Systemvernetzung

Die Niveauregulierung hat eine langsamere Regel-dynamik als die anderen hier diskutierten Fahrwerkssysteme und kann deshalb weitgehend als Einzelsystemfunktion realisiert werden. Die Vernetzung mit anderen Systemen erfolgt typischerweise hinsichtlich des Austauschs von Sensorsignalen, z. B. werden Höhenstandsdaten und deren zeitliche Ableitung anderen Systemen zur Verfügung gestellt.

7.5 Querdynamikfunktionen

Die Querdynamikfunktionen sind durch die verschiedenen Lenkfunktionen dominiert, sei es die Elektrolenkung, die Hinterachslenkung oder die Überlagerungslenkung. **Tabelle 7-4** zeigt exemplarisch einige typische Querdynamikfunktionen. Zwar sind über den Reifen (Kamm'scher Kreis) zahlreiche Aggregate der Längsdynamik (Schlupf) und Vertikaldynamik (Radauflstands kraft) mittelbar auch für die Querdynamik relevant, aber eben nur indirekt über den Kamm'schen Kreis des Reifens. Deshalb stehen in diesem Abschnitt die verschiedenen Lenkungen im Mittelpunkt.

Tabelle 7-4: Funktionen in der Querdynamik-Domäne

Funktionen in der Kategorie Querdynamik		Domäne			
		Bremse	Differential	Vertikal	Quer
Aufgabe		Bremse	Differential	Federn	Dämpfung
Aufgabe	Spurführung Fahrzeugstabilisierung	x	x	x	x
Vorsteuer-funktionen	Übertragung der Fahrervorgabe		x	x	x
	Rückmeldung der Seitenkraft		x	x	x
Assistenz-funktionen	Parkassistenz	x	x	x	x
	Rangierassistenz für Pkw-Gespanne		x	x	x
	Spurführungsassistenz	x	x	x	x
	Spurwechselassistenz	x	x	x	x
Komfort-funktionen	VorhalteLenkung (SLD)		x	x	x
	Künstliches Lenkgefühl		x	x	x
	Veränderung des Eigenlenkverhaltens	x	x	x	x
	Variable Lenkübersetzung (VSR)	x	x	x	x
Stabilisierungs-funktionen	Fahrzeugstabilisierung	x	x	x	x
	μ -split Kompen-sation	x		x	x
	Seitenwindkompen-sation	x		x	x
	Roll-Over Prevention	x	x	x	x
	Anhängerstabilisierung	x	x	x	x
	Kurvenbremskontrolle	x	x	x	x

7.5.1 Elektrolenkung

Die elektromotorische Servolenkung dient wie die hydraulische Servolenkung primär der Lenkunterstützung [16]. Für die Beschreibung der elektromechanischen Lenkung siehe Abschnitt 3.4.5. Für die Querdynamikdomäne hat die Elektrolenkung besondere Bedeutung. Zum einen weil sie in den Fahrzeugen 100 % Serienausstattung ist, während zahlreiche querdynamisch relevante Systeme Sonderausstattungen sind. Zum anderen findet die Elektrolenkung wegen der CO₂-Einsparung im Vergleich zur Hydrolenkung starke Verbreitung bis in Fahrzeuge der Oberklasse und der Geländewagen.

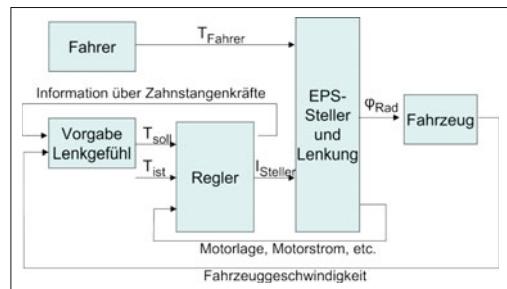
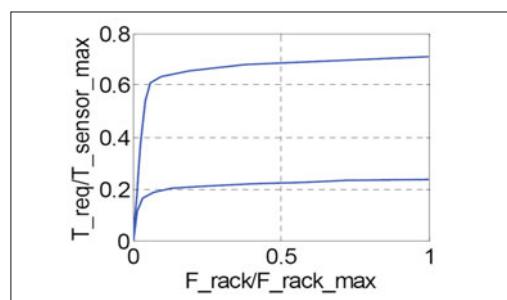
Lenkunterstützung

Die Lenkunterstützung wird in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet. Beim Lenken im Stand, z. B. während des Parkierens, ist die Lenkunterstützung maximal. Mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit nimmt die Lenkunterstützung ab, damit das Fahrzeug auch bei schneller Lenkbewegung im Bereich hoher Fahrzeuggeschwindigkeiten gut beherrschbar bleibt.

Zentrale Bedeutung hat das Lenkgefühl. Wesentliche Eingangsgrößen der Regelstrategie sind das Lenkmoment des Fahrers, das über einen Lenkmomentensor gemessen wird, und der Lenkradwinkel. Bild 7-12 zeigt einen Regelansatz, der als Regelgröße das Handmoment verwendet. Der Sollwert für das Handmoment wird in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Zahnstangenkraft berechnet, Bild 7-13. Die Zahnstangenkraft wird dabei mittels eines Beobachters berechnet. Stellgröße ist das Motormoment.

Optimierte Lenkgefühl

Der Fahrer wird durch die haptische Rückwirkung am Lenkrad über den Fahrbahnzustand informiert.

**Bild 7-12:** Regelkreis Elektrolenkung; Regelgröße: Fahrerhandmoment, Stellgröße: Motormoment**Bild 7-13:** Kennfeld für die Lenkunterstützung: dargestellt ist das einzuregelnde Handmoment für den Fahrer in Abhängigkeit der Zahnstangenkraft und der Geschwindigkeit (untere Kurve: Parkieren, obere Kurve: hohe Geschwindigkeit) [16]

Um die Fahrbahnbeschaffenheit über die Elektrolenkung möglichst realistisch und zeitnah an den Fahrer weiterzuleiten, können beispielsweise Informationen bzgl. der aktuellen Zahnstangenkraft oder bzgl. des Rauschens von Gierrate und Querbeschleunigung ausgewertet werden.

Aktiver Rücklauf

Die Elektrolenkung ermöglicht einen aktiven Rücklauf des Lenkrads in die Mittelstellung. Für diese Funktion werden die Abweichung von der Mittelstellung, die Lenkwinkelgeschwindigkeit sowie die Trägheits- und Reibungseffekte in der Lenkung berücksichtigt.

Weitere Funktionen

Die Elektrolenkung ermöglicht zahlreiche weitere Funktionen wie z. B. eine aktive Dämpfung des Lenkstrangs, um ein ungewolltes Aufschaukeln des Fahrzeugs zu verhindern.

Systemvernetzung

In der Vergangenheit war es meist üblich, dass die Elektrolenkung mit einem separaten Lenkwinkelsensor vernetzt war. Dieser Lenkwinkelsensor versorgte z. B. auch das ESP mit dem Lenkwinkelsignal. Inzwischen können die internen Sensoren der Elektrolen-

kung verwendet werden, um das Lenkwinkelsignal zu berechnen. Die Elektrolenkung stellt das Lenkwinkel signal anderen Steuergeräten wie z. B. dem ESP über Bus zur Verfügung. Dafür muss sichergestellt werden, dass die Elektrolenkung auch ein Lenken bei ausgeschalteter Zündung (z. B. im Stand) sensiert und den Lenkwinkel in dieser Situation korrekt erfasst.

Die Elektrolenkung erlaubt die Realisierung eines Einparkassistenten, siehe hierzu Abschnitt 8.8.4.

Sie bietet auch hinsichtlich der Fahrdynamikregelung Vernetzungspotenzial. Droht eine kritische Fahrsituation, so kann die Lenkunterstützung in geeigneter Art und Weise verstärkt oder vermindert werden, um dem Fahrer die Stabilisierung des Fahrzeugs zu erleichtern und eine weitere Verschärfung der Fahrsituation abzuwenden.

Bezüglich der Fahrerassistenz halten aktuell Spurhalteassistenten und Spurführungsassistenten Einzug in die Fahrzeuge. Dabei analysiert eine Kamera die Spurhaltung. Der Fahrer wird über das Verlassen der Spur informiert bzw. in der Spurhaltung unterstützt.

Beim Spurhalteassistenten wird über das Lenkrad eine haptische Warnung an den Fahrer gegeben. Beim Spurführungsassistenten wird dem Fahrer über die Lenkmomentunterstützung eine Lenkmomentempfehlung gegeben.

7.5.2 Überlagerungslenkung

Eine konventionelle Lenkung zeichnet sich durch eine feste Zuordnung von Lenkradstellung und Radlenkwinkel aus. Die Überlagerungslenkung erlaubt diesen Zusammenhang aufzubrechen, indem ein Elektromotor unabhängig vom Fahrer einen zusätzlichen Lenkwinkel aufbringen kann [7], [23]. Erster Serienstart war 2003, BMW / ZF Lenksysteme.

Variable Lenkübersetzung

Grundfunktion der Überlagerungslenkung ist die variable Lenkübersetzung. Der in Abschnitt 7.1.3 genannte Zielkonflikt zwischen möglichst direkter Lenkübersetzung beim Parkieren und möglichst indirekter Lenkübersetzung bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten wird durch die variable Lenkübersetzung aufgehoben. Die Lenkübersetzung wird dazu abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit eingestellt (**Bild 7-14**). Bei niedrigen Geschwindigkeiten wird die Lenkübersetzung direkt gewählt, um ein einfaches Parkieren zu erreichen. Bei hohen Geschwindigkeiten ist die Lenkübersetzung indirekter, um die Gierfreudigkeit des Fahrzeugs auf kleine evtl. ungewollte Lenkeingaben zu reduzieren.

Fahrdynamikregelung

Ferner bietet die Überlagerungslenkung die Möglichkeit stabilisierende Fahrdynamikeingriffe durchzuführen, z. B. im Rahmen einer Gierratenregelung [24]. Die Überlagerungslenkung eignet sich insbesondere für Eingriffe in Situationen, in denen das Fahrzeug übersteuert. Eine Reduzierung des Lenkwinkels kann

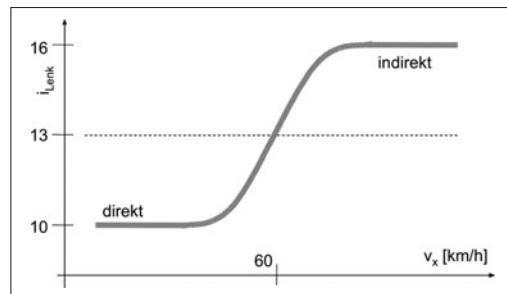


Bild 7-14: Überlagerungslenkung: Lenkübersetzung als Funktion der Fahrzeuggeschwindigkeit

hier die Gierrate vermindern und ein ungewünschtes Eindrehen des Fahrzeugs verhindern.

Fahrdynamische Eingriffe in Untersteuersituationen sind hingegen weniger effektiv, da das Querkraftpotential der Vorderräder hier ohnehin schon weitgehend ausgeschöpft ist und ein weiteres Einlenken sich nur degressiv auswirkt.

Systemvernetzung

Die Vernetzung der Überlagerungslenkung ist insbesondere im Rahmen einer Gesamtfahrdynamikregelung sinnvoll, siehe Abschnitt 7.6.2. Eine weitere Vernetzungsfunktion ist die Giermomentkompensation beim Anfahren und Bremsen auf einer Fahrbahn mit unterschiedlichen Reibwerten für linke und rechte Räder. Diese Funktion verhindert durch automatisches Gegenlenken bei Anfahren und Bremsen auf μ -Split ein Schrägziehen des Fahrzeugs. Ferner bietet die Überlagerungslenkung Potenzial im Rahmen von Fahrerassistenzfunktionen wie der Spurführungsunterstützung.

7.5.3 Hinterachslenkung

Während Hinterachslenkungen in Nutzfahrzeugen wie Bussen und schweren Lkw wie eine relativ große Verbreitung haben, um den Wendekreis im Rahmen zu halten, werden Hinterachslenkungen für Pkw aktuell nur von relativ wenigen Fahrzeugherstellern angeboten.

Hinterachslenkungen für Pkw bieten fahrdynamisch drei wesentliche Vorteile [25]:

- ◆ Erstens optimiert eine Hinterachslenkung die Agilität im Sinne von Gierfreudigkeit des Fahrzeugs.
- ◆ Zweitens verkleinert eine Hinterachslenkung den Wendekreis und verbessert das Fahrzeughandling.
- ◆ Drittens kann eine Hinterachslenkung für fahrdynamische Eingriffe zur Fahrzeugstabilisierung verwendet werden (siehe Abschnitt 3.4.8).

Bei niedriger Geschwindigkeit wird der volle Lenkwinkel ($< 8^\circ$) eingesetzt um die Manövrierfähigkeit zu verbessern (Wendekreis reduziert sich ca 15 %). Bei höheren Geschwindigkeiten (ab ca. 60 km/h) ist dagegen ein Lenkwinkel $< 4^\circ$ völlig ausreichend.

Heutige Systeme sind elektromotorisch realisiert [26]. Für die Spurverstellung an der Hinterachse sind zwei Systemvarianten möglich.

- ♦ Die erste Variante besteht aus einem Zentralsteller, bei dem ein Elektromotor über einen Spindeltrieb synchron die Spur von linkem und rechtem Rad verstellt.
- ♦ Die zweite Variante besteht aus je einer längenveränderlichen Spurstange für rechtes und linkes Rad. Grundsätzlich könnte man mit diesem System die Spur des rechten und linken Rades unabhängig voneinander einstellen.

Unabhängig von dieser zusätzlichen Möglichkeit stellt diese Variante zusätzliche Anforderungen hinsichtlich Synchronisierung der Spur von linkem und rechtem Rad, um eine fahrdynamisch problematische Nachlaufsituation zu vermeiden.

Bei beiden Varianten hat der Fahrer keinen mechanischen Durchgriff mehr auf die Hinterräder, was spezielle Anforderungen an die Systemzuverlässigkeit stellt.

Gesteigerte Gierfreudigkeit

Bis zu einer Geschwindigkeit von etwa 50 km/h lenken die Hinterräder typischerweise gegensinnig zur Vorderachse. Dadurch dreht das Fahrzeug schneller ein und wird gierfreudiger. Diese gesteigerte Agilität kann man auf zwei Weisen erzeugen: entweder als geschwindigkeitsabhängige Lenkübersetzung, siehe **Bild 7-15**, oder als fahrsituationsabhängig modellbasiert berechnetes Fahrzeugsollverhalten. Der zweite Ansatz vermeidet die Notwendigkeit, bei gebremster Kurvendurchfahrt wegen der „variablen Lenkübersetzung“ nachzulenken.

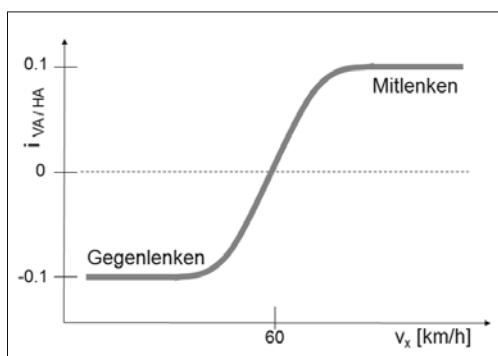


Bild 7-15: Übersetzungsverhältnis von Vorderachsradlenkwinkel zu Hinterachsradlenkwinkel als Funktion der Fahrzeuggeschwindigkeit

Erhöhte Gierdämpfung

Ab einer Geschwindigkeit von ca. 50 km/h lenken die Hinterräder gleichsinnig zur Vorderachse. Dadurch wird eine Gierdämpfung erreicht. Dies hat vor allem

bei Manövern wie dem doppelten Spurwechsel Vorteile hinsichtlich Fahrzeugstabilität und maximaler Geschwindigkeit, mit der das Fahrmanöver erfolgreich gefahren werden kann.

Reduzierung des Wendekreises

Durch die mitlenkenden Hinterräder wird der Wendekreis reduziert. Dies ist vor allem bei Fahrzeugen mit langem Radstand und damit tendenziell großem Wendekreis von Vorteil.

Lastwechselkompensation

Bei Kurvenfahrt im fahrdynamischen Grenzbereich kann die Lastwechselreaktion des Fahrzeugs durch eine Hinterachslenkung abgeschwächt werden, insbesondere das sogenannte Eindrehen des Fahrzeugs beim Übergang von Zug auf Schub.

Systemvernetzung

Das Vernetzungspotenzial der Hinterachslenkung ist ähnlich dem Vernetzungspotenzial der Überlagerungslenkung, d. h. insbesondere die Integration in die Fahrdynamikregelung, die Giermomentkompensation beim Anfahren und Bremsen und die Integration in Fahrerassistenzfunktionen wie Spurführung etc.

Besonders erwähnenswert ist die Systemvernetzung von Überlagerungslenkung an der Vorderachse und Hinterachslenkung [26]. Im Rahmen dieser Vernetzung lassen sich Querbeschleunigung, Gierrate und Schwimmwinkel gezielt und in gewissen Grenzen unabhängig voneinander einstellen. Damit wird der Zielkonflikt zwischen Agilität (Gierfreudigkeit) und souveränem Fahrgefühl (geringer Schwimmwinkel) zu einem gewissen Grad aufgehoben. Die beiden Steuergeräte der Überlagerungs- und Hinterachslenkung werden dabei von einem dritten Steuergerät koordiniert [26].

7.6 Systemvernetzung und Funktionsintegration

7.6.1 Systemvernetzung

In den voranstehenden Abschnitten 7.3 und 7.4 wurden unter der Überschrift Systemvernetzung bereits zahlreiche Beispiele für vernetzte Funktionen genannt. Zusammengefasst hat die elektronische Systemvernetzung folgende Hauptaspekte. Die Vernetzung

1. gestattet die Realisierung von Zusatztionalität, die die Einzelsysteme nicht bieten können. Beispielsweise können Motor- und Bremsensteuerung zu einer Fahrdynamikstabilisierung kombiniert werden, die so kein Einzelsystem realisieren kann.
2. ermöglicht die fahrzeugweite Nutzung von Sensorsignalen. Beispielweise werden die Raddrehzahlen vom Bremsensteuergerät erfasst und über den Fahrzeugbus allen anderen Systemen bereitgestellt.

3. hilft unerwünschte Systemwechselwirkungen zu vermeiden. So wird beispielsweise während eines ESP-Eingriffs eine Differenzialsperre geöffnet, um die Regelung des Radschlupfes zu vereinfachen.
4. bringt allerdings eine wesentliche Komplexitätsteigerung, die Fahrzeugherrsteller und Zulieferer vor immer neue Herausforderungen stellt. Im Zuge der zunehmenden Systemvernetzung werden häufig Funktionen, die bisher nur ein oder zwei Aggregate betrafen, durch Funktionen ersetzt, die gleich mehrere Systeme verschiedener Zulieferer vernetzen.

7.6.2 Fahrdynamikregelung

Eine Aufgabe der *Fahrdynamikregelung* (FDR) ist die Stabilisierung des Fahrzeugs in fahrdynamisch schwierigen Situationen (Übersteuern, Untersteuern), die sich durch ein weitgehend ausgeschöpftes Seitenkraftpotenzial auszeichnen. Wenn das Fahrzeug auch mit den Stabilisierungseingriffen nicht auf der vom Fahrer gewünschten Spur gehalten werden kann, dann soll zumindest ein Schleudern verhindert werden. Darauf soll der Seitenaufprall vermieden werden, der wegen der fehlenden Knautschzone meist schwerwiegenderen Unfallfolgen als der Frontalaufprall hat. Bild 7-4 zeigt den Fahrdynamikregler in Regelkreis Fahrer-Fahrzeug. Der Abschnitt 3.3.7.4, Funktionen des elektronischen Bremsystems, gibt eine Beschreibung der Fahrzeugstabilisierung mit dem ESP [27].

Gierratenregelung

Für die Gierratenregelung wird die Ist-Gierrate mit einer Soll-Gierrate verglichen. Die Soll-Gierrate wird dabei typischerweise über ein Einspurmodell berechnet (s. Abschnitt 2.5.3). Das einfachste quasistatische Einspurmodell lautet

$$\dot{\psi} = \frac{\delta_v}{l \left(1 + \frac{v^2}{v_{\text{char}}^2} \right)} \quad (7.2)$$

Der Parameter v_{char} ist die sogenannte Charakteristische Geschwindigkeit und beschreibt das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs. Das Einspurmodell stimmt mit dem Fahrzeugverhalten im linearen Bereich des Reifens und damit auf Hochreibwert etwa bis zu einer Querbeschleunigung von $3,5 \text{ m/s}^2$ sehr gut überein. Im normalen Fahrbetrieb treten höhere Querbeschleunigungen nur mit einem sehr geringen Anteil auf (< 5 %).

Dreht das Fahrzeug schneller/langsamer als über das Einspurmodell berechnet, dann ist das Fahrzeug übersteuernder/untersteuernder als das Einspurmodell. Für Definitionen der Begriffe Übersteuern und Untersteuern siehe Abschnitt 2.5.3.2. **Bild 7-16** zeigt vereinfacht die Berechnung der Sollgierrate beim ESP [28]. Die Berechnung der Sollgierrate mit einem erweiterten linearen Einspurmodell wird ergänzt durch Module zur Berücksichtigung der Steilkurvenfahrt, des Fahrbahnenwerts und zur Erkennung des Gegenlenkens bei μ -Split-Bremsen.

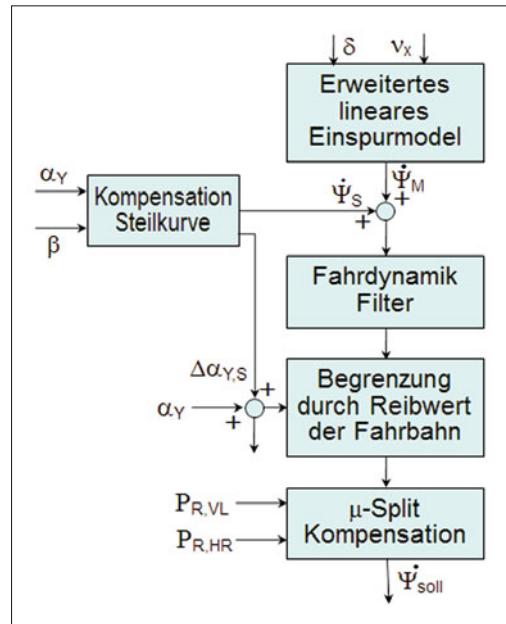


Bild 7-16: Blockschaltbild der Sollwertbestimmung für die Gierrate [28]

Schwimmwinkelregelung

Ergänzend zur Gierratenregelung wird die Regelung der Schwimmwinkelgeschwindigkeit ($\dot{\beta}$) verwendet. Diese kann näherungsweise aus Gierrate ($\dot{\psi}$) und Querbeschleunigung (a_y) berechnet werden.

$$\dot{\beta} = \frac{a_y}{v} - \dot{\psi} \quad (7.3)$$

Auch die Regelung des Schwimmwinkels kommt zur Anwendung. Aber die Schwimmwinkelregelung wird dadurch erschwert, dass der Schwimmwinkel mangels geeigneter, kostengünstiger Sensoren in Serienanwendungen bis heute nicht direkt gemessen wird. Die Berechnung des Schwimmwinkels, z. B. aus der Schwimmwinkelgeschwindigkeit, impliziert eine Integration. Diese hat den Nachteil, dass sich auch kleine Fehler in der Schwimmwinkelgeschwindigkeit aufintegrieren.

Typischerweise wird für die Fahrdynamikregelung eine Kombination aus Gierraten- und Schwimmwinkelregelung verwendet. Je höher der Schwimmwinkel ist und je zuverlässiger er in der aktuellen Fahrsituation geschätzt werden kann, desto höher wird er in der Regelung gewichtet. Ergebnis der Regelung ist ein stabilisierendes Giermoment. **Bild 7-17** zeigt ein vereinfachtes Blockschaltbild des ESP-Reglers mit Eingangsräumen.

Brems- und Motoreingriff

Die bremsenbasierte Fahrdynamikregelung nutzt den radindividuellen Bremseingriff, um dem Fahrzeug

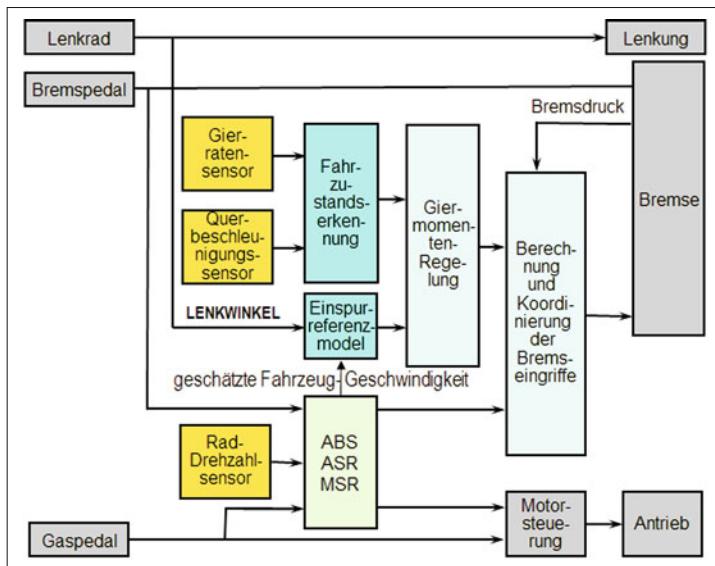


Bild 7-17:
Vereinfachtes Blockschaltbild
des ESP-Reglers mit Ein- und
Ausgangsgrößen [1]

ein zusätzliches Giermoment aufzuprägen und so die Gierrate und den Schwimmwinkel des Fahrzeugs zu beeinflussen und zu stabilisieren. In Untersteuersituationen wird in erster Linie das kurveninnere Hinterrad abgebremst, **Bild 7-18**. In Übersteuersituationen wird das kurvenäußere Vorderrad abgebremst. Zusätzlich wird sowohl in Über- als auch in Untersteuersituationen das Motormoment reduziert,

um die Fahrzeuggeschwindigkeit zu reduzieren und der von dem Fahrer über das Lenkrad gewünschten Fahrzeugbewegung anzupassen. Während mit dem beschriebenen Bremseingriff an jeweils einem Rad befriedigende Stabilisierungseingriffe erzielt werden können, sind heute beispielsweise aus Komfortgründen gleichzeitige Bremseingriffe an mehreren Rädern üblich.

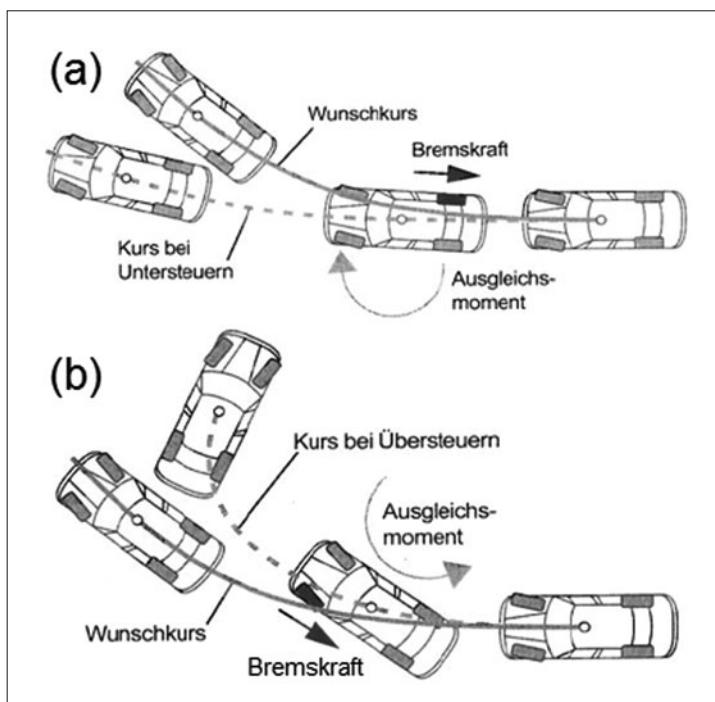


Bild 7-18:
Fahrzeugstabilisierung durch
Bremseingriffe in Über- und
Untersteuersituationen [1];
vereinfachte Darstellung: Bei
Untersteuern (Übersteuern)
Abbremsen des kurveninneren
Hinterrades (kurvenäußeren
Vorderrades)

Systemvernetzung

Die Fahrzeugstabilisierung über den Bremseingriff ist bereits eine vernetzte Funktion, weil der Bremseingriff mit einem Motoreingriff kombiniert wird. Die Verbreitung aktiver Systeme im Antriebsstrang und Fahrwerk eröffnet ganz neue Möglichkeiten einer vernetzten Fahrdynamikregelung [29], [30], [31], [32], [33].

Stehen mehrere Fahrwerksysteme zur Umsetzung des Stelleingriffs zur Verfügung, dann wird die Umsetzung dieses Giermoments mittels eines Arbitrierers auf die verschiedenen Antriebsstrang- und Fahrwerkssysteme aufgeteilt.

Die im Folgenden dargestellten Fahrdynamikeingriffe sind unterschiedlich effektiv. Teilweise sind diese Vernetzungen bereits in Serie realisiert. Teilweise befindet sich die Integration der Aggregate in eine übergreifende Fahrdynamikregelung noch in der Evaluierung bzw. Entwicklung.

Überlagerungslenkung: In leichten Übersteuersituationen kann die Überlagerungslenkung genutzt werden, um automatisch Gegenzulenken und so die Gierbewegung zu reduzieren. In Untersteuersituationen ist die Möglichkeit der Einflussnahme begrenzt, da ein weiteres Einlenken des Rades angesichts des ohnehin schon weitgehend ausgeschöpften Seitenkraftpotenzials nur degressiv zu einem weiteren Gierratenaufbau führt.

Hinterachslenkung: Die Hinterachslenkung kann sowohl in Über- als auch in Untersteuersituationen das Fahrzeug stabilisieren. In Untersteuersituationen mit ausgeschöpftem Seitenführungspotenzial an der Vorderachse, kann durch ein Mitlenken an der Hinterachse die Gierrate erhöht werden. In Übersteuersituationen kann die Hinterachslenkung durch ein Gegenlenken die Gierrate reduzieren.

Allradverteilergetriebe: In Übersteuersituationen (Untersteuersituationen) kann das Antriebsmoment vermehrt an die Vorderachse (Hinterachse) geleitet werden. Der Antriebsschlupf an der Vorderachse (Hinterachse) steigt, damit sinkt die Seitenführungskraft der Achse. Der Antriebsschlupf an der Hinterachse (Vorderachse) sinkt, damit steigt die Seitenführungskraft der Achse. Beide Effekte wirken einer Übersteuertendenz (Untersteuertendenz) entgegen.

Torque Vectoring Achsgetriebe: Durch die Möglichkeit das Antriebsmoment asymmetrisch zu verteilen, kann dem Fahrzeug ein zusätzliches Giermoment aufgeprägt werden. Dies erlaubt sowohl Über- als auch Untersteuerverhalten zu mindern. Folgende Eingriffe sind bei einem Torque Vectoring Achsgetriebe an der Hinterachse sinnvoll: In Übersteuersituationen (Untersteuersituationen) wird das Antriebsmoment verstärkt an das kurveninnere (kurvenäußere) Hinterrad geleitet.

Variable Dämpfer: Durch die Beeinflussung der Radauflandskräfte kann das Seitenführungsverhalten des Reifens je nach Bedarf erhöht oder reduziert werden. Eine Erhöhung (Verringerung) der Radauflandskraft führt zu größerer (kleinerer) Seitenführungskraft. Fer-

ner können variable Dämpfer genutzt werden, um ein „Eintauchen“ des Fahrzeugs im Sinne einer starken Wankbewegung zu vermeiden und dadurch ein auch subjektiv stabileres Fahrgefühl zu erzeugen.

Aktive Stabilisatoren: Das Aufteilungsverhältnis der Wankabstützung auf Vorder- und Hinterachse kann theoretisch genutzt werden, um einer Untersteuer- bzw. Übersteuertendenz entgegenzuwirken.

Erfolgt die Wankabstützung primär über die Vorderachse (Hinterachse), dann wird wegen der degressiven Reifenkenmlinie das Seitenführungspotenzial der Vorderachse (Hinterachse) reduziert, das wirkt einer Übersteuertendenz (Untersteuertendenz) entgegen. Die Dynamik aktueller Wankstabilisierungssysteme ist für eine effiziente Nutzung des Effekts allerdings zu langsam.

Aktive Fahrwerke: aktive Fahrwerke im Sinne eines Active Body Control kombinieren die Einflussmöglichkeiten der variablen Dämpfer und der aktiven Stabilisatoren.

Durch die voranstehenden Eingriffe können die Kraftvektoren an den Rädern noch flexibler und individueller vorgegeben und eingeregelt werden als mit Brems- und Motoreingriff alleine. Eine neue Art von Fahrdynamikregelung wird so möglich. Durch die fahrsituationsabhängige Verteilung des Eingriffs auf die verschiedenen Systeme kann der Eingriff effizienter, schneller und komfortabler sein:

- Der Eingriff ist schneller, da mit einer Überlagerungs- oder Hinterachslenkung sehr dynamisch korrigiert werden kann.
- Der Eingriff kann komfortabler sein, da ein Eingriff mittels Lenkung, Antriebsmomentverteilung oder Fahrwerksysteme im Vergleich zum Bremseneingriff meist weniger spürbar ist.
- Der Eingriff kann effizienter sein, da durch die Erhöhung der Radaufstandskraft an dem abzubremsenden Rad der Bremseingriff noch stärker sein kann. Auch lässt sich der Bremseingriff stärker applizieren, weil die Überlagerungslenkung bei μ -Split-Bremsungen den Fahrer vom notwendigen Gegenlenken entlastet.

Die Verteilung des Fahrdynamikeingriffs auf die verschiedenen Fahrwerk- und Antriebssysteme hängt insbesondere von der Dynamik der jeweiligen Systeme ab. Die Dynamik ist wiederum stark abhängig von der genauen hydraulischen oder elektromechanischen Realisierung des Aggregats. Bild 7-19 zeigt einige typische Eingriffszeiten (vgl. auch Bild 3-282 zu Schaltzeiten der variablen Dämpfer). Die weniger dynamischen Systeme werden benutzt, um das Fahrzeug entsprechend der Fahrsituation, den Straßenverhältnissen (z. B. Reibwert) und dem Fahrertyp hinsichtlich Über- und Untersteuertendenz zu „trimmen“. Die dynamischeren Systeme werden genutzt, um das Fahrzeug schnell zu stabilisieren, sobald ein überraschendes über- oder untersteuerndes Verhalten erkannt wird.

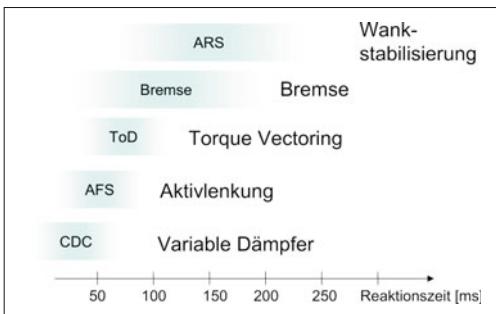


Bild 7-19: Typische Zeitkonstanten für die Eingriffsdy namik von Fahrwerksystemen

7.6.3 Funktionsintegration

Die Integration der verschiedenen Fahrdynamikre gelsysteme zu einem stimmigen und leistungsfähigen Systemverbund ist aus mindestens drei Gesichtspunkten eine Herausforderung:

1. Die Wirkungen der verschiedenen Fahrwerksysteme überlappen sich häufig. So müssen beispielsweise die Eingriffe von Bremse und Überlagerungs- oder Hinterachslenkung zur Fahrzeugstabilisierung auf einander abgestimmt sein, um eine unerwünschte Wechselwirkung der verschiedenen Regler auszuschließen.
2. Die meisten Aggregate sind für mehrere über greifende Funktionen wirksam. So ist die Überlagerungslenkung sowohl in die Funktion variable Lenkübersetzung wie auch in die Funktion Fahr zeugstabilisierung eingebunden. Der Zugriff der verschiedenen Funktionen auf den Steller muss ko ordiniert werden.
3. Die Entwicklung und Absicherung des gesamten funktionalen Systemverbundes ist auf Grund der Vielzahl an beteiligten Zulieferern, Abteilungen und Entwicklern sehr komplex.

7.6.4 Funktionsarchitektur

In der Vergangenheit waren die einzelnen Systeme weitgehend autark und autonom. Das heißt, für die Systemfunktion notwendige Sensoren waren im Systemumfang enthalten und Funktionen waren auf die einzelnen Systeme beschränkt. Heute indessen werden die einzelnen Sensoren von vielen Systemen genutzt und Funktionen sind über mehrere Aggregate verteilt. Der Schlüssel zur Beherrschung der damit verbundenen Komplexitätssteigerung ist eine leistungsfähige Architektur des Steuergeräteverbundes und der Funktionen, die sogenannte Elektrik-Elektronik-Architektur oder kurz E/E-Architektur. Generelle Anforderungen an die Architektur sind:

- ♦ Erweiterbarkeit / Skalierbarkeit,
- ♦ Modularität / Offenheit,
- ♦ Überschaubare Komplexität / Wartbarkeit.

Im Folgenden wird zuerst die Trennung von Betriebsstrategie und Stellfunktion vorgestellt. Diese Trennung haben alle leistungsfähigen Architekturen gemeinsam. Anschließend werden exemplarisch drei Architekturansätze vorgestellt, die alle in der Praxis realisiert sind.

Trennung von Betriebsstrategie und Stellfunktion

Die reine Stellfunktion, die im Aggregat einen Druck, einen Weg oder ein Moment einregelt, kann meist von der Betriebsstrategie, die das Fahrzeug- oder zumindest das Aggregatverhalten in Abhängigkeit der Fahrsituation definiert, getrennt werden. Diese Trennung ist heute in den meisten Fahrwerksteuerungen zu finden und ist deshalb ein wesentliches Architekturmerkmal. Dadurch wird z. B. ermöglicht, dass Betriebsstrategie und Stellfunktion von unterschiedlichen Entwicklungsteams oder Unternehmen erstellt werden. Häufig ist auch die Betriebsstrategie auf einem anderen Steu ergerät als die Stellfunktion untergebracht. Wird das Wirkprinzip eines intelligenten Stellers geändert (z. B. elektromechanisch statt hydraulisch), dann bleibt im Idealfall die Schnittstelle gleich und die höheren Funktionsebenen müssen nicht aufwändig angepasst werden.

Friedliche Koexistenz

Die ersten Vernetzungen im Fahrwerk basierten pri mär auf dem Austausch von Systemzuständen und Sensorsordaten. Die Funktionen waren im Wesentlichen den einzelnen Aggregaten zugeordnet. Es gab wenige übergreifende Funktionen. Durch die Abstimmung der Funktionen mittels Parametern wie Eingriffsschwellen wurde sichergestellt, dass die Funktionen sich nicht gegenseitig beeinflussen (**Bild 7-20**). So konnten z. B. variable Dämpfung und aktive Wankstabilisierung als autonome Systeme ohne funktionale Kopplung im plementiert werden, obwohl beide an der Dämpfung beteiligt sind.

Der Vorteil des Ansatzes „friedliche Koexistenz“ ist, dass die Entwicklung der Funktionen bis zu einem gewissen Grade unabhängig voneinander durchgeführt werden kann. Die Nachteile sind, dass die Applikation der Funktionen wegen der zahlreichen Fahrzeugvari anten und Kombinationen von Sonderausstattungen aufwändig ist und dass die Synergien der Systeme nicht optimal genutzt werden.

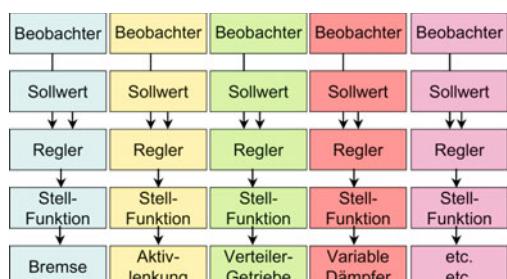


Bild 7-20: Architekturansatz „friedliche Koexistenz“

Kooperative Koexistenz

Auch bei der kooperativen Koexistenz sind die Systeme noch weitgehend autonom. Funktionale Synergien der Systeme werden dadurch genutzt, dass die Systeme über die Kommunikationsbusse gegenseitig Unterstützung anfordern und gewähren können. So kann z. B. das ESP bei den variablen Dämpfern eine Unterstützung in Form von optimierten Radaufstandskräften anfordern, die die Stabilisierung in speziellen Fahrsituationen begünstigen.

Die Kooperation hat den Nachteil, dass die Abstimmung der Funktionsparameter relativ aufwändig ist. Das wird dadurch verschärft, dass Motor-, Fahrzeug- und Fahrwerkvarianten zusammen mit den möglichen Kombinationen an Sonderausstattungen zu einer kaum handhabbaren Gesamtvariantenzahl aufsummieren. Die Parametrisierung jeder Variante muss letztendlich überprüft und freigegeben werden. Ändert sich die Parametrisierung eines Aggregates, dann muss der Freigabeprozess ggf. für den gesamten Systemverbund neu durchlaufen werden. Ferner ist die Übertragung der Parametrisierung auf andere Baureihen oder neue Fahrzeuge ebenfalls aufwändig, weil die Fahrzeugparameter an vielen Stellen im Systemverbund abgelegt sind.

Zentralregler

Der Zentralregler hat zwei wesentliche Vorteile. Zum einen verspricht man sich von einem Zentralregler eine vereinfachte Abstimmung der zahlreichen Varianten, da der Zentralregler modellbasiert arbeitet und daher weniger Applikationsparameter notwendig sind und die Applikationsparameter zentral und nicht über viele Steuergeräte verteilt abgelegt sind.

Zum anderen sind die Synergien der verschiedenen Antriebs- und Fahrwerksysteme von einem zentralen Fahrdynamikregler noch besser realisierbar, weil die Eingriffe aller Aggregate aus einer Zustandserkennung heraus synchronisiert stattfinden, die Regeleingriffe nicht gegeneinander arbeiten und die Regler sich nicht aufschwingen.

Der Vorteil eines Zentralreglers ist, dass der Regeleingriff in Abhängigkeit der Fahrsituation, der Stellreser-

ven und der Stelldynamik der verschiedenen Aggregaten verteilt werden kann (**Bild 7-21**).

Die Verteilung des Regeleingriffs kann z. B. das Ziel verfolgen, den Leistungsbedarf zu minimieren oder für das Fahrzeug in Summe eine möglichst große Haftreserve an den Rädern zu behalten. Die Randbedingung für die Optimierung sind die Stellgrenzen und die Stelldynamik. Ergebnis der Optimierung ist die Höhe der verschiedenen Stelleingriffe.

7.6.5 Standardschnittstellen / Autosar

Neben der Standardisierung der Architektur ist für die effiziente Wiederverwendbarkeit der Funktionsmodule die Standardisierung der Schnittstellen notwendig. Wesentliche Vorteile versprechen sich Fahrzeughersteller bzw. Zulieferer dadurch, dass die Schnittstellen dann nicht projektspezifisch mit jedem Lieferanten bzw. Kunden neu definiert werden müssen. Ferner wird es dann einfacher, bereits betriebsbewährte Module einzubinden und damit eine Verbesserung der Qualität zu erreichen.

Speziell zur Integration der Antriebs- und Fahrwerksaggregate wurden in der Vergangenheit verschiedene Ansätze veröffentlicht: Integrated Chassis Management (ICM) [34], Global Chassis Control (GCC) [35], Integrated Chassis Control (ICC). Über das Fahrwerk hinaus betrachtet Cartronic und AUTOSAR [36] das Gesamtfahrzeug.

Im Rahmen des AUTOSAR Konsortiums haben sich die wichtigsten Fahrzeughersteller und Zulieferer zusammengeschlossen, um Software-Module und deren Schnittstellen zu standardisieren. Das Fahrwerk betrifft dabei nur ein Teil der Standardisierungsbemühungen. **Bild 7-22** zeigt den Modularisierungsansatz in Applikation und Basissoftware. Bei der Lenkung umfasst die Applikation beispielsweise die Lenkfunktionen. Zwischen Applikation und Basissoftware befindet sich eine Schnittstellenschicht, die RTE (Real Time Environment) genannt wird.

Die Definition der Schnittstellen umfasst Signalaart, Wertebereich, Auflösung, Signalaktualisierungszeit und ggf. Berechnungsvorschrift. Die Standardisierung erleichtert es,

- ◆ die verschiedenen Softwaremodule eines Steuergerätes von unterschiedlichen Lieferanten zu beziehen und mit ggf. selbst entwickelten Modulen einfach zu integrieren,
- ◆ bei Neuprojekten einfach die Umstellung auf andere Microprozessortypen zu realisieren.

Basissoftware

Die Basissoftware umfasst die nicht aggregatespezifischen Funktionen. Dies sind beispielsweise:

- ◆ die Buskommunikation,
- ◆ die I/O-Funktionen, die Sensorsignale erfassen oder Aktuatoren ansteuern,
- ◆ das Betriebssystem,

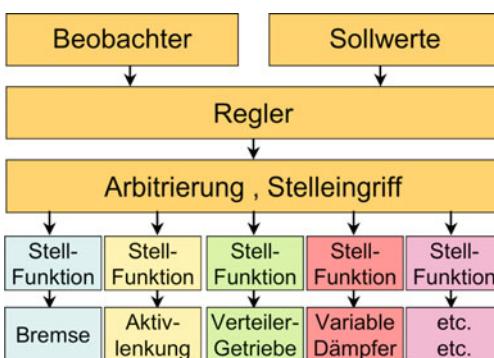


Bild 7-21: Architekturansatz „Zentralregler“

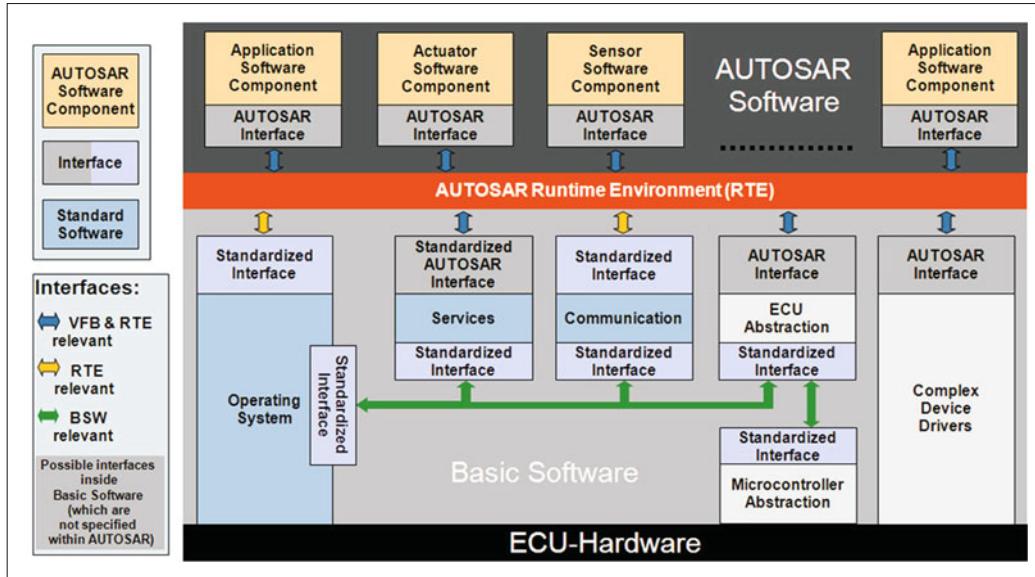


Bild 7-22: Architektur nach Autosar [38]

- ◆ die Diagnose im Sinne der Kommunikation mit dem Werkstatttestgerät,
- ◆ die Diagnose im Sinne des Erkennens von Fehlern im Steuergerät und im System,
- ◆ die Funktionen zur Neuprogrammierung des Steuergerätes in der Werkstatt (Flashen).

Der Fahrer erlebt die Basissoftware nur indirekt. Die Basissoftware ist deshalb nicht wettbewerbsrelevant. Entsprechend weit sind Standardisierung und Nutzung von Autosar-Basissoftware vorangegangen.

Applikation

Im Gegensatz zur Basissoftware ist die Applikation durchaus für den Fahrer erlebbar und die Fahrzeughersteller differenzieren sich über spezielle Funktionen und Funktionsausprägungen. Evaluierungen der Fahrwerkschnittstellen nach Autosar liegen vor [37]. Wegen der im Vergleich zur Basissoftware höheren wettbewerbsrelevanz der Applikationssoftware wird die Standardisierung hier noch etwas länger dauern.

7.7 Elektronik-Hardware, Sensorik und Aktuatorik

Nachdem in den voranstehenden Abschnitten die funktionalen Aspekte der Fahrwerkelektronik im Mittelpunkt standen, beschreibt dieser Abschnitt die Besonderheiten der Elektronik-Hardware, der Sensoren und der Aktuatoren im Fahrwerk.

An die Fahrwerkelektronik mit ihren Sensoren und Aktuatoren werden in Anbetracht des Einbaorts in der Achse spezielle Forderungen hinsichtlich Dichtig-

keit, Schwingungsfestigkeit und Temperatur gestellt. Hinsichtlich der elektronischen Steuergeräte muss unterschieden werden, ob die Steuergeräte im Fahrwerk / Motorraum (typische Beispiele Lenkungs- und Bremsensteuergerät) oder im Fahrzeuginnenraum mit deutlich geringeren Anforderungen verbaut sind (z. B. Niveauregulierungssteuergerät).

7.7.1 Technologiebeispiele

Für die Elektronik kommen je nach Anforderungen verschiedenste Technologien zur Anwendung. Bei der Auswahl der für die spezielle Anwendung geeigneten Technologie sind insbesondere zu berücksichtigen:

- ◆ Temperaturbereich,
- ◆ Schwingungsbelastung,
- ◆ Bauraumvorgabe,
- ◆ Erforderliche Stromtragfähigkeit,
- ◆ Stückzahl.

Da eine komplette Übersicht der aktuell angewandten Technologien diesen Rahmen sprengen würde, konzentrieren wir uns mit der PCB(*Printed Circuit Board*)- und der Mikrohybrid-Technologie auf die zwei im Fahrwerkbereich verbreitetsten Technologien.

Bild 7-23 zeigt einen Vergleich der Technologien unter den genannten Randbedingungen.

Anbauelektronik mit Mikrohybrid-Technologie

Für Systeme mit hoher Schwingungs- und Temperaturbelastung (bis 145 °C) bei gleichzeitig begrenztem Bauraum und hoher Stückzahl kommt die sogenannte Mikrohybrid-Technologie zur Anwendung. Dabei sind die elektronischen Bauteile (teilweise ohne eigenes Ge-

	Separates Steuergerät	Anbau-Steuergerät	Integriertes Steuergerät
Aggregat			
Steuergerät			
Einbauort	Innen- oder Motorraum	Im Fahrwerk am Aggregat	Im Fahrwerk am Aggregat
Technologie	PCB	PCB	Microhybrid
Temperatur	Bis ca. 125 °C	Bis ca. 125 °C	Bis ca. 140 °C
Werkzeugkosten	++	-	--
Beispiel	Aktive Wankstabilisierung	Variable Dämpfer	Elektrolenkung

Bild 7-23:
Typische Elektronik-Technologien im Fahrwerk

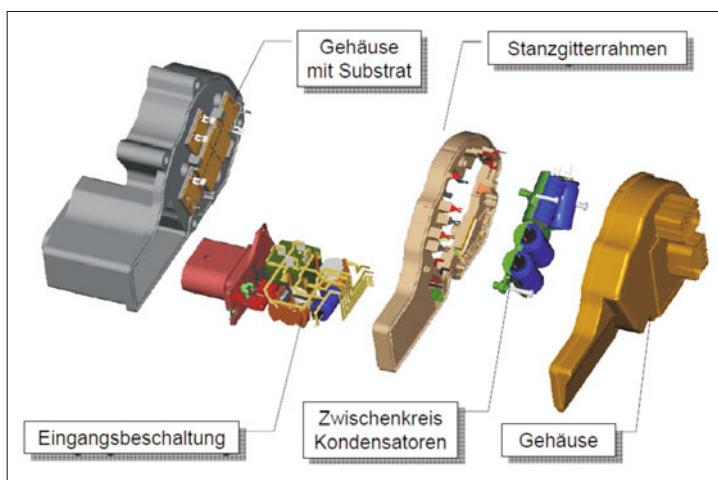


Bild 7-24:
Lenkungssteuergerät, Aufbau der Anbauelektronik



Bild 7-25:
Lenkungssteuergerät

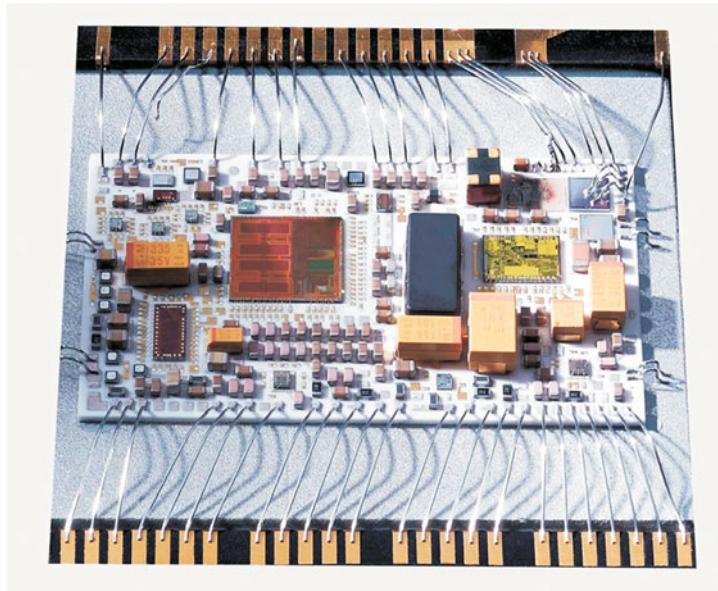


Bild 7-26:
Steuerteil der Lenkelektronik,
Microhybrid-
technologie

häuser) auf ein Keramiksubstrat aufgebracht, was eine hohe räumliche Integration der Elektronik erlaubt. Die Keramik verfügt wie eine Platine über mehrere Lagen zur elektrischen Verbindung der Elektronikbauteile. Typische Beispiele sind hier die Elektroniken für Bremse und Lenkung, die direkt an den jeweiligen Steller (Ventilblock bzw. Elektromotor) angebaut sind (**Bild 7-24** und **Bild 7-25**, s. auch Bild 3-91). Vorteilhafterweise zeichnet sich die Keramik auch durch eine sehr hohe Stromtragfähigkeit aus und wird deshalb bevorzugt für Hochstromverbraucher wie die Lenkung eingesetzt.

Große Elektronikbauteile wie Kapazitäten (Kondensatoren) oder Induktivitäten (Spulen) müssen ggf. hinsichtlich der Schwingfestigkeit extra fixiert bzw. gelagert werden. Dazu wird das Keramiksubstrat mit einem Trägermodul kombiniert, das die größeren Bau- teile aufnimmt (**Bild 7-26**, **Bild 7-27**).

Um die Betriebsfestigkeit zu erhöhen werden die Elektroniken teilweise mit Dichtmasse vergossen.

Anbauelektronik mit PCB-Technologie

Anbauelektroniken können auch auf Basis der PCB- Technologie realisiert werden, sofern die Temperaturen etwa 125 °C und die Stromstärken ca. 80 A nicht überschreiten. Die PCP-Technologie eignet sich auch für Anwendungen mit kleinerer Stückzahl, da die Entwicklungs- und Werkzeugkosten meist geringer als für vergleichbare Mikrohybrid-Elektroniken sind. Als Anbauelektronik (**Bild 7-28**) muss das Gehäuse inkl. Stecker hohen Anforderungen bzgl. Dichtigkeit genügen, siehe Abschnitt 7.7.2.

Wegbauelektronik

Ist das elektronische Steuergerät räumlich von dem Steller getrennt und im Innenraum oder Kofferraum

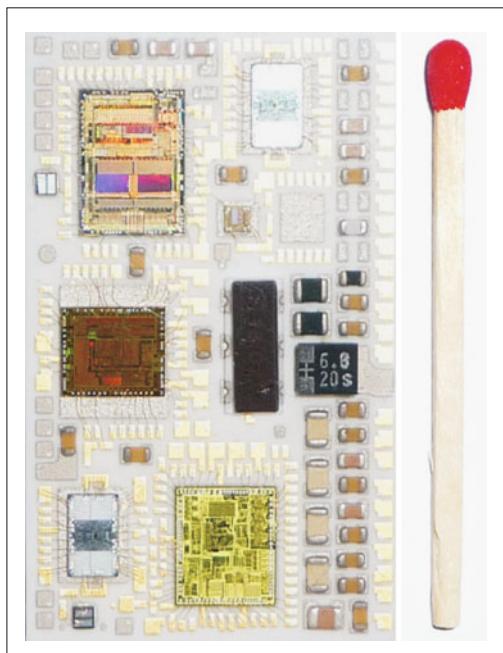


Bild 7-27: Steuerteil der Bremsensteuerung, Micro-
hybridtechnologie

platziert und damit weder hoher Schwingbelastung noch Temperaturen größer 125 °C ausgesetzt, dann kommt meist die PCB-Technologie zum Einsatz. Diese Steuergeräte sind vergleichbar mit Elektroniken im Komfortbereich. Ein Beispiel dafür ist das Steuergerät für die Dämpferregelung in der Variante als Wegbau- steuergerät (**Bild 7-29**).



Bild 7-28: Dämpferelektronik, Anbauelektronik

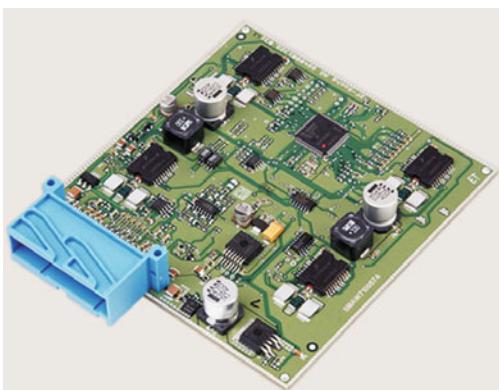


Bild 7-29: Dämpferelektronik, Wegbausteuergerät

7.7.2 Umweltanforderungen

Elektronische Steuergeräte, die direkt im Fahrwerk verbaut sind, sehen sich besonderen Anforderungen hinsichtlich Dichtigkeit, Temperatur- und Schwingfestigkeit ausgesetzt. Die Betriebsfestigkeit der Elektroniken ist dabei typischerweise in einer Größenordnung von 12 Jahren, 3000 Betriebsstunden und 150 000 km sicherzustellen.

Dichtigkeit

Bezüglich ihrer Eignung für verschiedene Umgebungsbedingungen werden die Systeme in entsprechende Schutzarten, sogenannte IP-Codes eingeteilt. Die Abkürzung IP steht laut DIN für International Protection, wird aber im englischen Sprachraum als Ingress Protection (deutsch: Eindringschutz) verwendet. Die Nomenklatur ist folgendermaßen aufgebaut: Die Schutzartbezeichnung beginnt immer mit den beiden Buchstaben IP. Daran angehängt werden zwei Ziffern. Die erste Ziffer beschreibt den Schutzmfang bezüglich Berührung bzw. Fremdkörper. Die zweite Ziffer beschreibt den Schutzmfang gegen Feuchtigkeit bzw. Wasser.

Wenn eine der beiden Kennziffern nicht angegeben werden muss oder soll, wird diese durch den Buchstaben X ersetzt (zum Beispiel „IPX1“). Bei Bedarf können an die Ziffernkombination noch definierte Buchstaben zur genaueren Beschreibung der Schutzart angehängt werden. So sieht DIN 40050 Teil 9 den Buchstaben K für die Kennzeichnung der Ausrüstung von Straßenfahrzeugen bei einzelnen Kennziffern vor. **Tabelle 7-5** zeigt eine Übersicht der Schutzklassen. Typische Schutzklassen im Fahrwerk sind:

- ◆ IP 6K9K, d. h. Staubdicht und Wasserdicht (Dampfstrahler) z.B: für Anbausteuergeräte am Dämpfer oder an der Lenkung,

Tabelle 7-5: Übersicht der Schutzklassen

DIN 40 050	DIN EN 60529	Schutz gegen Berührung	Schutz gegen Fremdkörper
0	0	kein Schutz	kein Schutz
1	1	Geschützt gegen den Zugang mit dem Handrücken	Geschützt gegen feste Fremdkörper (Durchmesser ab 50 mm)
2	2	Geschützt gegen den Zugang mit einem Finger	Geschützt gegen feste Fremdkörper (Durchmesser ab 12,5 mm)
3	3	Geschützt gegen den Zugang mit einem Werkzeug	Geschützt gegen feste Fremdkörper (Durchmesser ab 2,5 mm)
4	4	Geschützt gegen den Zugang mit einem Draht	Geschützt gegen feste Fremdkörper (Durchmesser ab 1,0 mm)
5K	5	Geschützt gegen den Zugang mit einem Draht	Staubgeschützt
6K	6	Geschützt gegen den Zugang mit einem Draht	Staubdicht

DIN 40 050	DIN EN 60529	Schutz gegen Wasser
0	0	kein Schutz
1	1	Schutz gegen senkrecht fallendes Tropfwasser
2	2	Schutz gegen fallendes Tropfwasser, wenn das Gehäuse bis zu 15° geneigt ist
3	3	Schutz gegen fallendes Sprühwasser bis 60° gegen die Senkrechte
4	4	Schutz gegen allseitiges Spritzwasser
5	5	Schutz gegen Strahlwasser (Düse) aus beliebigem Winkel
6	6	Schutz gegen starkes Strahlwasser
6K		Schutz gegen starkes Strahlwasser unter erhöhtem Druck, spezifisch für Straßenfahrzeuge
7	7	Schutz gegen zeitweiliges Untertauchen
8	8	Schutz gegen dauerndes Untertauchen
9K		Schutz gegen Wasser bei Hochdruck-/Dampfstrahleinigung, spezifisch für Straßenfahrzeuge

- ♦ IP 54, d. h. staubgeschützt und Schutz gegen allseitiges Spritzwasser, z. B. für ein Wegbausteuergerät im Innenraum.

Eine wesentliche Herausforderung ist auch die Entlüftung der Elektroniken oder Steller unter Berücksichtigung der hohen Dichtigkeitsanforderungen.

Temperatur

Der im Fahrzeug ohnehin geforderte Temperaturbereich von -40°C bis $+85^{\circ}\text{C}$ wird im Fahrwerk je nach Einbausituation oftmals auf $+120^{\circ}\text{C}$ und mehr erweitert. Dies gilt insbesondere dann, wenn die elektrischen oder elektronischen Bauteile in Nähe der Abgasanlage eingebaut sind oder an aktive Bauteile hoher Temperatur (z. B. Hydraulikventilblock oder Elektromotor) angebaut sind.

Da mit den Fahrwerkelektroniken Leistungen im Bereich 10 Watt bis 1000 Watt geschaltet werden, ist die Eigenerwärmung der Elektronik durch die Verlustleistung oft nicht vernachlässigbar. Die Steuergeräte müssen dann über ein geeignetes Kühlkonzept verfügen, das vorsieht, die Wärme beispielsweise über das Gehäuse abzuführen.

Schwingfestigkeit

Die Anforderungen an die Schwingfestigkeit werden meist als Lastkollektiv gestellt. Das Lastkollektiv umfasst jeweils Frequenz, Amplitude und Dauer der Belastungen. Darüber hinaus werden Anforderungen an die Maximalbelastungen wie beispielsweise maximale Beschleunigung (z. B. 30 g) gegeben.

Die Anforderungen an die Schwingfestigkeit unterscheiden sich je nachdem, ob die Elektronik an gefederte oder ungefederte Massen angebaut ist.

7.7.3 Bussysteme im Fahrwerk

Die Kommunikation der Fahrwerksysteme erfolgt über die Kommunikationsbusse. Während im Fahrzeug etwa eine Handvoll verschiedener Bustypen zu finden sind (CAN, LIN, MOST, FlexRay etc.), haben im Fahrwerk besonders der CAN und der FlexRay Bedeutung. Deshalb gehen wir hier auf diese zwei Busse ein. Für eine erweiterte Darstellung siehe [1].

7.7.3.1 CAN-Bus

Standard für den Datenaustausch zwischen den Steuergeräten im Antriebsstrang und Fahrwerk ist heute der CAN-Bus. Im Bereich Antrieb und Fahrwerk werden bis zu 100 Botschaften mit etwa 800 Einzelinformationen über den Bus ausgetauscht. Jede Botschaft kann bis zu 64 Bit Nutzdaten übertragen (**Tabelle 7-6**). Dabei sind im Pkw-Bereich Übertragungsraten von 500 kBit/s bis 1 MBit/s üblich. Diese Bandbreite reicht aber heute in Oberklassefahrzeugen häufig nicht mehr aus, um die Kommunikation in der Domäne Antrieb und Fahrwerk abzuwickeln. Deshalb werden zunehmend Subdomänen mit separatem Bus eingeführt. Heute findet man in Oberklassefahrzeugen bis zu neun

Tabelle 7-6: Aufbau einer Nachricht nach CAN 2A

Name	Bit-länge	Bedeutung
Startbit	1	
Identifier	11	Information für den Empfänger und Prioritätsinformation für die Busarbitrierung
RTR	1	unterscheidet zwischen Daten- (dominant) und Datenanforderungstelegramm (rezzessiv)
IDE	1	Identifier Extension
r0	1	reserviert
DLC	4	enthält die Längeninformation der nachfolgenden Daten
DATA	0...64	enthält die Daten des Telegramms
CRC	15	kennzeichnet den Fehlercode für die vorangegangenen Informationen. Die Prüfsumme DCL wird zur Fehlererkennung verwendet
ACK	2	enthält Rückmeldung von anderen Teilnehmern bei korrektem Empfang der Nachricht
EOF	3	kennzeichnet das Ende des Datentelegramms (7 rezessive Bits)
IFS		kennzeichnet den Zeitraum für das Übertragen einer korrekt empfangenen Nachricht

CAN-Busse, die über sogenannte Gateways miteinander verbunden sind. Der CAN-Bus ist ein nicht deterministischer Bus, bei dem der Buszugriff durch die einzelnen Busteilnehmer in einem sogenannten Wettkampfverfahren entschieden wird.

Ein Vorteil ist, dass neue Busteilnehmer zu dem Verbund einfach hinzugefügt werden können. Der Nachteil ist, dass die Übertragung einer bestimmten Information über den Bus innerhalb einer definierten Zeit nicht garantiert werden kann. Wenn hoch priorisierte Nachrichten den Bus belegen, dann werden niedriger priorisierte Botschaften zurückgestellt.

Um diesen Nachteil des CAN zu umgehen wurde mit dem TTCAN eine Erweiterung des CAN mit zeitgesteuerten Nachrichtenübertragung entwickelt.

7.7.3.2 FlexRay

Die dynamische Busallokation im Hinblick auf die Übertragung zeitsensibler, sicherheitskritischer Daten und die beschränkte Bandbreite des CAN führten zur Forderung eines zeitlich deterministischen Busses mit höherer Bandbreite. Gegen mehrere Alternativen hat sich dafür der Bus FlexRay durchgesetzt [1], [39]. Für die folgenden Anwendungen, kommt inzwischen statt CAN zunehmend FlexRay zu Einsatz. Es sind Systeme, die

- ♦ eine höhere Bandbreite (Übertragungsraten) als 1 MBit/s benötigen,
- ♦ eine zeitdeterministische Übertragung benötigen, um Steuergeräte zu synchronisieren oder sicherheitskritische Signale zu übertragen,
- ♦ aus Sicherheitsgründen eine redundante Datenübertragung benötigen (FlexRay kann als Zweikanal-System realisiert werden).

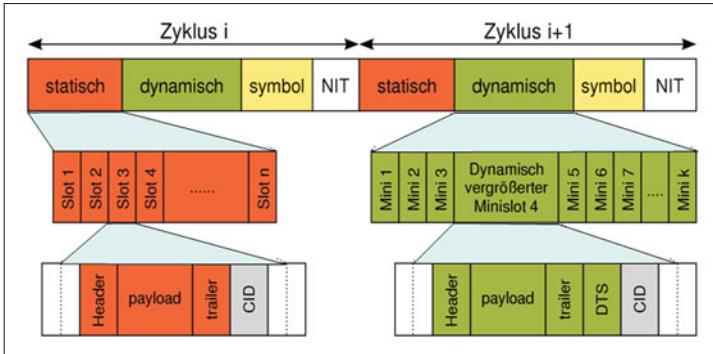


Bild: 7-30:
Nachrichtenaufbau FlexRay

FlexRay bietet dabei die Möglichkeit deterministische Busallokation in einem Zeitfenster („statisches Segment“) mit nicht-deterministischer, prioritätsgesteuerter Busallokation in einem anderen Zeitfenster („dynamisches Segment“) zu kombinieren (**Bild 7-30**). Voraussetzung für die deterministische Datenübertragung ist eine im gesamten Netzwerk einheitliche Zeitbasis. Dazu gibt es zwei Korrekturverfahren, die die Zeitbasis in den verschiedenen Busteilnehmern permanent abgleichen. Die Topologie eines FlexRay-Netzwerks kann als Bus- oder Stern-Topologie oder Mischungen dieser beiden Topologien realisiert (hybride Topologie) sein.

Die erste Serienanwendung fand der FlexRay im Fahrwerk bei variablen Dämpfern [40]. Inzwischen haben erste Fahrzeuge Antriebsstrang und Fahrwerk fast komplett von CAN auf FlexRay umgestellt. Die Verbreitung von FlexRay schreitet weiter voran.

7.7.4 Aktuatoren im Fahrwerk

In Abhängigkeit des erforderlichen Leistungsbedarfs der jeweiligen Fahrwerksysteme ist im Fahrwerk eine Vielzahl von Aktuatorprinzipien zu finden. Die größte Verbreitung haben hydraulische, elektromotorische und pneumatische Steller.

Hydraulische Steller

Hydraulische Steller eignen sich besonders für Systeme mit hohem Leistungsbedarf wie Hydrolenkungen (Lenken im Stand) und aktive Fahrwerke wie ABC und aktive Stabilisatoren. Als hydraulische Druckversorgung dient typischerweise eine Hydraulikpumpe, die im Riementrieb des Motors mitläuft. Bei elektronisch geregelten Systemen wie dem aktiven Stabilisator wird der Hydraulikdruck dann mittels eines schalt- und Regelbaren Ventilblocks auf die Steller verteilt. **Bild 7-31** zeigt einen Ventilblock für den aktiven Stabilisator. Dieser Ventilblock enthält elektromagnetische Schaltventile (Richtungsventil, Fail-Safe-Ventil) und Regelventile (zur Regelung des Drucks im Steller). Soweit sinnvoll und möglich wird im Zuge der CO₂-Diskussion inzwischen oftmals eine Substitution der hydraulischen durch eine elektromotorische Betätigung



Bild: 7-31: Ventilblock aktiver Stabilisator

gung angestrebt, um die Verluste der Pumpe im Riementrieb des Verbrennungsmotors zu vermeiden. Denn in zeitlichen Mittel überwiegen die Verluste oftmals die abgegebene Nutzleistung der Steller.

Pneumatische Steller

Während im Nutzfahrzeug die Pneumatik verbreitet ist und auch in der Bremse Anwendung findet, ist die

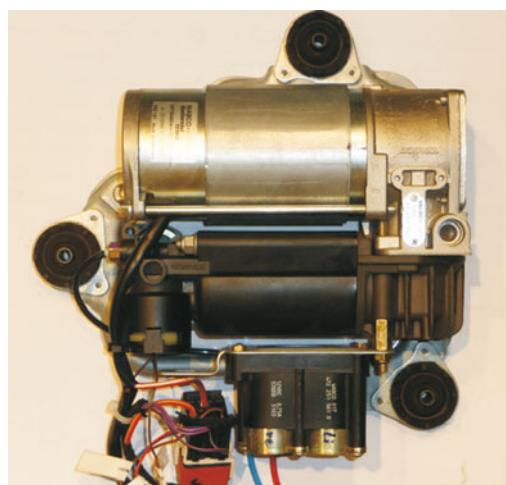


Bild: 7-32: Powerpack Luftfeder

Pneumatik im Pkw-Fahrwerk nur bei der Luftfederung zu finden. Der Kompressor ist elektromotorisch betrieben und ein elektromagnetisch betätigter Ventilblock schaltet die Luft auf die Bälge. **Bild 7-32** zeigt eine solche Betätigungsseinheit (Kompressor und Ventilblock) für die Luftfeder.

Elektromotorische Steller

Elektromotorische Steller haben wie erwähnt im Vergleich zu den hydraulischen Stellern den Vorteil, dass nennenswerte Leistung nur zu den Zeitpunkten benötigt wird, in denen der Aktuator auch tatsächlich einen Stellvorgang durchführt.

Im Hinblick auf die Entsorgung der Altfahrzeuge wird ferner angestrebt, die Menge an Hydraulikflüssigkeit zu reduzieren und stattdessen „trockene“ Steller zu verbauen. Als Nebeneffekt entfällt bei der Fahrzeugproduktion die Befüllung mit Hydraulikflüssigkeit.

Zu den elektromechanisch betätigten Fahrwerksystemen gehören z. B. Elektrolenkung und Hinterachslenkung. Aus Betriebsfestigkeitsgründen kommen im Fahrwerk häufig bürstenlose Elektromotoren zur Anwendung. Die Auslegung des elektromotorischen Stellantriebs umfasst die Wahl des Elektromotortyps (Synchronmaschine oder Asynchronmaschine) und die Wahl der Übersetzungsstufe. Denn typischerweise wird der Elektromotor noch mit einer Übersetzungsstufe kombiniert (z. B. Riementrieb, Spindeltrieb), um den Anforderungen an Leistung, Dynamik und Bordnetzbelastung gerecht zu werden. Aus Akustikgründen sollte das Drehzahlniveau des Elektromotors aber nicht zu hoch liegen (ca. ≤ 3500 U/min).

Bild 7-33 zeigt den elektromotorischen Steller der BMW Hinterachslenkung (gebaut von Magna Steyr) mit einem Hohlmotor und Trapezgewinde, der die Drehbewegung des Motors zu einer linearen Bewegung umsetzt [41].

Bordnetzaspekte elektromotorischer Steller

Die Zunahme der Steuergeräteanzahl im Fahrzeug im Allgemeinen und der Anstieg elektromotorischer Steller im Speziellen stellen hohe Anforderungen an das elektrische Leistungsnetz. Kombiniert man mehrere Hochstromverbraucher, die in den gleichen Fahrsituationen, zu den gleichen Zeitpunkten ihren Spitzenleistungsbedarf haben, dann ist mit Funktions einschränkungen zu rechnen. Zukünftige Bordnetze werden der steigenden Anzahl an Elektromotoren im Fahrzeug sicher noch besser Rechnung tragen.

7.7.5 Sensoren im Fahrwerk

Die im Zusammenhang mit Fahrwerksystemen verwendeten Sensoren gehören zwei Gruppen an.

- ♦ Die erste Gruppe Sensoren erfasst fahrdynamische Größen, die zur Erkennung und Regelung des Fahrzustands herangezogen werden.
- ♦ Die zweite Gruppe Sensoren erfasst innere Zustände des Stellers. Diese Messgrößen werden genutzt, um die Steller in unterlagerten Regelkreisen optimal zu regeln.

Gierraten- und Beschleunigungssensor

Die Sensoren für Gierrate, Längs- und Querbeschleunigung sind heute typischerweise in einen Sensorcluster integriert (s. Bild 3-89). Dieser Sensorcluster wird idealerweise in Nähe des Fahrzeugschwerpunkts verbaut. Teilweise ist diese sogenannte Inertialsensorik auch in das ESP-Steuergeät integriert.

Die Gierrate wird durch die Messung der Corioliskraft gemessen. Das Messprinzip ist, ähnlich wie bei der Beschleunigungsmessung: extrem dünne kammartige Stimmstäbe erfahren unter Einfluss einer Gierbewegung eine Modulation ihrer Schwingungsform, die das elektrische Feld um sie herum beeinflusst. Das Ganze wird mit Micro-Silizium-Technologie wie ein Mikroprozessor gefertigt. **Bild 7-34** zeigt einen 0,23 mm großen Ausschnitt.

Da die Messung der Gierrate und Beschleunigung auf dem gleichen Prinzip basieren, ist es möglich, beide

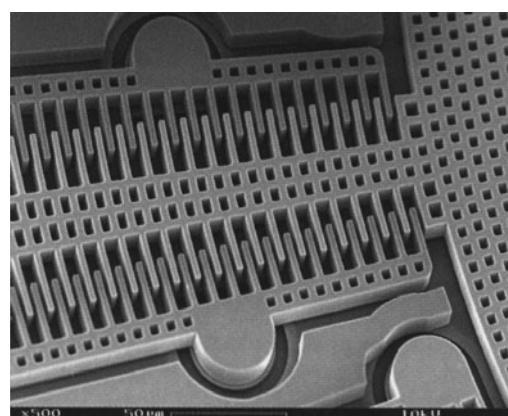


Bild 7-34: Micromechanischen Strukturen des Sensors, bestehend aus polykristallinem Silizium [42]

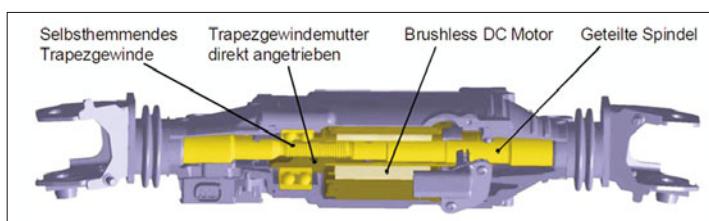


Bild 7-33:
Elektromechanischer Steller für
eine Hinterachslenkung [41]

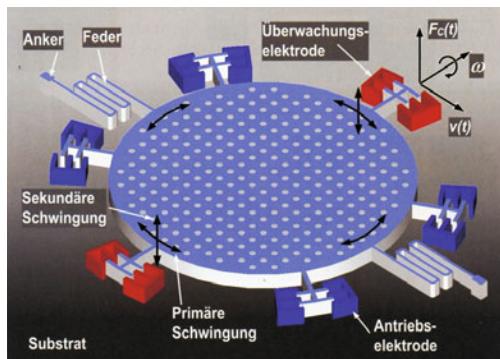


Bild: 7-35: Prinzipieller Aufbau des Sensorchips: F_C ist die Corioliskraft, die durch die Drehung ω und Plattenbewegung v verursacht wird [42]

Sensoren und die Auswertearithmetik auf einem einzigen Chip unterzubringen (**Bild 7-35**) [42].

Dieser in einem Gehäuse integrierte Sensor hat hohe Genauigkeit, Robustheit und eine extrem geringe Erholzeit von nur 5 Millisekunden nach einem Shock von 50 g. Auch die geringe Bauhöhe und niedrige Kosten sind wesentliche Merkmale. Er arbeitet von -40°C bis $+150^\circ\text{C}$, hat einen kalibrierten Messbereich von $\pm 100\%$ bzw. 2 oder 5 g. Der erste Sensorcluster von Conti mit diesem Chip [43] ging in 2010 in die Serie (**Bild 7-36**).

Lenkradwinkelsensor

Verbreitet sind in der Lenksäule verbaute Lenkradwinkelsensoren (s. Bild 3-90). Heute können die internen Sensoren der Elektrolenkung verwendet werden, um das Lenkwinkel signal zu berechnen. Dazu wird das Signal der Motorlagesensoren aufintegriert. Besondere Maßnahmen müssen auf Seite des elektronischen Steuergerätes umgesetzt sein, um ein Drehen am Lenkrad auch bei ausgeschalteter Zündung erfassen zu können.

Vertikalbeschleunigungssensoren

Für die Regelung der variablen Dämpfer kommen Vertikaldynamiksensoren zum Einsatz. Je nach Regelkon-

zept werden auch Vertikalbeschleunigungssensoren benötigt, die direkt im Fahrwerk an der ungefederten Masse verbaut sind. Diese Beschleunigungssensoren sind entsprechend ihrem Einbauort dicht und schwungsfest ausgelegt. Der innere Aufbau der Vertikalbeschleunigungssensoren ist vergleichbar dem Aufbau der Längs- und Querbeschleunigungssensoren (s. Bild 3-88).

Höhenstandssensoren

Für die Niveauregulierung werden Höhenstandssensoren benötigt. Stand der Technik sind als Potentiometer arbeitende Sensoren, die mittels eines Gestänges die Einfederung des Fahrzeugs messen.

Als neuer Lösungsansatz ist die Integration der Höhenstandssensoren in Kugelgelenke und Gummilager dargestellt (s. Bild 8-52).

Raddrehzahlsensoren

Zur Messung der Radgeschwindigkeiten kommen Raddrehzahlsensoren zum Einsatz. Es gibt verschiedene Messprinzipien, für eine ausführliche Beschreibung siehe dazu Abschnitte 3.3.7.3 und 3.8.3.3.

Drucksensoren

Drucksensoren werden im Fahrwerk benutzt, um

- ♦ im ESP-Ventilblock Bremsdrücke zu messen. Die Anzahl der Drucksensoren wirkt sich auf die Regelgüte aus. Je mehr Drucksensoren verbaut sind, desto genauer können die Kräfte am Rad berechnet werden und müssen nicht modellbasiert geschätzt werden.
- ♦ im Ventilblock des aktiven Stabilisators die Hydraulikdrücke für die Vorderachs- und Hinterachssteller zu messen.

Motorlagesensoren

Zur Ansteuerung der Elektromotoren kommen je nach Regelziel verschiedene Sensoren zum Einsatz.

- ♦ Elektromotoren, die auf Lage geregelt werden, haben typischerweise Hallsensoren, die die Position der Motorwelle messen. Je nach Anwendung kann die Motorposition auf ca. $10 - 20^\circ$ genau aufgelöst werden. Mittels der Übersetzung des Steilantriebs

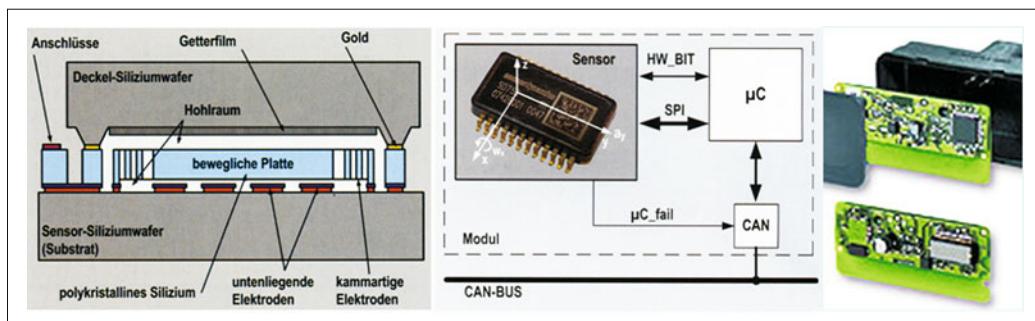


Bild: 7-36: Sensorcluster von Conti (rechts) mit Single-Sensor-Chip SD755 von SensorDynamics (links)

kann damit meist eine hinreichend genaue Positionierung erfolgen.

- ♦ Für eine genaue Regelung des Motormoments ist diese Genauigkeit der Motorposition nicht hinreichend. Denn gerade bei kleinen Geschwindigkeiten, bei denen die diskreten Hallsensoren nur relativ selten überfahren werden, lassen sich die Position und die Geschwindigkeit nur noch ungenau ermitteln. Stattdessen werden Lagesensoren verwendet, die ein kontinuierliches Lagesignal geben.

Temperatursensoren

Auch im Fahrwerk kommen an verschiedensten Stellen Temperatursensoren zum Einsatz.

- ♦ In den hydraulischen Systemen ist die Erfassung der Öltemperatur nicht nur notwendig, um eine Überhitzung des Systems zu vermeiden, sondern auch um bei tiefen Temperaturen seitens des elektronischen Steuergerätes ungewünschte Effekte aufgrund geringer Ölviskosität soweit wie möglich zu kompensieren.
- ♦ In den elektromotorischen Systemen wird ein Temperatursensor in der Motorwicklung platziert. Die Erfassung der Motortemperatur wird genutzt, um eine Überhitzung der Motorwicklung zu vermeiden. Ferner dient die Information über die Wicklungs-temperatur dazu, den Wicklungswiderstand in der Motorregelung zu berücksichtigen.
- ♦ Ferner kommen Temperatursensoren in allen Fahrwerksteuergeräten zum Einsatz, um die Temperatur der Leistungsstufen zu überwachen und eine thermische Zerstörung des elektronischen Steuergerätes ausschließen zu können.

7.8 Entwicklung der Fahrwerkregelsysteme

7.8.1 Entwicklung gemäß Automotive SPICE

Elektronische Steuergeräte im Fahrwerk gehören zu den komplexesten Steuergeräten im Fahrzeug. Zur Beherrschung der Komplexität wird die Software nach vorgegebenen Prozessmodellen entwickelt. Die Software-Entwicklung in der Automobilindustrie orientiert sich sehr stark am sogenannten V-Modell nach Bild 7-37.

Die „Qualität“ von Software hat viele Aspekte. So sind nicht nur Anzahl oder Schwere von Softwarefehlern relevant. Weitere Kriterien sind Wartbarkeit oder Ressourcenverbrauch (RAM, ROM, Laufzeit) der Software. Um eine gute Qualität der Software zu erreichen, ist es üblich, hohe Anforderungen an die Qualität der Entwicklungsprozesse zu stellen. Auf diese Weise möchte man ausschließen, dass mangelhafte Prozesse einer guten Softwarequalität entgegenstehen.

Die Verfahren zur Beurteilung der Prozessgüte wurden nach und nach verfeinert und aussagefähiger. In der europäischen Automobilindustrie wurde zunächst versucht, allgemeine Qualitätsstandards wie die ISO 9001 auf die Software-Prozesse zu übertragen. Später erlangte CMM und CMMI Bedeutung. Aktuell verbreitet ist SPICE und die spezielle Ausprägung Automotive SPICE [44].

Automotive SPICE

SPICE (Software Process Improvement and Capability Determination) oder ISO/IEC 15504 ist ein internationaler Standard zur Bewertung von Prozessen der Softwareentwicklung. Automotive SPICE ist die Anpassung von SPICE auf die Gegebenheiten und Belange der Automobilindustrie. Wie der aufgelöste Name schon sagt, werden mit SPICE unter anderem zwei

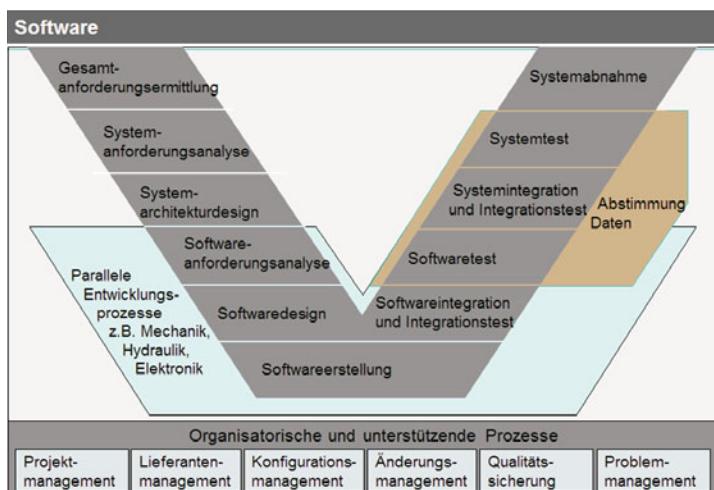


Bild 7-37:
V-Modell der Elektronikentwicklung

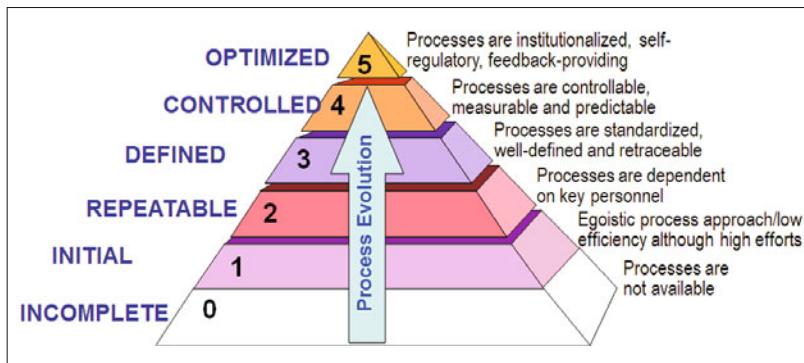


Bild 7-38:
Reifegradstufen nach SPICE

Ziele verfolgt. Zum einen soll die Leistungsfähigkeit der Softwareentwicklungsprozesse eines Unternehmens verbessert werden (*Process Improvement*). Zum anderen bietet SPICE einen Maßstab zur Bewertung der Leistungsfähigkeit von Software erstellenden Organisationseinheiten (*Capability Determination*). Dies wird insbesondere auch zur Bewertung von Lieferanten genutzt. Dabei bewerten Fahrzeughersteller ihre direkten Lieferanten (1st tier), oder Lieferanten bewerten Sublieferanten (2nd tier).

SPICE betrachtet über 50 Prozesse, in sechs Kategorien. **Bild 7-38** zeigt die von SPICE und Automotiven

ve SPICE (Kennzeichnung A) betrachteten Prozesse. Farblich blau markiert ist die von der „Herstellerinitiative HIS“ definierte Untermenge an Prozessen. Diese Untermenge kann als besonders relevant betrachtet werden.

Die im V-Modell enthaltenen Prozessschritte sind die Basis für die Engineering-Prozesse (ENG).

Im Folgenden werden die sechs Reifegradstufen nach SPICE vorgestellt (**Tabelle 7-7**). Fahrzeughersteller fordern aktuell mindestens Automotive SPICE Level 2. Häufig wird auch SPICE Level 3 gefordert.

Tabelle 7-7: SPICE Prozesse [45]

Management Process Group (MAN)	Engineering Process Group (ENG)	Supporting Process Group (SUP)
MAN.1 Organizational alignment MAN.2 Organization management A MAN.3 Project management MAN.4 Quality management A MAN.5 Risk management A MAN.6 Measurement	A ENG.1 Requirements elicitation A ENG.2 System requirements analysis A ENG.3 System architectural design A ENG.4 Software requirements analysis A ENG.5 Software design A ENG.6 Software construction A ENG.7 Software integration A ENG.8 Software testing A ENG.9 System integration A ENG.10 System testing ENG.11 Software installation A ENG.12 Software & System maintenance	A SUB.1 Quality assurance A SUB.2 Verification SUB.3 Validation A SUB.4 Joint review SUB.5 Audit SUB.6 Product evaluation A SUB.7 Documentation A SUB.8 Configuration management A SUB.9 Problem resolution management A SUB.10 Change request management
Acquisition Process Group (ACQ)	Resource & Infrastructure Pro.Gr. (RIN)	Operation Process Group (OPE)
ACQ.1 Acquisition preparation ACQ.2 Supplier selection A ACQ.3 Contract agreement A ACQ.4 Supplier monitoring ACQ.5 Customer acceptance A ACQ.11 Technical requirements A ACQ.12 Legal & administrative req. A ACQ.13 Project requirements A ACQ.14 Request for proposals A ACQ.15 Supplier qualification	RIN.1 Human resource management RIN.2 Training RIN.3 Knowledge management RIN.4 Infrastructure	OPE.1 Operational use OPE.2 Customer support
Supply Process Group (SPL)	Process improvement Pro. Group (PIM)	Reuse Process Group (REU)
A SPL.1 Supplier tendering A SPL.2 Product release SPL.3 Product acceptance support	PIM.1 Process establishment PIM.2 Process assesment A PIM.3 Process improvement	REU.1 Asset management A REU.2 Reuse program management REU.3 Domain engineering
"A" more specific in Automotive SPICE new (Herstellerinitiative) HIS – Scope not included in IS		

Level 0: Unvollständig (incomplete)

Es ist kein Prozess implementiert oder der Zweck des Prozesses wird nicht erfüllt. Wichtige Arbeitsprodukte (Spezifikationen, Designdokumente, Testbeschreibungen etc.) sind nicht vorhanden. Typischerweise hängt der Projekterfolg bei Level 0 sehr stark von einzelnen Mitarbeitern ab.

Level 1: Durchgeführt (performed)

Der gelebte Prozess befolgt die geforderten Basispraktiken („base practises“). Die definierten Prozessergebnisse werden erreicht und wesentliche Arbeitsprodukte („work products“) sind vorhanden.

Level 2: Managed

Die Ausführung der Prozesse wird kontinuierlich geplant und gesteuert. Verantwortlichkeiten und Zuständigkeiten sind definiert. Die Arbeitsprodukte der Prozesse unterliegen dem Konfigurationsmanagement und der Qualitätssicherung.

Level 3: Etabliert (established)

Es gibt organisationsweit einheitliche Vorgaben hinsichtlich eines Standardprozesses. Dieser Standardprozess wird „definierter Prozess genannt“. Der definierte Prozess kann im Rahmen eines sogenannten „Tailoring“ auf einzelne Projekte angepasst werden.

Level 4: Vorhersagbar (predictable)

Die Prozessdurchführung wird mittel sogenannter Metriken kontinuierlich gemessen und analysiert. Die quantitative Prozessanalyse erlaubt eine Prozesssteuerung. Die Qualität von Arbeitsprodukten wird quantitativ bewertet. Damit werden Prozessverlauf und Ergebnisse hinsichtlich Zeit- und Ressourcenbedarf besser vorhersagbar.

Level 5: Optimiert (optimized)

Orientiert an den Geschäftszielen des Unternehmens werden quantitative Prozessziele definiert. Die Erreichung der Prozessziele wird fortlaufend verfolgt. Die Prozesse werden kontinuierlich optimiert. Innovative Methoden werden getestet und substituieren weniger effektive Prozesse.

Berechnung des Prozessreifegrads (Level 0–5)

Im ersten Schritt werden die Prozessattribute nach einer vierstufigen Skala bewertet:

N Not achieved (nicht erfüllt)

P Partially achieved (teilweise erfüllt)

L Largely achieved (überwiegend erfüllt)

F Fully achieved (vollständig erfüllt)

Im zweiten Schritt kann dann der Prozessreifegrad (SPICE Level 0–5) auf Basis der Prozessattribute-bewertung berechnet werden [44]. Vereinfacht gesprochen müssen zur Erreichung eines bestimmten Reifegradelevels die Prozessattribute des betreffenden Reifegrads mindestens mit „L“ bewertet sein. Und alle Prozessattribute der darunter liegenden Reifegradstufen müssen mit „F“ bewertet sein.

7.8.2 Funktionale Sicherheit

Die Systeme im Antriebsstrang und Fahrwerk sind in besonderem Maße sicherheitsrelevant, weil eine Fehlfunktion ernste Auswirkungen auf Fahrer, Mitfahrer und andere Verkehrsteilnehmer haben könnte. Möchte ein Fahrzeughersteller oder ein Zulieferer ein sicherheitsrelevantes System bzw. eine sicherheitsrelevante Komponente entwickeln, muss dies anhand einer Sicherheitsnorm wie IEC 61508 oder ISO 26262 erfolgen.

IEC 61508

Die funktionale Sicherheit von programmierbaren elektronischen Systemen wird in internationalen Normen wie beispielsweise der IEC 61508 [46] geregelt. Die verschiedenen Teile der Norm wurden etwa im Zeitraum 2000 – 2005 verabschiedet. Die IEC 61508 sieht vor, die Systeme in Abhängigkeit der Ausfallfolgen einem von vier sogenannten „Safety Integrity Level“ (SIL) zuzuordnen. Dabei entspricht die Stufe 1 den geringsten und die Stufe 4 den schwerwiegendsten Ausfallfolgen (**Tabelle 7-8**).

ISO 26262

Aufbauend auf der IEC 61508 werden die besonderen Belange der funktionalen Sicherheit im Automobilbereich in der ISO 26262 [47] berücksichtigt. Aktuell liegt die Norm als Entwurf vor und eine Verabschiebung wird 2011 erwartet. Die ISO 26262 sieht vor, die Systeme in Abhängigkeit der Ausfallfolgen einem von vier sogenannten „Automotive Safety Integrity Level“ (ASIL) zuzuordnen. Dabei entspricht die Stufe A den geringsten und die Stufe D den schwerwiegendsten Ausfallfolgen.

Systeme in Antriebstrang, Lenkung und Fahrwerk haben häufig eine Einstufung in die Stufen SIL2 bis SIL3 bzw. ASIL B bis ASIL D. Im Rahmen des Sicherheitsprozesses sind unter anderem folgende Tätigkeiten durchzuführen.

Gefahren- und Risikoanalyse

Im Rahmen der Gefahren- und Risikoanalyse (G&R) werden Gefährdungen, die vom System ausgehen er-

Tabelle 7-8: Einteilung der Systeme nach Schadenswirkung und daraus resultierende Anforderung an die Ausfallwahrscheinlichkeit [46]

SIL Level	Fehler-wahrscheinlichkeit pro Benutzung		gefährliche Fehler-wahrscheinlichkeit pro Jahr	entstehende Schadensart
SIL 1	$\geq 10^{-2} - 10^{-1}$		$\geq 10^{-2} - 10^{-1}$	Verletzungen
SIL 2	$\geq 10^{-2} - 10^{-1}$		$\geq 10^{-2} - 10^{-1}$	ein Toter
SIL 3	$\geq 10^{-2} - 10^{-1}$		$\geq 10^{-2} - 10^{-1}$	einige Tote
SIL 4	$\geq 10^{-2} - 10^{-1}$	$\geq 10^{-2} - 10^{-1}$	$\geq 10^{-2} - 10^{-1}$	Katastrophe

mittelt, beschrieben und klassifiziert. Dazu wird der gesamte Anwendungsbereich betrachtet. Aufbauend auf den einzelnen Anwendungen werden die jeweiligen Gefährdungen und Risiken aufgelistet. Dazu können ein Risikograph oder eine Risikomatrix zur Klassifizierung erstellt werden. Für jede Anwendung bzw. Funktion wird dann die geltenden Stufe der Sicherheitsintegrität (SIL = Safety Integrity Level) zugeordnet. Der höchste in dieser Gefahren- und Risikoanalyse auftretende SIL-Level ist gleichzeitig der SIL-Level des Systems.

Funktionales Sicherheitskonzept

Auf Basis des Systemkonzepts, der Gefährdungs- und Risikoanalyse und der Kausalanalyse werden die Sicherheitsziele definiert. Das System wird in Subsysteme und -funktionen unterteilt und die funktionalen Sicherheitsanforderungen den Subsystemen und -funktionen zugeordnet.

Kausalanalyse

Ziel der Kausalanalyse ist es, systematisch Fehler zu erfassen und Auswirkungen von Komponentenfehlern bzw. -ausfällen auf das Gesamtsystem zu analysieren und das System ggf. zu optimieren. Dazu wird eine detaillierte hierarchische Auflistung aller Systemkomponenten erstellt (auf funktionaler Basis). Für alle möglichen Komponentenausfälle/-fehler wird die höchste Gefährdung auf Systemebene gesucht und somit die Integrität der Systemsicherheitsfunktionen auf Komponenten abgebildet. Dies dient unmittelbar zur Auslegung des technischen Sicherheitskonzeptes und zur Spezifikation der Sicherheitsanforderungen.

Technisches Sicherheitskonzept

Das technische Sicherheitskonzept legt fest, durch welche Maßnahmen, bzw. Kombination von Maßnahmen, das funktionale Sicherheitskonzept umgesetzt wird. Dazu werden der sichere Zustand oder die sicheren Zustände des Systems definiert. Die Übergänge mit Reaktionszeit in den sicheren Zustand werden beschrieben. Die Aufrechterhaltung des sicheren Zustands (auch ohne Energieversorgung) wird sichergestellt.

Als Maßnahmen kann das technische Sicherheitskonzept beispielsweise enthalten, dass das elektronische Steuergerät permanent seine korrekte Funktionsfähigkeit prüft hinsichtlich

- ◆ Rechenkern (ALU) des Microcontrollers,
- ◆ flüchtiger und nichtflüchtiger Speicher,
- ◆ Sensoreingänge, Stromausgänge,
- ◆ Programmausführung.

Die Entwicklung sicherheitsrelevanter Systeme ist am Beispiel Aktivlenkung in [48] dargestellt.

7.8.3 Simulation der Fahrwerkelektronik

Die Simulation ist ein wichtiger Baustein bei der Entwicklung der Betriebs- und Regelstrategien von Fahr-

werksystemen und beim Test der vernetzen Funktionen. Die Simulation hat dabei mehrere Vorteile:

- ◆ Die Simulation kann schon in sehr frühen Projektphasen genutzt werden, wenn noch keine Versuchsfahrzeuge zur Verfügung stehen.
- ◆ Simulationen sind reproduzierbar. Im Fahrversuch ist es dagegen schwerer, immer wieder die identischen Randbedingungen zu gewährleisten.
- ◆ Die Simulation kommt ohne die kostenintensiven Versuchsträger und Fahrversuche aus.
- ◆ In der Simulation können sicherheitskritische Fahrmanöver beliebig oft wiederholt werden, ohne dass sich Testfahrer einer Gefahr aussetzen müssen.

Die Simulation der Fahrwerkregelsysteme erfordert meist eine Abbildung der Gesamtfahrzeugdynamik. Voraussetzung für eine aussagefähige Simulation ist ein hinreichend detailliertes Fahrzeugmodell, das die zu untersuchenden Effekte genau genug abbildet. Die Modellierung des Gesamtfahrzeugs wird je nach den zu untersuchenden Effekten schnell sehr komplex. Deshalb gilt auch für die Simulation der Fahrwerkregelsysteme die Prämisse „so einfach wie möglich, so detailliert wie nötig“. Zwar ist es gut möglich, einfache Gesamtfahrzeugmodelle mit einem einzigen Modellierungswerkzeug zu erstellen. Für die detaillierte Abbildung von Fahrwerk, Antriebstrang und Regelung kommen aber häufig verschiedene, jeweils spezialisierte Modellierungswerkzeuge zum Einsatz. Die verschiedenen Teilmodelle werden dann zu einem Gesamtfahrzeugmodell integriert (**Bild 7-39**).

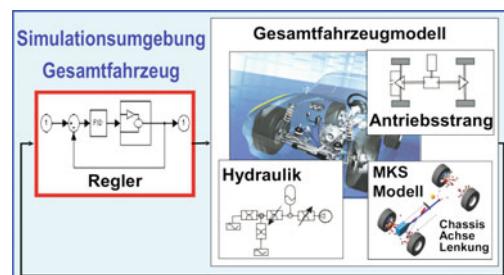


Bild 7-39: Fahrzeugmodell integriert aus Teilmodellen

Fahrwerk

Für Fahrdynamiksimulationen wird das Fahrwerk je nach Genauigkeitsanforderung entweder als detailliertes Mehrkörpermodell oder als vereinfachtes Kennfeldmodell abgebildet. Die Abbildung der Achse als Mehrkörpermodell ist in dem Abschnitt 6.4.1, Virtuelle Simulation, beschrieben. Die einfacheren Kennfeldmodelle bilden z. B. die Spur und den Sturz als Funktion der Einfederung etc. ab. Der Vorteil der Kennfeldmodelle ist unter anderem, dass die Kennfelder auch im Versuch ermittelt werden können.

Antriebsstrang

Die Simulation der Fahrdynamik erfordert häufig auch die Modellierung des Antriebsstrangs. Denn die Fahr-

dynamik ist wesentlich durch die Radkräfte definiert, die über den Schlupf auch essentiell von den Antriebsmomenten abhängen. Zur Modellierung des Antriebsstrangs sind Werkzeuge notwendig, die insbesondere die Haft-/Gleitübergänge im Antriebsstrang numerisch effizient abbilden können.

Steuerung und Regelung

Zur Modellierung der Steuerung und Regelung kommen sogenannte CASE-Tools (*Computer Aided Software Engineering*) zum Einsatz. Dabei werden die Regelalgorithmen typischerweise mittels Blockschaltbildern und Zustandsautomaten graphisch programmiert. Aber auch bestehender Programmcode kann in das CASE-Modell integriert werden.

Die CASE-Tools decken mehrere Schritte der Entwicklungskette ab. Damit wird für die Funktions- und Reglerentwicklung eine durchgängige Prozesskette von der Simulation über das Rapid Prototyping bis hin zur Implementierung der Funktion auf einem Seriensteuerergerät möglich:

Im ersten Schritt wird das CASE-Modell „offline“, d. h. ohne Echtzeitanforderung, auf einem Computer simuliert. Programm pakete wie Matlab/Simulink erlauben, die modellierte Funktion im Zusammenspiel mit dem Fahrzeugmodell zu testen, regelungstechnisch zu analysieren und Parameteroptimierungen durchzuführen.

Im zweiten Schritt wird das Reglermodell mittels Codegenerierung für das sogenannte „Rapid Prototyping“ genutzt. Dazu wird aus dem CASE-Modell automatisiert Programmcode für leistungsstarke Echtzeit-Prototypenrechner erzeugt. Dies erlaubt die in der Simulation optimierten Regler schnell und einfach im Fahrzeug zu testen und weiter zu entwickeln. Denn die zeitaufwändige Programmierung für einen speziellen Mikrocontroller mit begrenztem Speicher und geringer Rechenkapazität entfällt.

Im dritten Schritt ist es möglich, aus den CASE-Modellen automatisiert Programmcode für den Serieneinsatz zu generieren. Der automatisch generierte Programmcode für Mikrocontroller ist ressourcenoptimiert (RAM, ROM, Laufzeit). Die Programmcodegenerierung für sogenannte Fixpunkt-Mikrocontroller erfordert aber bei komplexen Regelungen nach wie vor die Auslegung einer Ganzzahlarithmetik, auch wenn das CASE-Tool den Entwickler dabei schon stark unterstützt bzw. eine Teilautomatisierung zum Tragen kommt. Programmcodegenerierung aus CASE-Tools wird heute auch schon für sicherheitskritische Systeme wie Lenkungen angewandt.

Fahrer

Der Nutzen von Fahrwerkregelsystemen kommt oft erst im fahrdynamischen Grenzbereich zum Tragen. Ein typisches Beispiel dafür ist die Fahrzeugstabilisierung mit Fahrwerkregelsystemen. Zur Optimierung der Regelstrategien muss das Fahrverhalten bei komplexen Fahrmanövern wie dem doppelten Spurwechsel untersucht werden. Ein anderes Beispiel ist die Verbes-

serung von Rundenzeiten auf virtuellen Rennstrecken durch aktive Fahrwerksysteme. In beiden Fällen sind leistungsfähige, virtuelle Fahrer notwendig, die das Fahrzeug auch in kritischen Fahrmanövern realistisch lenken und sich an die Fahrsituation und den Systemeingriff adaptieren.

Modellintegration

Einfache Fahrzeugmodelle, deren Fahrwerk mittels Kennfeldern abgebildet ist, haben etwa 20 bis 30 Freiheitsgrade. Die komplexen Fahrzeugmodelle mit detailliert abgebildetem Fahrwerk und Antriebsstrang haben typischerweise zwischen 100 und 200 Freiheitsgrade. Werden bei den komplexen Modellen Fahrwerk, Antriebsstrang und Regelung mit verschiedenen Modellierungswerkzeugen abgebildet, dann müssen die verschiedenen TeilmODELLE noch zu einem Gesamtfahrzeugmodell integriert werden.

Für die Integration der TeilmODELLE gibt es verschiedene Alternativen: Eine Möglichkeit für die Integration der TeilmODELLE besteht darin, eines der Modellierungswerkzeuge als Integrationsplattform zu verwenden und die TeilmODELLE der anderen Werkzeuge dort (z. B. als C-Code) zu integrieren. Eine weitere Möglichkeit zur Gesamtfahrzeugsimulation ist die Co-Simulation, bei der verschiedene Simulationsprogramme gleichzeitig abgearbeitet werden und über eine Schnittstelle Daten austauschen. In beiden Fällen ist besonderes Augenmerk auf die numerische Stabilität der Gesamt simulation zu legen.

7.8.4 Hardware-in-the-Loop-Simulation

Die zunehmende Vernetzung stellt spezielle Anforderungen an die Absicherung der auf viele Steuergeräte verteilten Funktionen. Die Absicherung eines Steuergeräteverbundes umfasst neben den fahrdynamischen Funktionen auch Aspekte wie Bordnetzmanagement, Bordnetzstörungen, Buskommunikation, Fahrzeugzustandsmanagement, Diagnose und Flashverhalten [49]. Solche Dienste sind ähnlich komplex wie die eigentlichen fahrdynamischen Funktionen und erfordern auch einen sorgfältigen und umfangreichen Test.

Die Absicherung ist ein unternehmensübergreifender Entwicklungsprozess. Der Test der Einzelsteuergeräte liegt meist bei den verschiedenen Zulieferern. Die Absicherung des gesamten Steuergeräteverbundes fällt dagegen in die Zuständigkeit des Fahrzeugherstellers. Hier eine vollständige Absicherung zu erreichen, ist eine Herausforderung für Fahrzeughersteller und Zulieferer gleichermaßen. Dies gilt insbesondere für Antriebsstrang und Fahrwerk mit den besonders hohen Anforderungen an die Sicherheit der Steuergeräte und des Steuergeräteverbundes. Zur Absicherung werden neben dem Fahrversuch sogenannte Hardware-in-the-Loop-Prüfstände genutzt. Man unterscheidet Komponentenprüfstände, bei denen nur ein einzelnes Steuergerät getestet wird, und Verbundprüfstände, bei denen ein ganzer Steuergeräteverbund getestet wird.

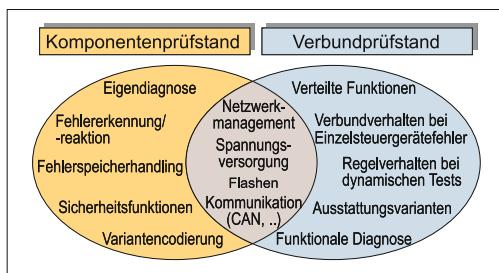


Bild 7-40: Hardware-in-the-Loop-Steuergerätestest: Testschwerpunkte an Komponenten- und Verbundprüfstand

Die unterschiedlichen Testziele von Komponenten- und Verbundprüfstand sind in **Bild 7-40** dargestellt. Bei diesen Tests sind die Steuergeräte real vorhanden, das Gesamtfahrzeug ist simuliert. Die Ansteuerung der Aktuatoren durch die Steuergeräte wird vom Simulator erfasst, ausgewertet und als Input für das Fahrzeugmodell verwendet. Die daraus resultierende Fahrzeugreaktion wird wiederum mittels emulierter Sensorsignale an die Steuergeräteeingänge weitergegeben. So ist die Wirkkette „the Loop“, vom Steuergeräteausgang über das Fahrzeugmodell wieder hin zum Steuergeräteeingang geschlossen.

Echtzeitfahrzeugmodell

Zur Optimierung der Regelalgorithmen wird die Forderung nach möglichst hoher Modellgenauigkeit meist stärker gewichtet als der Wunsch nach kurzen Simulationszeiten. Im Gegensatz dazu ist Echtzeitfähigkeit notwendige Voraussetzung für die Verwendung eines Modells am Hardware-in-the-Loop-Prüfstand (HiL). So genannte elastokinematische Kennfeldmodelle sind für die HiL-Anwendungen meist ausreichend. Im linearen Bereich werden fahrdynamische Größen exakt wiedergegeben. Im fahrdynamischen Grenzbereich werden Größen wie die Querbeschleunigung mit einer Genauigkeit von etwa 1 m/s^2 berechnet: Bei einer Vollbremsung aus 100 km/h mit Schlupfregelung kann der Bremsweg auf etwa 1 m genau simuliert werden. Diese Genauigkeit ist für die meisten Testziele ausreichend.

Literatur

- [1] Reif, K.: Automobilelektronik, 2. Auflage. Wiesbaden, Vieweg Verlag, 2007
- [2] Wallentowitz, H.; Reif, K.: Handbuch Kraftfahrzeugelektronik. Wiesbaden, Vieweg Verlag, 2006
- [3] van Zanten, A.; Erhardt, R.; Pfaff, G.: FDR – Die Fahrdynamikregelung von Bosch. In: ATZ (1994) 11, S. 674–689
- [4] Kutsche, Th.; Rauf, M.: Optimierte Fahrwerksdämpfung für Pkw und Nkw. 7. Aachener Kolloquium 5.–7.10.1998, S. 433–442.
- [5] Wolfsried, St.; Schiffner, W.: Active Body Control (ABC) – das neue aktive Federungs- und Dämpfungssystem des CL-Coupés von Daimler. VDI Tagung „Reifen Fahrwerk Fahrerbahn“, Hannover, 1999, VDI-Bericht Nr. 1494
- [6] Jurr, R.: Das aktive Wankstabilisierungssystem Dynamik Drive. Sonderausgabe ATZ und MTZ zum BMW 7er. 2001
- [7] Köhn, Ph. et al.: Die Aktivlenkung – Das neue Fahrdynamische Lenksystem von BMW. 11. Aachener Kolloquium Aachen, 2002
- [8] Wallentowitz, H.: Fahrzeugtechnik II. Vertikal- und Querdynamik, Umdruck zur Vorlesung, RWTH Aachen, 2005
- [9] VDI- Bericht Nr. 515
- [10] Holle, M.: Fahrdynamikoptimierung und Lenkmomentrückwirkung durch Überlagerungslenkung. Dissertation, RWTH Aachen, 2003
- [11] Hiemens, Klein: Interaktionen von Fahrwerkregelsystemen im Integrated Chassis Control (ICC). Tag des Fahrwerk, Aachen, 2002
- [12] Kramer, U.: Kraftfahrzeugführung. München: Hanser Verlag, 2008
- [13] Wallentowitz, H.: Fahrzeugtechnik III. Aktive Fahrzeugsicherheit, Umdruck zur Vorlesung, RWTH Aachen, 2005
- [14] Winner, H.: Handbuch Fahrassistsysteme. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2009
- [15] Schnabel, M. et al.: Elektronisches Chassis Management: Fahrwerkregelsysteme in den Fahrzeugen der BMW Group. Tagung „Elektronik im Kraftfahrzeug“, Baden-Baden, 2003
- [16] Poestgens, U.: Servolenksysteme für Pkw und Nutzfahrzeuge. Reihe: Die Bibliothek der Technik, Bd. 217. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 2001
- [17] Deiss, H.; Knoop, M.; Karch, G.; Krimmel, H.; Liebemann, E.; Schröder, W.: Zusammenwirken aktiver Fahrwerk- und Antriebssysteme zur Verbesserung der Fahrdynamik. 15. Aachener Kolloquium 11.10.2006, Aachen
- [18] Kassler, H.; Bichler, M.: Ausgeführte Triebstrangsysteme zur Fahrdynamikbeeinflussung. 4. Internationales CTI-Symposium – Innovative Fahrzeug-Getriebe, Berlin, 5./8. Dezember 2005
- [19] Fischer, G. et al.: xDrive – Der neue Allradantrieb im BMW X3 und BMW X5. In: ATZ 106 (2004), Heft 2
- [20] Granzow, C. et al.: Elektronisch vernetzte Funktion mit Längsverteiler und Quersperre. In: ATZ 107 (2005), Heft 9
- [21] Causemann, P.: Kraftfahrzeugstoßdämpfer. Bibliothek der Technik, Bd. 185. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 1999
- [22] Niemz, T.; Kutsche, Th.; Schürr, H.: Verbesserung des Bremsverhaltens von Pkw durch Einsatz variabler Dämpfer. Tagung chassis.tec, 1.-2.03.2007, München
- [23] Schwarz, R.; Dick, W.: Die neue Audi Dynamiklenkung. Tagung Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. 11. Internationale Tagung Hannover, 23./24.10.2007, Hannover
- [24] Baumgarten, G.; Hofmann, M.; Lohninger, R.; Odenthal, D.: Die Entwicklung der Stabilisierungsfunktion für die Aktivlenkung. In: ATZ, 106 (2004), Heft 9
- [25] Wiesenthal, M.; Krimmel, H.; Collenberg, H.: Aktive Hinterachs kinematik (AKC) – ein Beitrag zu Fahrdynamik, Sicherheit und Komfort. 17. Aachener Kolloquium, 6.–8.10.2008, Aachen
- [26] Wallbrecher, M.; Schuster, M.; Herold, P.: Das neue Lenksystem von BMW – Die Integral Aktivlenkung. Eine Synthese aus Agilität und Souveränität. 17. Aachener Kolloquium, 6.–8.10.2008, Aachen
- [27] Rieth, P.; Drumm, S.; Harnischfeger, M.: Elektronisches Stabilitätsprogramm. Die Bibliothek der Technik, Bd. 223. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 2001
- [28] Isermann, R.: Fahrdynamikregelung. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2006
- [29] Trächtler, A.: Integrierte Fahrdynamikregelung mit ESP, aktiver Lenkung und aktivem Fahrwerk. In: at – Automatisierungstechnik, 53, 2005, S. 11–19.
- [30] Krimmel, H.; Deiss, H.; Runge, W.; Schürr, H.: Elektronische Vernetzung von Antriebsstrang und Fahrwerk. In: ATZ, Seite 368, Mai 2006

- [31] *Knoop, M.; Flehmig, F., Hauler, F.*: Improvement of Vehicle Dynamics by Networking of ESP® with Active Steering and Torque Vectoring. 8th Stuttgart International Symposium, 11./12. 03. 2008, Stuttgart
- [32] *Smakman, H.* et al.: Integrated Chassis Management – ein Ansatz zur Strukturierung der Fahrdynamikregelsysteme. 17. Aachener Kolloquium, 6.–8.10.2008, Aachen.
- [33] *Thies, A.; Pollmeyer, S.; Krimmel, H.*: Funktionales Zusammenspiel von Fahrwerk und Antrieb. 1. Automobiltechnisches Kolloquium, 16./17.04.2009, München.
- [34] *Leffler, H.*: Integration fahrdynamischer Regelsysteme – Eine Herausforderung für die Systemarchitektur. 13. Aachener Kolloquium, Okt. 2004
- [35] *Schwarz, R.* et al.: ESP II, Fahrdynamik der nächsten Generation. Teil 2: Funktionsintegration und Elektronik. In: ATZ 105 (2003), Nr. 12
- [36] *Heinecke, H.* et al.: AUTomotive Open System ARchitecture – An industry-wide initiative to manage the complexity of emerging E/E-Architectures. Convergence 2004, Detroit, 2004
- [37] *Geiger, R.; Krimmel, H.; Thies, A.*: Vernetzung von Antriebsstrang und Fahrwerk mit Autosar-Schnittstellen. 17. Aachener Kolloquium, 6.–8.10.2008
- [38] www.autosar.com
- [39] *Heinecke, H.* et al.: FlexRay – ein Kommunikationssystem für das Automobil der Zukunft. In: Elektronik Automotive 9/2002
- [40] *Nyenhuis, M.; Steiner, F.; Fröhlich, M.*: Das semiaktive Verstelldämpfersystem des BMW X5 mit verteilter Systemarchitektur. Tagung chassis.tec, 1.–2.03.2007, München
- [41] *Scholz, R.*: Aktive Fahrwerke in Beispiel einer Hinterachslenkung. 6. Tag des Fahrwerks, 6.10.2008, S. 113–131, Aachen, 2007
- [42] NN. ATZ
- [43] *Otterbach, B.*: Sensorcluster Drehraten und Beschleunigung in einem SMD Chip. In: Auto Industrie 24.07.2009
- [44] *Müller, M.; Hörmann, K.; Dittmann, L.; Zimmer, J.*: Automotive SPICE in der Praxis. dpunkt verlag, Heidelberg, 2007
- [45] www.automotivespice.com
- [46] IEC 61508: Funktionale Sicherheit sicherheitsbezogener elektrischer/elektronischer/programmierbar elektronischer Systeme
- [47] www.iso.org
- [48] *Schuller, J.; Sagefka, M.; Ullmann, St.*: Funktionale Sicherheit für vernetzte mechatronische Fahrwerkregelsysteme. 19. Aachener Kolloquium, Okt. 2010.
- [49] *Krimmel, H.; Maschmann, O.; Seidl, S.; Vogt, D.*: Hardware-in-the-Loop-Tests – Chancen und Grenzen. In: ATZ elektronik, 04/2006, S. 19

8 Elektronische Systeme im Fahrwerk

8.1 Elektronische Struktur des Fahrwerks

Durch zukünftige aktive Fahrwerkregelsysteme ist eine Vielzahl an neuen Funktionen darstellbar, welche den Fahrer bei der Fahrzeugführung unterstützen können. In **Bild 8-1** sind bekannte Funktionen dargestellt und gemäß ihrer Domänenzugehörigkeit und dem Zeitpunkt der Markteinführung platziert [1]. Die Funktionen sind nach ihrem Einsatzbereich farblich markiert. Betrachtet man den aktuellen Zeitraum, so sind hier vor allem Funktionen zu finden, welche durch ein aktives Brems- bzw. Vorderradlenkungssystem die aktive Sicherheit des Fahrzeugs erhöhen. Des Weiteren wird ersichtlich, dass die unterschiedlichen Fahrwerksysteme hochgradig miteinander vernetzt eingesetzt werden können und so neue Funktionen generiert werden. Dies bedeutet, dass für zukünftige Entwicklungen der Systemarchitektur und der Systemintegration eine bedeutende Rolle zugeschrieben werden muss. Daher werden im Folgenden elektronische Fahrwerksysteme vorgestellt. Hierzu wird die bereits in Abschnitt 7.2.1 vorgestellte Unterteilung in die drei Domänen Längs-, Quer- und Vertikaldynamik verwendet. Weiterführende X-by-wire Konzepte werden im Abschnitt 8.5 behandelt.

8.2 Mechatronische Längsdynamiksysteme

Im Bereich der Längsdynamik werden neben den weit verbreiteten aktiven Bremsystemen, die Fahrstabilität und Agilität zunehmend durch den Einsatz von aktiven Antriebssystemen gesteigert. Beispielhafte Brems- und Antriebssysteme werden in den folgenden Abschnitten vorgestellt.

8.2.1 Antriebssysteme

Die aktiven Antriebssysteme verteilen das Antriebsdrehmoment zwischen den Achsen bzw. Rädern. Die einfachsten sind die Allradsysteme mit der aktiven Längsverteilung des Drehmoments. Dann kommen die aktiven Querverteilersysteme, die das Drehmoment zwischen den beiden Rädern bedarfsgerecht und variabel verteilen, das sogenannte „Torque Vectoring“. Am aufwändigsten sind die Systeme, welche beide Funktionen integrieren (s. Abschnitt 3.1).

In diesem Abschnitt werden stellvertretend drei Systeme mit unterschiedlicher Ausstattung erläutert: das BMW System *xDrive* [2], das *Super-All Wheel Control* von Mitsubishi [3] und das System Audi *Quattro* im RS5 [4].

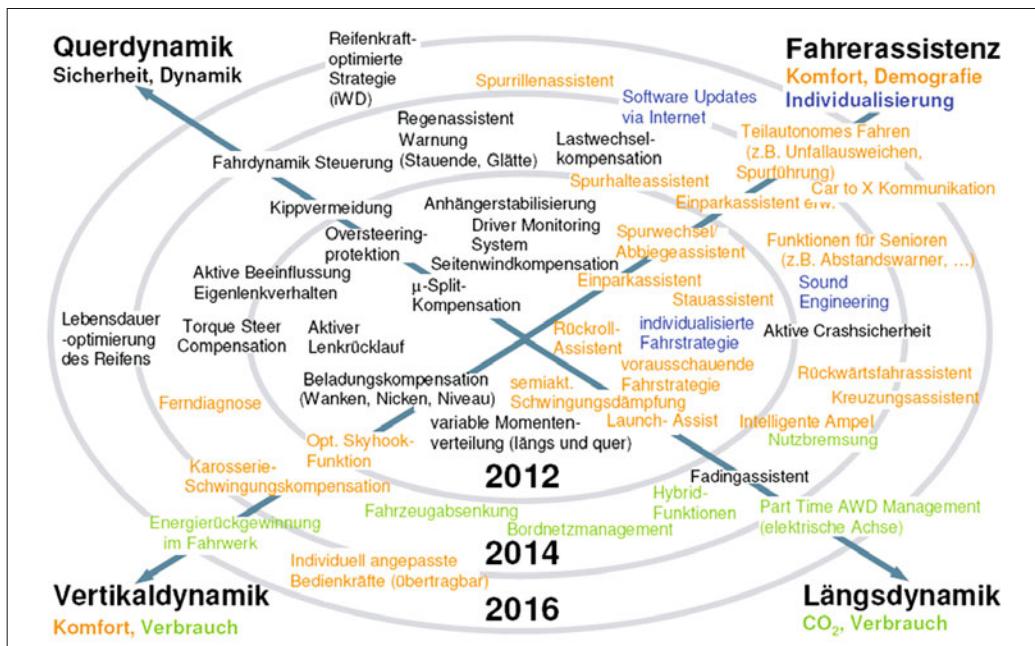


Bild 8-1: Durch aktive bzw. zukünftige Fahrwerkregelsysteme darstellbare Funktionen

8.2.1.1 xDrive

Zentraler Bestandteil des xDrive-Antriebs ist das Verteilergetriebe, welches das Antriebsmoment des Motors bedarfsgerecht an Vorder- und Hinterachse verteilt (**Bild 8-2**).

Beim xDrive-Konzept existiert eine starre Hauptwelle zur Hinterachse, auf der sich die regelbare nasse Lamellenkupplung befindet. Dort wird das Drehmoment stufenlos variabel zur Vorderachse geleitet. Somit kann im Bedarfsfall ein zusätzliches Antriebsmoment (im Normalfall beträgt die Verteilung 40:60 auf die Vorder- und Hinterachse) über die Vorderachse abgesetzt werden.

Auf der Hauptwelle des Verteilergetriebes ist eine G-Rotor-Ölpumpe (ab 2009 ersetzt durch eine effizientere Zahnradpumpe) angeordnet, welche die Kühl- und Schmierölversorgung der Lamellenkupplung und der restlichen Komponenten sicherstellt (**Bild 8-3**).

Der Drehmomenttransfer zur Vorderachse erfolgt über eine Zahnlaschen-Wiegegelenkkette. Das Antriebsmoment wird im Verteilergetriebe von der Getriebeeingangswelle (1) im starren Durchtrieb zur Hinterachse geleitet (2) und im Verzweigungspfad über die regelbare Kupplung zur Vorderachse (3). Das Aktuormodul bedient über die Steuerscheibe den Spreizmechanismus mit Scherenhebel und Kugelpensystem. Die erzeugte Axialkraft auf die Lamellenkupplung liefert das gewünschte Vorderachsmoment [5]. Während im Verteilergetriebe von X3, X5 ein Kettentrieb den Abtrieb zur Vorderachse übernimmt, kommt im 3er und 5er ein kompakteres Stirnradgetriebe mit Schrägverzahnung zum Einsatz (**Bild 8-4**). Das Antriebszahnrad der Hauptwelle steht in permanentem Eingriff mit einem Zwischenrad, das die Antriebsmomente auf das Antriebszahnrad der Nebenwelle überträgt. Die in Fahrtrichtung links zur Hauptwelle angeordnete Nebenwelle leitet das Antriebsmoment über die vordere Gelenkwelle an das Vorderachsgetriebe weiter [6].

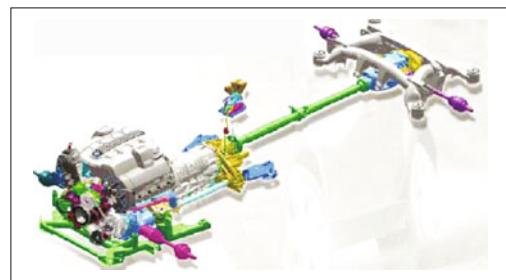


Bild 8-2: Antriebsarchitektur des xDrive-Systems am Beispiel des BMW X5 [5]

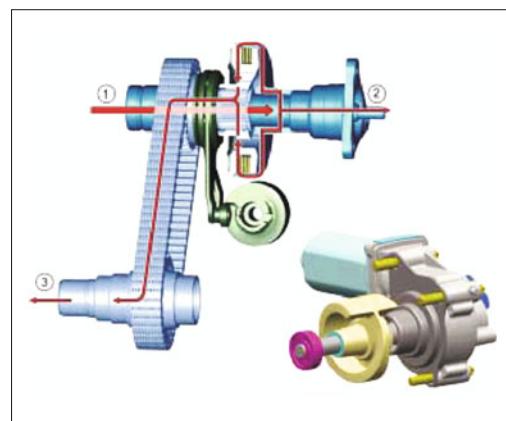


Bild 8-3: BMW X3-Verteilgetriebes (CAD Modell) [5]

Funktionen und Regelkonzept

Durch die variable Längsmomentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse kann das xDrive System Einfluss auf das Eigenlenkverhalten und die Fahrdynamik des Fahrzeugs nehmen.

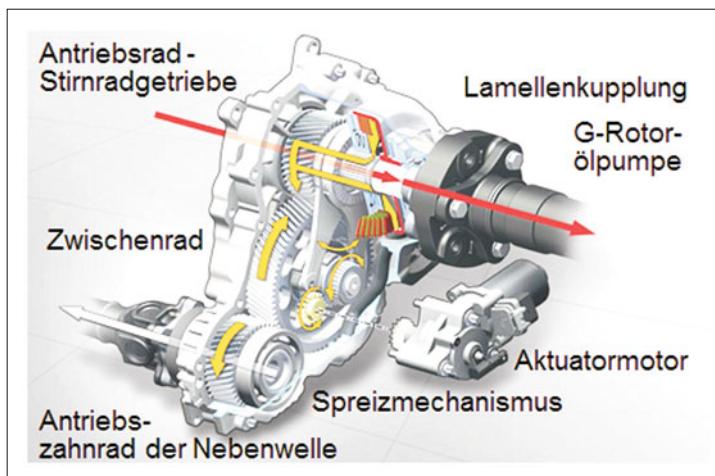


Bild 8-4:
Aufbau Verteilergetriebe der 3er- und 5er-Baureihe [6]

In einer untersteuernden Fahrsituation wird zuerst an der Vorderachse die Kraftschlussgrenze überschritten, d. h., der Schräglaufwinkel steigt an der Vorderachse an. Hieraus resultieren eine Abnahme des Schwimmwinkels und damit eine relative Verringerung des Schräglaufwinkels an der Hinterachse.

Die zugehörige Seitenkraftabnahme an der Hinterachse führt zu einer Stabilisierung des Fahrzeugs auf einem größeren Bahnradius mit geringerer Querbeschleunigung. In dieser Situation kann durch eine Reduzierung des Antriebsmoments an der Vorderachse eine Steigerung des Seitenkraftpotenzials der Vorderachse erzielt werden. Daher überträgt das System xDrive in einer untersteuernden Fahrsituation bis zu 100 % des Antriebsmoments über die Hinterachse [5]. Bei Erreichen der maximalen Querbeschleunigung wird beim übersteuernden Fahrzeug zuerst an der Hinterachse die Kraftschlussgrenze überschritten, d. h., der Schräglaufwinkel an der Hinterachse steigt unkontrolliert an. Wird in dieser Situation die übertragene Längskraft an der Hinterachse reduziert, so kann das Fahrzeug stabilisiert werden.

Neben der Beeinflussung der Querdynamik wird xDrive auch zur aktiven Traktionsregelung genutzt. Die regelbare Kupplung im Verteilergetriebe wird hierzu als Mittensperre genutzt. Im Bedarfsfall können somit beide Achsen starr verkoppelt werden.

Die Querverteilung des Drehmoments wird durch Brems- und Motormanagementeingriffe (DSC *Dynamic Stability Control*) erzielt.

Seit 2010 ist xDrive an allen BMW Modellen verfügbar, wobei jeder vierte BMW mit diesem System ausgeliefert wird (bei X3, X5 und X6 serienmäßig).

Beim X6 wurde das System durch ein Überlagerungsgetriebe (s. Bild 3-14) an der Hinterachse erweitert und als „Dynamic Performance Control“ bezeichnet. Damit kann das Drehmoment ebenfalls stufenlos und entsprechend den Straßenvorhältnissen zwischen dem rechten und linken hinteren Rad verlagert werden. Die Momentenverteilung funktioniert auch ohne Antriebsmoment im Schubbetrieb (Torque Vectoring).

8.2.1.2 Active Yaw Control (AYC)

Im Gegensatz zum xDrive-System setzt Mitsubishi in seinem Modell Lancer Evo IV bis IX eine aktive

Antriebsmomentenverteilung (*Active Yaw Control*, AYC) ein, welche das Antriebsmoment auch zwischen kurveninnerem und kurvenäußerem Hinterrad verteilt. Bei diesem System ist eine Asymmetrie zwischen den beiden Rädern von bis zu 70:30 möglich.

Funktion

Beim Anbremsen in einer Kurve, vor allem bei nasser oder welliger Fahrbahn, sperrt das aktive Mittendifferenzial, der größere Teil des Verzögerungsmomentes wird durch das Hinterachs differenzial auf das kurveninnere Hinterrad verschoben. Im Kurveneingang reduziert sich die Sperrwirkung des Mittendifferenzials in Abhängigkeit von Lenkwinkel und Fahrgeschwindigkeit, während das Antriebsmoment an der Hinterachse zum überwiegenden Teil dem kurvenäußerem Rad zugeteilt wird. Nähert sich das Fahrzeug dem Kurvenausgang, erhöht sich die Sperrwirkung des Mittendifferenzials in Abhängigkeit von der Beschleunigung wieder.

Der größere Teil des Antriebsmomentes wird nun dem kurvenäußerem Hinterrad zugeschlagen, der resultierende Drehimpuls um die Hochachse reduziert die Untersteuerneigung beim Herausbeschleunigen und sorgt für ein neutrales Kurvenverhalten [7].

Als Eingangsgrößen für das Steuergerät werden die folgenden Sensorsignale erfasst:

- ◆ Lenkradwinkel,
- ◆ Gaspedalstellung,
- ◆ Raddrehzahlen,
- ◆ Längs- und Querbeschleunigung.

Wie in Bild 8-5 zu sehen, benötigt das Steuergerät neben den Sensorgrößen viele weitere Informationen. Aufgrund der internen Übersetzung dreht die linke Kupplung langsamer als die rechte Antriebswelle. Daher transferiert die rechte Antriebswelle ein Moment in Richtung des Differenzials zur linken Antriebswellen, wenn die linke Kupplung schließt (Bild 8-6). Hieraus resultiert ein rechtsdrehendes Giermoment um die Fahrzeughochachse (Bild 8-6, Mitte).

Im Mitsubishi Lancer Evo VII wurde eine Aktualisierung des AYC mit der Bezeichnung Super-AYC eingeführt. Es besitzt die gleiche Funktionsweise. Durch die Verwendung eines Planetengetriebes als Differential kann das neue Differential im Super-AYC ein doppelt

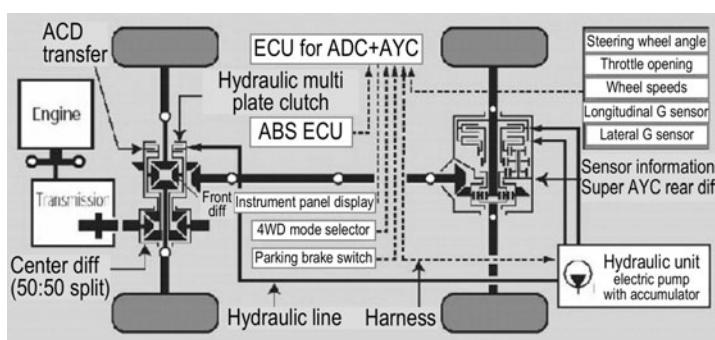


Bild 8-5:
Konzept Active Yaw Control
(AYC)

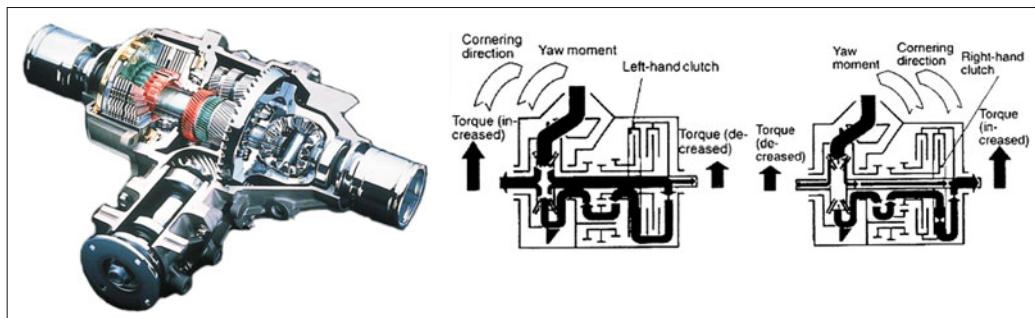


Bild 8-6: Aktives Verteilergetriebe AYC (links): rechtsdrehendes (Mitte) und linksdrehendes Giermoment (rechts)



Bild 8-7: Aktives Verteilergetriebe (Super-AYC)

so hohes Antriebsmoment zwischen den Hinterrädern übertragen (**Bild 8-7**).

Die Weiterentwicklung des S-AYC unter der Bezeichnung S-AWC (*Super All Wheel Control*) integriert das Bremsystem in das S-AYC. Damit können sowohl die Antriebs- als auch die Bremskräfte an allen Rädern aufgeteilt und geregelt werden (**Bild 8-8**).

Dadurch wird das System nicht nur bei beschleunigter Kurvenfahrt, sondern auch bei konstanter oder gebremster Kurvenfahrt effektiv eingesetzt [3].

Die Messkurven in **Bild 8-9** zeigen die erhöhte Agilität bei der Kurvenfahrt des S-AYC mit S-AWC Regelalgorithmus. In **Bild 8-10** werden die Vorteile beim Spurwechsel auf Schnee verdeutlicht.

In **Bild 8-11** ist die Systemkonfiguration des neuen S-AWC Systems im Mitsubishi Lancer Evo X dargestellt. Das System berücksichtigt die speziellen Eigenschaften der Längsantriebs-, Querantriebs- und Bremsmomentenverteilung, um die Längs- und Fahrdynamik zu verbessern.

8.2.1.3 Quattro Sport Differential

In der neusten Evolutionsstufe des Quattro-Antriebs setzt Audi auf ein Längsverteilergetriebe mit lastabhängiger Sperrwirkung. Im Audi RS5 wird hierbei erstmalig das bisherige Mittendifferenzial in Planetenbauweise (in anderen Modellen weiter im Einsatz) durch eine

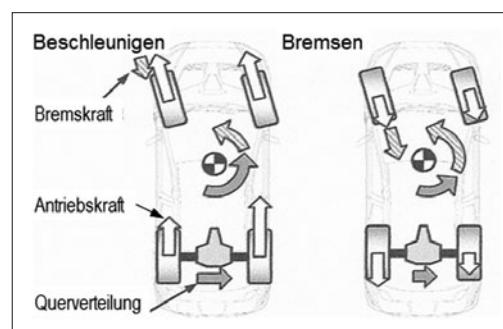


Bild 8-8: Giermomentenverteilung durch Antriebs- und Bremskräfte [3]

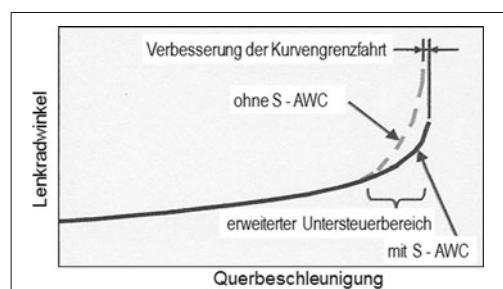


Bild 8-9: Kurvenfahrt mit und ohne S-AWC [3]

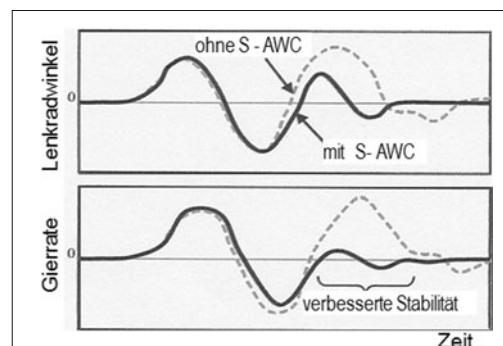


Bild 8-10: Spurwechsel auf Schnee mit / ohne S-AWC

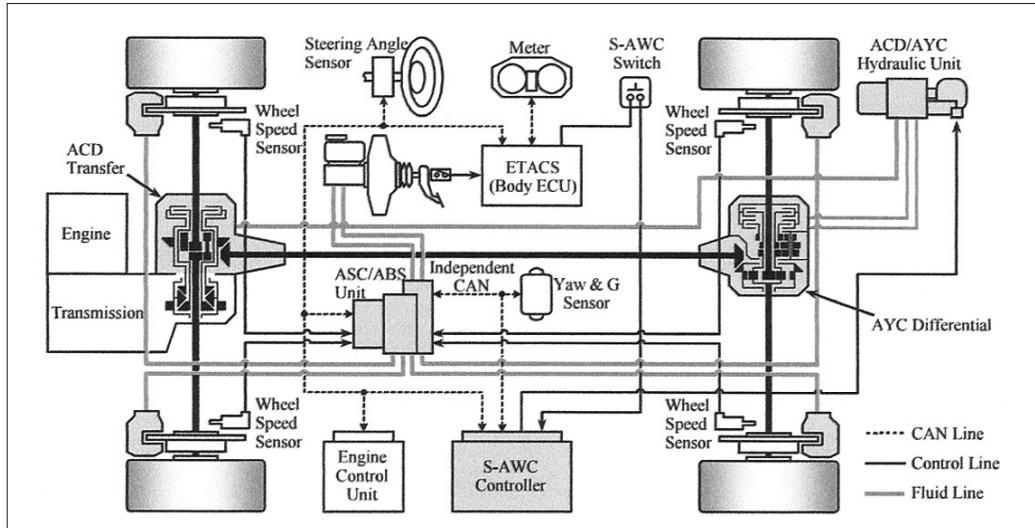


Bild 8-11: Systemkonfiguration des S-AWC Systems des Mitsubishi Lancer Evo X [3]

Lamellensperrdifferential ersetzt. Die Grundverteilung beträgt 40:60 zwischen Vorder- und Hinterachse. Die Kronenradbauweise des Differenzials erlaubt in Extremfällen eine Spreizung von 70:30 bis 15:85.

An der Hinterachse kommt das sogenannte „Sportdifferenzial“ zum Einsatz (Bild 8-12), welches der Untersteuertendenz des Allradantriebs entgegenwirkt. Es handelt sich um ein Überlagerungsdifferential in nicht verstärkender Welle-Korb-Bauweise. Die Betätigung erfolgt über eine elektrisch angetriebene Hydraulikpumpe mit Richtungsumkehr mit dem Vorteil, dass nur ein Aktuator zur Ansteuerung beider Kupplungen ausreicht [4]. Die symmetrisch rechts und links vom Verteilergetriebe angeordneten Overdrive-Einheiten (Bild 8-13) mit Lamellenkupplungen steuern die Drehmomentenverteilung.

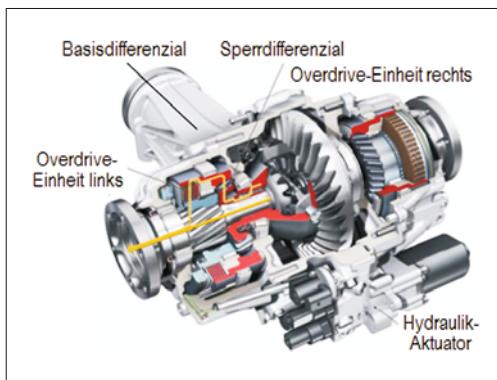


Bild 8-12: Modulares Lamellensperrdifferential [4]

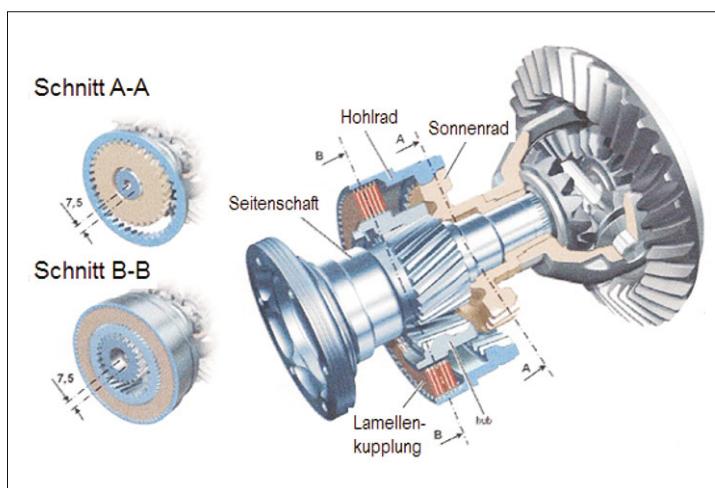


Bild 8-13:
Aufbau der Overdrive-Einheit [4]

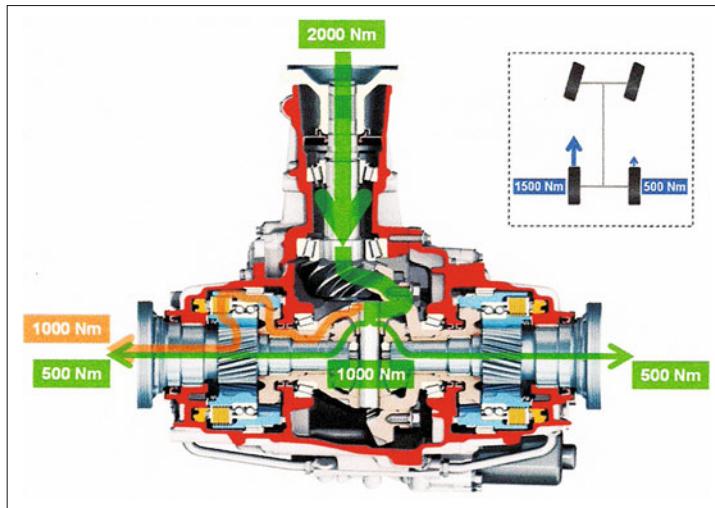


Bild 8-14:
Basis Drehmomentenverteilung
[4]

Sehr innovativ ist die letzte Getriebestufe, die als Planetenzahnsatz mit einem Mittenversatz von 7,5 mm gebaut ist. (**Bild 8-14**) zeigt die Drehmomentenverteilung.

Auch mit dem Audi Quattro Sport Differential ist es möglich, asymmetrische Raddrehmomente in allen Fahrgeschwindigkeiten und -situationen zu erzeugen. Es verhindert das Untersteuern in Kurvenfahrten mit hohen Geschwindigkeiten, ermöglicht eine direkte und präzise Lenkreaktion und stabilisiert das Fahrzeug auch wenn kein Drehmoment verfügbar ist.

8.2.1.4 Weitere aktive Allradantriebssysteme

Es gibt weitere ähnliche Antriebsmomentverteilungssysteme mit integriertem Bremseneingriff. Diese sind Mercedes 4Matic (s. Abschnitt 3.2.6), Honda SH-AWD, Nissan Attesa E-TS, welche in [8] sehr ausführlich und systematisch zusammengestellt und beschrieben sind. **Bild 8-15** zeigt diese Systeme nebeneinander.

8.2.1.5 Systeme mit Frontantrieb-Querverteiler Überlagerungsdifferenzial

Schon im Jahr 1996 wurde im Honda Prelude unter der Bezeichnung ATTS (*Active Torque Transfer System*) ein Überlagerungsdifferenzial zur Querverteilung des Antriebsmoments an der Vorderachse eingesetzt. Dieses System hätte bei zu großem Störkrafthebelarm den Nachteil, dass durch die unterschiedlichen Drehmomenten an den Seitenwellen die Lenkung beeinflusst wird (Torque Steer).

Bei Honda wurde versucht, dies durch die Optimierung der Doppelquerlenker-Kinematik (Reduzierung des Störkrafthebelarms) zu entschärfen.

Der frontangetriebene aktuelle Ford Focus RS hat ebenfalls ein Überlagerungsdifferenzial zum Quertransfer der Drehmomente an die beiden Räder. Hier wurde der Störkrafthebelarm an der McPherson-Aufhängung durch das „Revo-Knuckle-Prinzip“ (s.

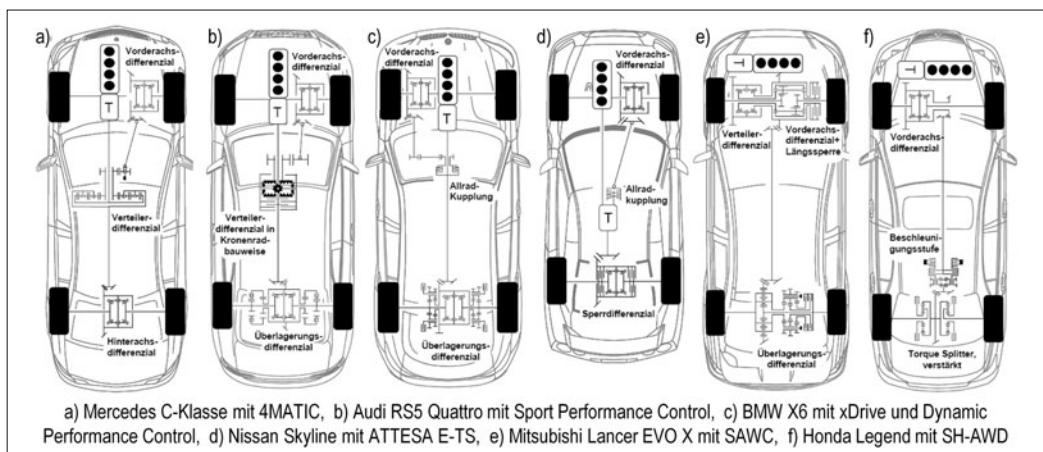


Bild 8-15: An der Hinterachse quer- und längsverteilende Antriebssysteme mit Bremseneingriff [8]

Abschnitt 4.3.9.5) reduziert. Die weiteren Beispiele für diese eher seltene Anwendung querverteilender Systeme in frontangetriebenen Fahrzeugen sind Ford Kuga, Alfa Romeo Modelle mit dem Kürzel Q2 und der Mini Cooper.

Die Vorteile des Allradantriebs hinsichtlich des Traktionspotentials auf Fahrbahnen mit niedrigem Reibwert sind unbestritten. Legt man jedoch den Focus auf die Fahreigenschaften unter normalen Fahrbahnbedingungen sowie die Unterstreichung der Sportlichkeit, sind querverteilende Antriebssysteme in einachsgetriebenen Fahrzeugen eine viel versprechende Alternative. Zumal sie nur einen Bruchteil des Mehrgewichts, der Kosten und des Kraftstoffverbrauchs verursachen. Voraussetzung ist jedoch ein kleiner Störkrafthebelarm und eine Motorleistung, die das Kraftschlusspotential der Vorderachse nicht zu stark übersteigt. Überlagerungsgetriebe bieten hier das höchste Potential, da sie unabhängig von der Motorleistung arbeiten.

Erst die Allradfahrzeuge mit einem Überlagerungsdifferential können den gebührenden Abstand zu den fahrdynamischen Leistungen derart ausgestatteter frontangetriebener Fahrzeuge herstellen [9].

8.2.1.6 4Motion von VW

Heute übliche Allradversionen der Fahrzeuge mit Motorquereinbau haben ein Antriebsstrang als Hang-On-System, wie es auch bei VW Tiguan umgesetzt ist (*4Motion*). Hierfür befindet sich direkt neben dem Schaltgetriebe der Allradwinkeltrieb, der über eine Steckverzahnung mit dem Vorderachsendifferenzialkorb gekoppelt ist. Die Zuschaltung der Hinterachse erfolgt über eine Haldex-Kupplung der 4. Generation, die sich durch eine elektro-hydraulische Betätigung auszeichnet [10]. Dieses System erlaubt eine deutliche Reduzierung des Ansprechverhaltens gegenüber den früheren Generationen, da der Druckaufbau zur Kupplungsbetätigung unabhängig von der Differenzialzahl zwischen den beiden Achsen ist (**Bild 8-16**).

8.2.2 Bremsysteme

Mit den Bremsystemen wird in erster Linie die Längsdynamik beeinflusst, sie übernehmen jedoch auch sehr wichtige Querstabilisierungsfunktionen.

Die Fahrdynamikregelung für Bremsysteme geht in ihren Möglichkeiten weit über ABS und die Kombi-



Bild 8-17: Sensorausstattung des Fahrdynamikregelsystems [11]

nation von ABS und ASR hinaus. Sie baut auf deren weiterentwickelten Komponenten auf und ermöglicht ein aktives Bremsen aller Räder mit hoher Dynamik. Die Brems- und Antriebsschlupfregler (ABS + ASR) sind dem Fahrdynamikregler meist untergeordnet. Bremsen-Fahrdynamikregler werden häufig auch als FDR (*Fahrdynamikregler*), ESP (*Elektronisches Stabilitätsprogramm*), DSC (*Dynamic Stability Control*) bezeichnet (s. Abschnitt 3.3.7.4).

Zur Beurteilung des momentanen Fahrzustandes besitzt das Fahrdynamikregelsystem verschiedene Sensoren, wie **Bild 8-17** zeigt.

Neben der Erfassung der Raddrehzahlen und des Lenkradwinkels werden auch die Gierwinkelgeschwindigkeit (Rotationsgeschwindigkeit des Fahrzeugs um seine Hochachse) und die Querbeschleunigung des Fahrzeugs gemessen.

Eine detaillierte Beschreibung zur Funktionsweise der einzelnen Sensoren, sowie des Systemaufbaus ist in Abschnitt 3.3.7.3 zu finden. Im Folgenden wird daher lediglich die Funktionsweise des Fahrdynamikreglers detaillierter betrachtet.

8.2.2.1 Grundlagen des Bremsen-Fahrdynamikreglers

Im Folgenden wird ein kurzer Überblick über die Grundlagen eines Fahrdynamikregelsystems gegeben. Da vor allem die Steuergeräte heutzutage sehr komplexe Algorithmen beinhalten, sollen hier nur der grundlegende Aufbau und die Funktionsweise erläutert werden.

Der Aufbau eines aktiven Bremsystems zur Fahrdynamikregelung lässt sich grundsätzlich in die drei Module Fahrzustandsbeobachtung, Fahrzustandserkennung und Fahrzustandsregelung unterteilen [11] (**Bild 8-18**).

Zur Regelung der Fahrzeugquerdynamik ist die Kenntnis von Soll- und Ist-Bewegung des Fahrzeugs notwendig. Hierzu wird die Ist-Bewegung des Fahrzeugs unter anderem anhand von Sensorwerten wie Gierwinkelgeschwindigkeit, Querbeschleunigung oder Raddrehzahlen erfasst. Die Sollbewegung des Fahrzeugs wird im Bremsensteuergerät aus Lenkradwinkel und Fahrzeug-

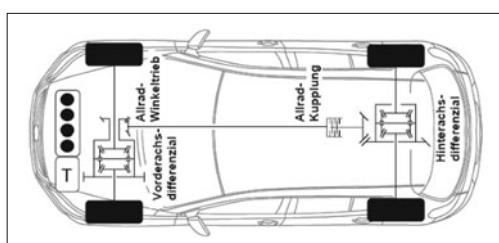


Bild 8-16: 4Motion-Allradantrieb von VW Tiguan [8]

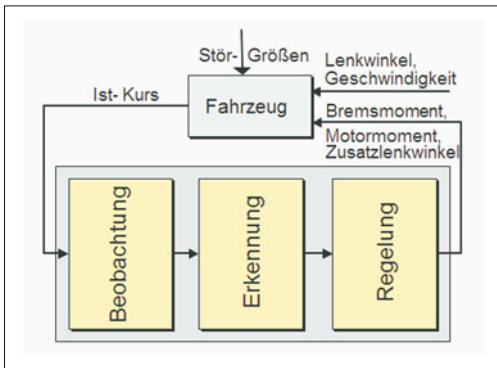


Bild 8-18: Struktur Fahrdynamikregler für Bremssysteme [11]

geschwindigkeit über das lineare Einspurmodell (vgl. Gl. 8.1) berechnet.

$$\dot{\psi}_{\text{Soll}} = \frac{v_{\text{Fzg}}}{l \cdot \left(1 + \frac{v_{\text{Fzg}}^2}{v_{\text{char}}^2} \right)} \cdot \delta_{\text{Fahrer}} \quad (8.1)$$

Im normalen Fahrbetrieb treten zu 95 % Querbeschleunigungen mit einem Betrag von weniger als $3,5 \text{ m/s}^2$ auf [12], [13]. Damit kann vorausgesetzt werden, dass der Normalfahrer im Wesentlichen ein Fahrverhalten entsprechend dem des linearen Einspurmodells erfährt, da dieses im genannten Betriebsbereich gültig ist. Durch einen Vergleich zwischen der Ist- und der Sollgiergeschwindigkeit können kritische Fahrzustände anhand von **Bild 8-19** und der üblichen Definition für die Fahrzustände „Untersteuern“ und „Übersteuern“ klassifiziert werden.

- ♦ **Untersteuern:** Die Sollgiergeschwindigkeit ist größer als die Ist-Giergeschwindigkeit und
- ♦ **Übersteuern:** Die Sollgiergeschwindigkeit ist kleiner als die Ist-Giergeschwindigkeit.

Neben den Fahrzuständen „Untersteuern“ und „Übersteuern“ werden in einem Bremsensteuergerät noch weitere Sondersituationen erkannt (z. B. Bremsung auf einer μ -Split-Fahrbahnoberfläche, Steilwandkurve,

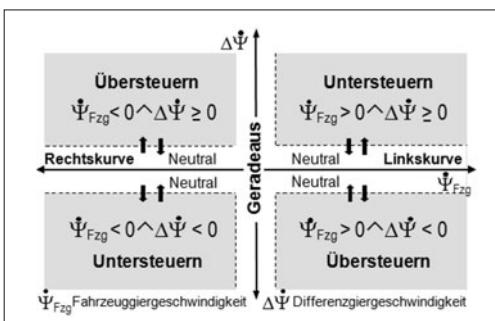


Bild 8-19: Einteilung der Fahrzustände [13]

etc.), auf die an dieser Stelle nicht weiter eingegangen werden soll.

In Abhängigkeit des erkannten Fahrzustands wird in der Fahrzustandsregelung der entsprechende Regelungsalgorithmus aktiviert und das Fahrzeug über einen korrigierenden Bremseneingriff an einem oder mehreren Rädern stabilisiert.

Zur Einleitung der Bremseingriffe wird ein Hydrauliksystem benötigt, das selbstständig Druck aufbauen kann. Hierzu wird eine Vorladepumpe in den Hydraulikkreislauf integriert, die innerhalb einer kurzen Ansprechzeit eine hohe Druckversorgung realisieren kann, um radindividuelle Bremseingriffe vornehmen zu können. Die restlichen Komponenten des Hydrauliksystems entsprechen im Wesentlichen denen eines individualgeregelten ABS, da für jedes Rad eine separate Bremsdruckregelung vorhanden sein muss [14]. Für eine detaillierte Beschreibung des Hydrauliksystems sei auf Abschnitt 3.3.7.4 verwiesen.

Die Fahrdynamikregelung verfügt über eine Verbindung zur Motorelektronik des Fahrzeugs. Ähnlich wie für das Hydrauliksystem verwendet die FDR für die Motormomentregelung Komponenten des ASR.

8.2.2.2 Zusatzfunktionen in aktiven Bremssystemen

Im Folgenden sind *Zusatzfunktionen* aufgeführt, die in aktuellen Fahrzeugen mit aktivem Bremssystem implementiert sind:

- ♦ **ABSplus Erweitertes Stabilitäts-Bremssystem**: Dieses auch als *Cornering Brake Control CBC* bekannte System erkennt allein aus den Verläufen der Raddrehzahlen die Fahrsituation ohne Gierraten- und Querbeschleunigungssensor. ABSplus optimiert den Bremsschlupf und damit die Bremskraftverteilung und bewirkt eine Gierratenkomensation ohne ESP.
- ♦ **Hydraulischer Bremsassistent**: Die Bremsassistentenfunktion unterstützt den Fahrer bei Notbremsungen durch eine automatische Bremsdruck erhöhung.
- ♦ **Hydraulic Fading Compensation**: Bei extremer Beanspruchung der Bremse (z. B. bei langen Bergabfahrten mit beladenem Fahrzeug) können bei einer Vollbremsung Fading-Effekte auftreten; der Reibwert zwischen Reibbelag und Brems Scheibe sinkt vorübergehend bei sehr hohen Temperaturen. In einem solchen Fall erfolgt eine aktive Erhöhung des Bremsdrucks, die über jenen Druck herausgeht, den der Fahrer über das Bremspedal auf bringt.
- ♦ **Giermomentabschwächung**: Bei einer Bremsung auf einer μ -Split-Oberfläche wird der Druck an dem μ -high-Vorderrad verzögert aufgebaut. Hierdurch entsteht ein langsamer Aufbau des Giermoments um die Fahrzeughochachse, wodurch der Fahrer durch eine entsprechende Lenkkorrektur das Fahrzeug stabilisieren kann.

- ♦ **Elektronische Differenzialsperre:** Beim Anfahren auf einer μ -Split-Oberfläche wird ein durchdrehendes μ -low-Rad durch einen gezielten Bremseingriff stabilisiert. Durch das Bremsmoment am μ -low-Rad kann das μ -high-Rad ein größeres Antriebsmoment übertragen. Hierdurch werden die Traktion und die Stabilität des Fahrzeugs verbessert.
- ♦ **Elektronische Parkbremse:** Bei einigen Fahrzeugen entfällt die mechanische Parkbremse und wird durch das aktive Bremsystem erzeugt.
- ♦ **Roll-Over Prevention:** Vor allem bei Fahrzeugen mit hohem Aufbauschwerpunkt besteht die Möglichkeit des Fahrzeugüberschlags bei dynamischen Fahrmanövern. Durch einen gezielten Bremseingriff wird dem Fahrzeug kinetische Energie entzogen und der Überschlag kann verhindert werden.
- ♦ **Gespannstabilisierung:** Für Pkw-Gespanne existiert in Abhängigkeit der Fahrzeug- und Anhängerparameter eine kritische Fahrzeuggeschwindigkeit, bei der die Gierdämpfung des Systems zu Null wird. Überschreitet das Pkw-Gespann diese Geschwindigkeit, so beginnt der Anhänger zu pendeln; das Gespann wird instabil. Durch Reduzierung der Fahrzeuggeschwindigkeit und Bremseneingriffe in Gegenphase kann das Gespann stabilisiert werden.
- ♦ **Bremsscheibenreinigungsmodul:** Durch das zyklische Anlegen der Bremsbeläge bei Regen werden die Bremsscheiben getrocknet. Hierdurch kann das Ansprechen der Bremse bei nasser Witterung weiter optimiert werden.
- ♦ **Berganfahrhilfe:** Diese Funktion soll ein Zurückrollen des Fahrzeugs beim Anfahren an einer Steigung vermeiden. Beim Gasgeben wird die Bremse automatisch freigegeben.
- ♦ **Bergabfahrhilfe:** Fahrstabilitätshilfe bei Bergabfahrten auf losem oder Untergrund mit niedrigem Reibwert. Die Funktion kontrolliert die Geschwindigkeit mit Hilfe der Bremseingriffe und dem Motorschluppmoment.
- ♦ **Vorgesteuerter Bremsdruckaufbau:** Bei drohender Instabilität des Fahrzeugs und großen Querbeschleunigungen wird das Lüftspiel an der Radbremse reduziert, um mögliche Bremseneingriffe schneller bewerkstelligen zu können.
- ♦ **Notbremsanzeige:** Um nachfolgende Verkehrsteilnehmer bei starken Bremsungen zu warnen, stellt ESP-Steuergerät die Auslösekriterien für eine spezielle Ansteuerung der Bremslichter oder für eine „car to car“ Übermittlung bereit.

8.3 Mechatronische Vertikaldynamiksysteme

Die Vertikaldynamik wird hauptsächlich durch Federung und Dämpfung beeinflusst. Neben diesen beiden werden auch aktive Lagerungssysteme vorgestellt.

8.3.1 Anforderungen an die Vertikalsysteme

Die Aufgaben des Federungs- und Dämpfungssystems lauten [15]:

- ♦ Abstützen des Aufbaus,
- ♦ Isolieren des Aufbaus gegenüber der Störgröße *Fahrbahnunebenheiten*,
- ♦ Aufrechterhalten des Kontaktes zwischen Rad und Fahrbahn.

Es handelt sich hierbei um Aufgaben, die sich den Kriterien Fahrkomfort und Fahrsicherheit zuordnen lassen. Daraus ergeben sich die Anforderungen an die Federungs- und Dämpfungssysteme:

- ♦ geringe Reibung des Aktuators (Abrollverhalten),
- ♦ geringer Leistungsbedarf,
- ♦ geringer Bauraum (modulare, kompakte Systemintegration),
- ♦ geringes Gewicht,
- ♦ geringe Kosten,
- ♦ wenige bewegte Teile (Verschleiß, Wartung).

8.3.2 Einteilung der Vertikalsysteme

Die klassische Möglichkeit der Beeinflussung des Federungsverhaltens eines Fahrwerkes ist die Abstimmung der Federn und Dämpfer über eine entsprechende Auslegung ihrer Kennlinien. Dabei bieten die konstruktiven Einflussparameter der Reifenfederung und geringe ungedämpfte Massen gewisse Grundvoraussetzungen, jedoch sind ihre Variationsmöglichkeiten vergleichsweise eingeschränkt.

Neben einer einmaligen, festgelegten Parametrisierung der Feder- und Dämpferelemente existieren aber noch weitere Lösungen, bei denen die am Aufbau wirkende Kraft F nicht mehr über eine einzige Kennlinie vom Einfederweg z und der Einfedergeschwindigkeit \dot{z} abhängt. In solcher Weise gesteuerte und geregelte Fahrwerke werden in der nichtwissenschaftlichen Literatur gerade in Verbindung mit Luftfederungssystemen oft insgesamt als „aktive Fahrwerke“ bezeichnet [16]. Da sich diese Fahrwerke aber häufig grundsätzlich in ihrer Wirkungsweise unterscheiden, sollten sie auch mit Hilfe einer entsprechenden Terminologie klassifiziert werden.

Die in [17] vorgestellte Definition stützt sich auf den in weiteren wissenschaftlichen Arbeiten üblichen Sprachgebrauch und unterscheidet die Systeme nach ihrem Arbeitsbereich im Kraft-Weg- bzw. Kraft-Geschwindigkeits-Diagramm, ihrer Stellzeit sowie ihrem Energiebedarf, wie in Bild 8-20 dargestellt.

Weithin bekannt sind Fahrwerksregelungssysteme, die in unterschiedlicher Form auf die Dämpfungscharakteristik Einfluss nehmen. Veränderbare Komponente in Bezug auf die Federrate ist beispielsweise bei der Luftfederung die Steuerung von Zusatzvolumina zur schnellen Änderung der Federkonstante. Die Art und

System-bezeichnung	Arbeitsbereich	Stellzeit	Energie- bedarf	Prinzip	Beispiele
passiv		-	-		herkömmliche Fahrwerke
adaptiv		1 s bis herab zu 25 ms (schnelle adaptive Systeme)	gering		- Jaguar X350 ACD2 - DC ADS / ADS II - Citroën Hydractive - BMW EDC-K - Audi CDC
semi-aktiv		< 10 ms	gering		- CDC mit "Skyhook"-Regelung (Lancia Thesis, VW Phaeton / Touareg) - Volvo S60R
langsam aktiv		> ca. 0,3 s	mittel		Wankstabilisierung: - DC ABC - BMW Dynamic Drive - Citroën Activa AFS
aktiv		< 10 ms	hoch		- Lotus Active Suspension

Bild 8-20:
Einteilung der Vertikalsysteme [19]

Weise der Einflussnahme ermöglicht eine Klassifizierung der Systeme [18].

Passive Systeme

Passive, „konventionelle“ Fahrwerke sind dadurch gekennzeichnet, dass ihnen während des Betriebs keinerlei Hilfsenergie zugeteilt wird. Ihre Federungs- und Dämpfungseigenschaften sind unveränderlich und durch gleich bleibende Kennlinien beschrieben.

Adaptive Systeme

Adaptive Systeme können gegenüber den passiven Systemen zusätzlich zwischen verschiedenen Kennlinien der Bauelemente schalten. Die Kraftrichtung wird jedoch weiterhin durch das Vorzeichen des Einfederwegs und der Einfedergeschwindigkeit bestimmt [15]. Hierdurch ist eine Anpassung an unterschiedliche Zustände wie Fahrzeugmasse, Fahrgeschwindigkeit, Fahrbahnzustand sowie teilweise der Fahrsituation möglich.

Zur Ansteuerung ist lediglich ein geringer Energieaufwand erforderlich, wobei die Anpassung an einen neuen Zustand relativ lange dauert. Die Dämpferkennung kann dabei innerhalb einer gewissen Bandbreite kontinuierlich oder zwischen einer Anzahl von Kennlinien stufenweise einstellbar sein [19].

Semi-aktive (halbaktive) Systeme

Im semi-aktiven Fall sind die Schaltfrequenzen größer als die charakteristische Schwingungsdauer von Rad und Aufbau. Es kann so schnell von einer zur anderen Kennlinie geschaltet werden, dass auch jeder dazwischen liegende Punkt dynamisch zu erreichen ist [15].

Langsam-aktive Systeme

Langsam-aktive Systeme ergänzen die herkömmlichen Feder- und Dämpferelemente durch ein aktives Stell-

glied, das pneumatisch, hydraulisch oder aber elektromechanisch betätigt wird. Der Energiebedarf liegt unter dem Niveau eines aktiven, aber deutlich über dem der adaptiven und semi-aktiven Konzepte. Wegen der noch zu hohen Stellzeiten werden diese Elemente in der Regel zum Ausgleich niederfrequenter Wank-, Nick- und Hubbewegungen des Aufbaus eingesetzt und parallel zu einer passiven Federung und Dämpfung angeordnet [19].

Aktive Systeme

Erst bei den aktiven Systemen wird die Kraft zwischen Aufbau und Rad unabhängig von der Einfederbewegung des Rades: es können alle Quadranten des Kraft-Geschwindigkeit-Diagramms genutzt werden. Zur Aufbringung der Stellkraft wird jedoch eine externe Energiezufuhr erforderlich.

Eine detaillierte Beschreibung der passiven, adaptiven und semiaktiven Dämpfungssysteme ist im Abschnitt 3.6 zu finden. Im Folgenden werden aktuelle adaptive und aktive Federungssysteme beschrieben.

8.3.3 Dämpfungssysteme

Adaptive Dämpfungssysteme arbeiten in der Regel mit 3-Kennlinien. Semi-aktive theoretisch mit unendlich vielen Kennlinien. Aktive Dämpfungssysteme gibt es nicht. Sobald ein aktives Stellelement hinzugefügt wird, spricht man von aktiven Federungssystemen. Adaptive und insbesondere semi-aktive Systeme bieten deutliche Fahrkomfortverbesserungen ohne große Energie-, Gewicht-, Bauraum- und Kostenzuschläge. Hier werden lediglich die Drossel- oder Viskositäts-eigenschaften geändert. Da dabei keine Massen bewegt werden müssen, geschieht dies sehr schnell und mit sehr niedrigem Energiebedarf.

8.3.3.1 Adaptive Dämpfungssysteme

Für adaptive Systeme werden üblicherweise nur die Weg- oder Beschleunigungssignale des Aufbaus ausgewertet und über eine Schwellwertregelung die Stellgröße ermittelt. Die Dämpferkennung kann dabei innerhalb einer gewissen Bandbreite kontinuierlich oder zwischen einer Anzahl von Kennlinien stufenweise einstellbar sein.

Eine frühe Ausführungsform war das EDC-System (*Electronic Damper Control*) von BMW, welches in Zusammenarbeit mit Boge und VDO entwickelt wurde. Die Dämpferkennlinien werden hier adaptiv in drei Stufen mittels einer Steuerelektronik verstellt [20]. Die Identifizierung der Fahrbahnanregung erfolgt mit Hilfe des Aufbaubeschleunigungssensors.

Die durch eine adaptive Dämpfung erzielbaren Vorteile gegenüber einer passiven Dämpfung zeigt **Bild 8-21** anhand von Simulationsergebnissen mit einem Einrad-Federungsmodell. Die weichen, mittleren und harten Kennungen zeigen jeweils in unterschiedlichen Frequenzbereichen der Anregung deutliche Vorteile in Bezug auf die Aufbaubeschleunigung und die Radlastschwankungen. Die adaptive Strategie kann diese Vorteile in sich vereinen.

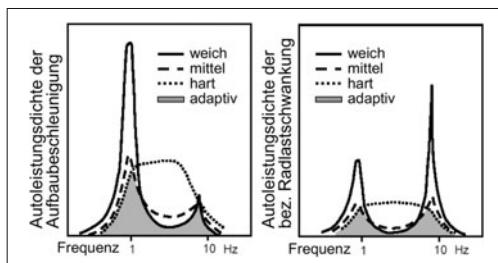


Bild 8-21: Vorteile der adaptiven Dämpfung [20]

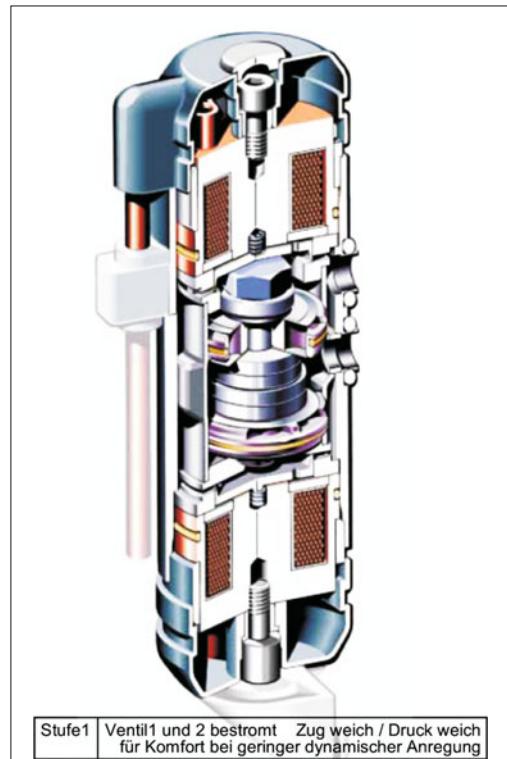
Adaptives Dämpfungssystem (ADSII)

Das von ThyssenKrupp und Bilstein entwickelte System ADS (*Adaptives Dämpfungssystem*) ermöglicht eine Beruhigung der Fahrzeugaufbaubewegung durch eine angepasste Verstellung von Zug- und Druckstufe, wobei Zug- und Druckstufe getrennt eingestellt werden können. Hierzu sind 2 Bypass-Ventile notwendig, wodurch sich insgesamt 4 Kennlinien (Stufe 1 bis 4) darstellen lassen. In **Bild 8-22** ist eine Schnittdarstellung der Arbeitsventile zu sehen. Liegt nur eine geringe Vertikal- und Horizontaldynamik an, wird die Kennlinie 1 aktiviert. Das Fahrzeug soll maximalen Komfort bereitstellen. Die Kennlinie 1 entspricht der Ausgangsbetriebsart.

Bei Überschreitung der Vertikaldynamikschwelle wird die Betriebsart *Sky-Hook* aktiviert. Die Vertikaldynamikschwellwerte der Betriebsart Sky-Hook sind abhängig von Fahrerwunsch (Komfort/Sport), Straßenzustand, Fahrzeuggeschwindigkeit und Querbeschleunigung. Für eine Sky-Hook-Regelung werden lediglich die Stufen 3 und 2 je nach Einfederrichtung des Rades verwendet (**Tabelle 8-1**).

Tabelle 8-1: Sky-Hook-Regelung mit ADS

	Aufbaugeschwindigkeit	
	Nach oben	Nach unten
Rad federt ein (Druck)	Druck weich	Druck hart
Rad federt aus (Zug)	Zug hart	Zug weich
	Stufe 3	Stufe 2



Stufe1	Ventil1 und 2 bestromt	Zug weich / Druck weich für Komfort bei geringer dynamischer Anregung
Stufe2	nur Ventil1 bestromt	Zug weich / Druck hart Sky-Hook-Modus
Stufe3	nur Ventil2 bestromt	Zug hart / Druck weich Sky-Hook-Modus
Stufe4	Ventil1 und 2stromlos	Zug hart / Druck hart bei starker dynamischer Anregung

Bild 8-22: Schnittdarstellung der Arbeitsventile (ThyssenKrupp, Billstein)

Die Steuerung erkennt, ob die Karosse sich nach oben hebt oder nach unten senkt, und beruhigt durch die entsprechende Kombination aus Zug- und Druckstufe die Aufbaubewegung in Vertikalrichtung.

Bei auftretender Horizontaldynamik wird eine zweistufige Strategie aktiviert. Bei Überschreitung von mittelstarker Horizontaldynamik wird zunächst ausgehend von Kennlinie 1 radweise nur die Zug- oder Druckstufe hart gestellt. Bei weiter ansteigender Horizontalbewegung wird dann bei Überschreiten einer zweiten Schwellwertgrenze an allen vier Rädern die Zug- und die Druckstufe hart geschaltet (Kennlinie 4).

Die beschriebenen Betriebsarten können sich ungestört überlagern (zum Beispiel beim gleichzeitigen Auftreten von Vertikal- und Querdynamik) [21].

Da sich die Regelung nur an der Bewegungsrichtung des Aufbaus orientiert, ist eine Umschaltung der Ventile im Bereich der Aufbaueigenfrequenz (~ 1 Hz) ausreichend (im Vergleich dazu arbeitet ein CDC-System im Bereich der Radeigenfrequenz von ~ 10 Hz).

Da nur die Aufbaubewegung ausgewertet wird, kann eine einfache Sensorik verwendet werden, die lediglich die Aufbauvertikalbeschleunigungen aufzeichnet.

Nachteilig an diesem System sind die Kosten in der Herstellung und die Komplexität in der Handhabung. Die Bypassventile in den Dämpfungsmodulen sind so gestaltet, dass sie im stromlosen Zustand geschlossen sind. Somit ist im Falle eines Systemausfalls gewährleistet, dass die größtmögliche Dämpfungskraft bereitsteht und somit die Fahrsicherheit gewährleistet ist.

8.3.3.2 Semi-aktive Dämpfungssysteme

Semi-aktive Systeme arbeiten in realisierten Lösungen weiterhin mit passiven Feder- und Dämpferkomponenten (also solchen, bei denen die Kraftrichtung wie üblich von der Richtung der Längenänderung abhängt), unterscheiden sich aber von den adaptiven Systemen durch eine schnellere Stellzeit sowie eine Berücksichtigung der Achsbewegungen zusätzlich zu den Aufbaubewegungen [18].

Die Umschaltung erfolgt nicht über eine Haltedauer, sondern die Wirkung der Fahrwerkselemente richtet sich nach der Reaktion des Schwingungssystems.

Continuous Damping Control (CDC)

Der von ZF Sachs entwickelte Aktuator für *Continuous Damping Control* ist ein Proportional-Dämpferventil [22], das es erlaubt, Dämpfungskräfte zwischen einer minimalen und einer maximalen Dämpferkraftcharakteristik stufenlos zu verstetzen. Die stufenlos regelbaren Dämpfer der CDC wurden besonders auf folgende Anforderungen hin optimiert:

- ◆ niedrige Radlastschwankungen,
- ◆ hohe Dämpfung bei niedrigen Ein- und Ausfedergeschwindigkeiten,
- ◆ gute Isolierung bei kleinen Anregungen und reduzierten ungefederten Massen.

Die regelbaren Dämpfer müssen deshalb weitgehend degressive Kennlinien in unterschiedlicher Höhe realisieren können. Dabei tritt der folgende Zielkonflikt auf: Die geforderte hohe Bandbreite der Dämpfung bedarf großer Ventilquerschnitte, was zu relativ großen Bau- teilen mit hohem Gewicht führt. Auch der Stromverbrauch ist von der Größe der Ventile abhängig. Zudem beeinträchtigt diese Kenngröße die Schaltodynamik [22]. Aufgrund der kontinuierlichen Arbeitsweise der Ventile können Schaltgeräusche gegenüber adaptiven Systemen minimiert werden (s. Abschnitt 3.6.6.2).

Die Dämpfung in einem externen Ventil erfolgt über einen Bypass, der in geöffnetem Zustand vom Öl durchströmt wird. Bild 8-23 veranschaulicht die Funktionsweise des CDC-Ventils.

Über zwei Aufbaubeschleunigungssensoren im Bereich der Vorderachse und einen über der Hinterachse erfasst das CDC-System die Aufbaubewegung. Hierzu

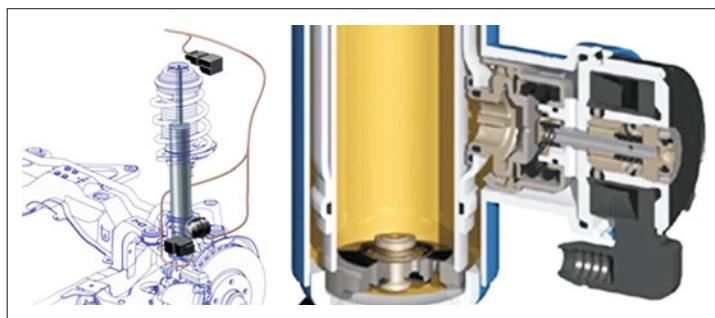


Bild 8-23:
CDC mit Proportionalmagnetventil

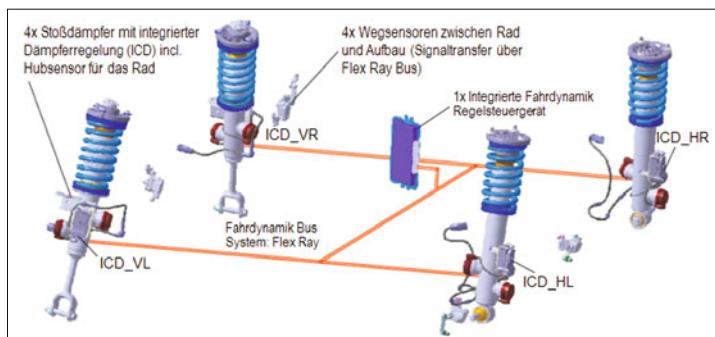


Bild 8-24:
Variable Dämpferregelung
Systemaufbau [24]

werden die drei Sensorwerte auf die vier Beschleunigungswerte, die an den Stoßdämpferbefestigungspunkten wirken, umgerechnet. Um die Radbewegung zu erfassen ist an den beiden Vorderrädern jeweils ein Beschleunigungssensor montiert.

Die Signale der Vorderachse können unter Berücksichtigung der Fahrzeuggeschwindigkeit auf die Hinterachse umgerechnet werden. Aus den insgesamt acht Beschleunigungssignalen werden in dem CDC-Steuergerät die Relativgeschwindigkeiten der vier Räder in Vertikalrichtung berechnet. Eine andere Möglichkeit ist die Erfassung der Relativgeschwindigkeiten über Höhenstandssensoren, die bei aktiven Federungssystemen vorhanden sind. Weitere Sensorinformationen, die den Fahrerwunsch bzw. Fahrzustand erfassen, werden über den CAN-Bus übermittelt.

Für die Weiterentwicklung von CDC wird der Beschleunigungssensor, die Leistungselektronik und der komplette Regelalgorithmus in dem Proportionalteil integriert, d. h. am Dämpfer wird eine „lokale Intelligenz“ angeordnet (s. Bild 3-286) [23]. Durch die Integration werden die Signalwege reduziert und dadurch die Reaktionsgeschwindigkeit erhöht. Dieser Dämpfer wird ICD (*Integrated Controlled Damper*) genannt. **Bild 8-24** zeigt die ICD Anwendung in 5'er und 7'er BMW.

Zur weiteren Verbesserung von Fahrverhalten und Fahrkomfort wird die Dämpferrate in der Zug- und Druckstufe unabhängig voneinander gesteuert, um die gute Regelbarkeit auch bei niedrigen Dämpfergeschwindigkeiten zu erreichen [24]. In diesem System kommt zum ersten Mal ein *Flex Ray* zum Einsatz.

Continuously Controlled Electronic Suspension

Das Continuously Controlled Electronic Suspension (CES-)System, angeboten von Tenneco (Markenname Monroe), ist ähnlich aufgebaut wie ein CDC-Dämpfer. Das elektrohydraulisch stufenlos geregelte Ventil wird von Öhlins-Racing geliefert. Die Verstellzeiten betragen um 10 ms. CES verändert das Fahrverhalten, indem es die Dämpfungswirkung kontinuierlich an die Straßenverhältnisse, Fahrgeschwindigkeit, Bremsdruck und Lenkwinkel anpasst [25]. Der Dämpfungsbereich (min. zu max. Dämpfkraft) erreicht 1 : 20 bei niedrigen und 1 : 1,5 bei hohen Dämpfergeschwindigkeiten. Zum Systemumfang gehören neben den Dämpfern, 4 integrierte Wegeventile, 3 Aufbaubeschleunigungssensoren und das Steuergerät.

Die 1. Generation ging 2003 für Volvo in Serie, 2. Generation im Ford C-Max und Galaxy. Die 3. Generation wurde für den Audi Allroad entwickelt und ist auch im luftgeförderten Audi A6, Mercedes S/C-Klasse Modellen und im VW Passat CC erhältlich (**Bild 8-25**).

DampTronic

Dieses System, angeboten von Bilstein [26] ist ebenfalls ähnlich wie das CDC-System jedoch als Einrohrdämpfer aufgebaut. DampTronic wird von Porsche und im Nissan GT-R eingesetzt (**Bild 8-26**).



Bild 8-25: Die dritte Generation des CES von Tenneco

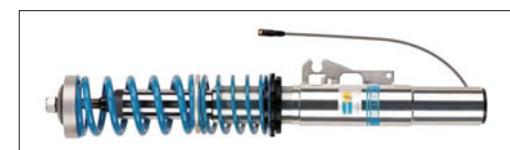


Bild 8-26: DampTronic-Einrohrdämpfer von Bilstein

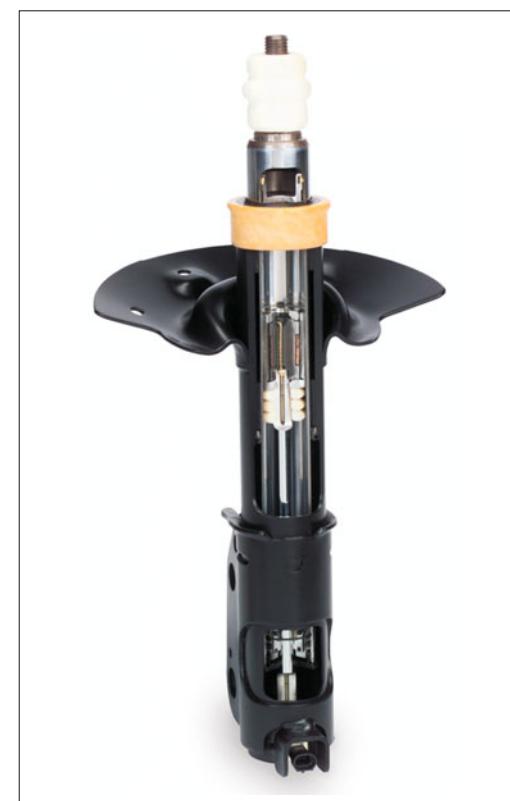


Bild 8-27: MagneRide-Dämpfer [27]

Rheologische Dämpfung (MagneRide)

Fließt eine magneto-rheologische Flüssigkeit (Öl mit Eisennanopartikeln) durch einen Kanal in einem magnetischen veränderbaren Feld, ändert sich auch die Grenzschubspannung der Flüssigkeit und damit die Dämpfung. Man benötigt keine Proportionalventile [27]. Seit 2002 werden solche adaptiven Dämpfersysteme der Fa. Delphi (neuerdings verkauft an BWI Beijing West Industries) in Serie verbaut, zuerst in Cadillac-Modellen, dann in Ferrari-Modellen, Audi TT und RS, Honda Acura MDX (**Bild 8-27**). Diese Bauart ist in Abschnitt 3.6.7.1 beschrieben.

8.3.3.3 Regelstrategien für semi-aktive Dämpfer

Für die Ansteuerung von semi-aktiven Dämpfungs systemen gibt es verschiedene Regelstrategien, um die Dämpfungs Kräfte anzupassen. Es wird zwischen der Schwellwert- und der Sky-Hook-Strategie unterschieden (s. Abschnitt 7.4.1), wobei die Schwellwert regelung auch für adaptive Dämpfer verwendet werden kann.

Der *Schwellwertregler* adaptiert die Dämpfungs räten über einen oder zwei Vertikalbeschleunigungssenso ren, die den Fahr- und Fahrbahnzustand erkennen. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf der Erhöhung des Fahrkomforts. Je nach Systemkonfiguration ist zusaätzlich eine querbeschleunigungs- oder lenkwinkel geschwindigkeitsabhängige Dämpferverhärtung und somit eine Verringerung des dynamischen Wankens sowie eine Erhöhung der Agilität möglich. Durch Einlesen des Bremslichtschalters bzw. des Bremsdrucks lässt sich außerdem die Nickbewegung beim Brems vorgang bedämpfen.

Mit der *Sky-Hook-Regelung* lassen sich Störungen, die Aufbauschwingungen anregen, ausblenden. Das Prinzip der Sky-Hook-Regelung ist in Kap. 7.4.1 be schrieben (**Bild 8-28**).

Die Verstell dämpfer müssen in der Lage sein, im Be wegungsumkehrpunkt schnell (im Bereich der Rad ei genfrequenz) zwischen verschiedenen Dämpfungs räten hin und her zu schalten. Hierzu sind zusätzliche

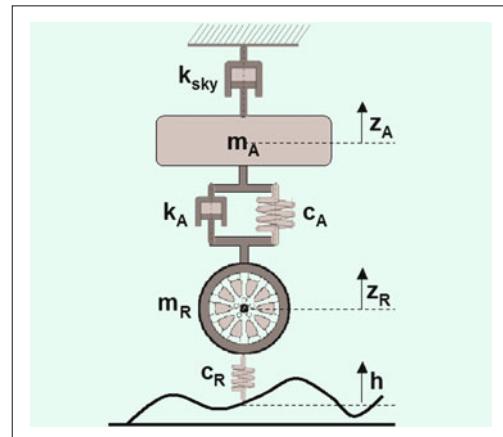


Bild 8-28: Sky-Hook-Viertelfahrzeugmodell

Vertikalbeschleunigungssensoren an den Rädern und am Aufbau notwendig. Die notwendige Dämpfrate kann nach folgender Gleichung über den virtuellen Sky-Hook-Ansatz berechnet werden:

$$\begin{aligned} F_{\text{sky}} &= k_{\text{sky}} \cdot v_{\text{Aufbau}} = k_{\text{Dämpfer}} \cdot v_{\text{relativ}} \\ \Rightarrow k_{\text{Dämpfer}} &= k_{\text{sky}} \cdot \frac{v_{\text{Aufbau}}}{v_{\text{relativ}}} \end{aligned} \quad (8.2)$$

Hieraus ergeben sich die in **Bild 8-29**, rechts dargestellten Dämpfungs räten für eine Sky-Hook-Regelung. Die Vorteile des Sky-Hook-Systems gegenüber der Schwellwertlogik liegen in der zu erzielenden Auf bau stabilität und der gleichzeitigen Möglichkeit der Radbedämpfung.

In Analogie zum Sky-Hook-Ansatz wird bei der *Ground-Hook-Regelung* der Schwingungsdämpfer nicht zwischen Aufbau und „Himmel“ sondern zwischen Boden (Ground) und Rad befestigt (**Bild 8-30**). Beim Sky-Hook-Ansatz ergibt sich eine Dämpfungs kraft, die von der Aufbaubewegung abhängig ist. Die Radbedämpfung des Ground-Hook-Algorithmus hängt dagegen von der Anregungsfunktion der Fahr

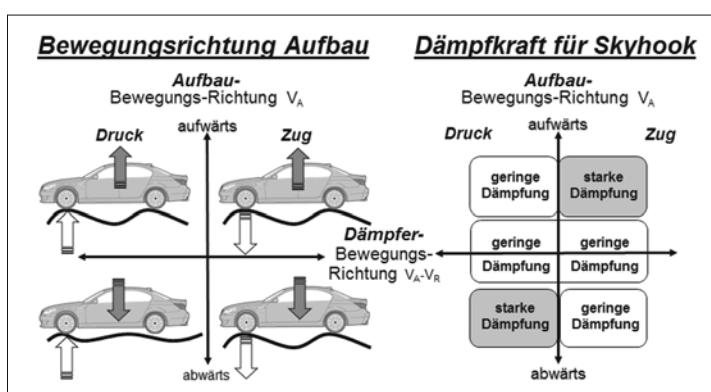


Bild 8-29:
Dämpfungs räten für Sky-Hook-Regelung

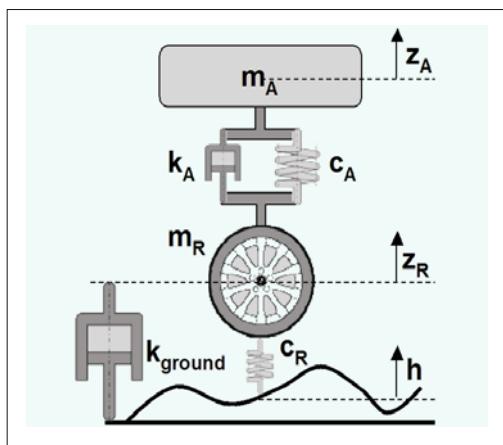


Bild 8-30: Viertelfahrzeugmodell für Ground-Hook

bahnoberfläche ab und kann nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$F_{\text{ground}} = k_{\text{ground}}(\dot{z}_R - \dot{h}) \quad (8.3)$$

$$F_D = k_A(\dot{z}_R - \dot{z}_A) \quad (8.4)$$

Analog zum Sky-Hook-Ansatz muss auch hier der reale Dämpfer die Ground-Hook-Kraft aufbringen. Ein Gleichsetzen der Dämpfungskräfte führt zu:

$$k_A = k_{\text{ground}} \frac{\dot{z}_R - \dot{h}}{\dot{z}_R - \dot{z}_A} \quad (8.5)$$

8.3.4 Niveauregulierungssysteme

Im Bereich der Federung wird zwischen adaptiven und aktiven Federungssystemen unterschieden.

Adaptive Federung-Niveauregulierungssysteme

Adaptive Federungssysteme dienen dazu, den Fahrzeugaufbau im Stand und während der Fahrt abzusenken bzw. zu erhöhen. So kann zum einen bei der Fahrt auf einer Autobahn der c_w -Wert verringert und zum anderen für eine Fahrt durch Schnee bzw. unebenes Gelände die Bodenfreiheit erhöht werden.

In **Bild 8-31** sind vier mögliche Systeme zur Niveauregulierung mittels Gasfeder aufgezeigt (s. auch Abschnitt 3.5.7). Die Luftfeder und die hydropneumatische Feder sind typische Vertreter für die Niveauregelung durch eine Gasfeder. Bei den hydropneumatischen Federn unterscheidet man extern versorgte (Federzyylinder) und selbstpumpende Federelemente (Nivomat).

Hydropneumatische Niveauregulierung mit Fremdenergie

Die hydropneumatische Feder wird derzeit hauptsächlich bei Citroën eingesetzt, nachdem die teiltragenden Systeme in Europa weitgehend durch Luftfedern ersetzt wurden. Mit diesen Systemen ist neben einem komfortablen Fahrverhalten auch eine Niveauregelung bereits im Stand möglich. Somit erzielen fremdversorgte hydropneumatische Federungssysteme einen hohen Fahrkomfort und ermöglichen eine adaptive Federung und Dämpfung.

Hydractive

Das System *Hydractive* basiert auf der Hydropneumatik des französischen Automobilherstellers Citroën und wurde 1989 mit dem Citroën XM eingeführt (*Hydractive I*). Im Jahr 1993 kam im Citroën Xantia die neue Generation *Hydractive II* mit dreifacher Rechenleistung auf den Markt, die ab 1994 auch in der zweiten Serie des XM eingesetzt wurde [28].

Die Federungshärte der Hydropneumatik wird durch Druck und Volumen der Federkugeln bestimmt. Die Größe der Bypassbohrung in den Ventilstücken be-

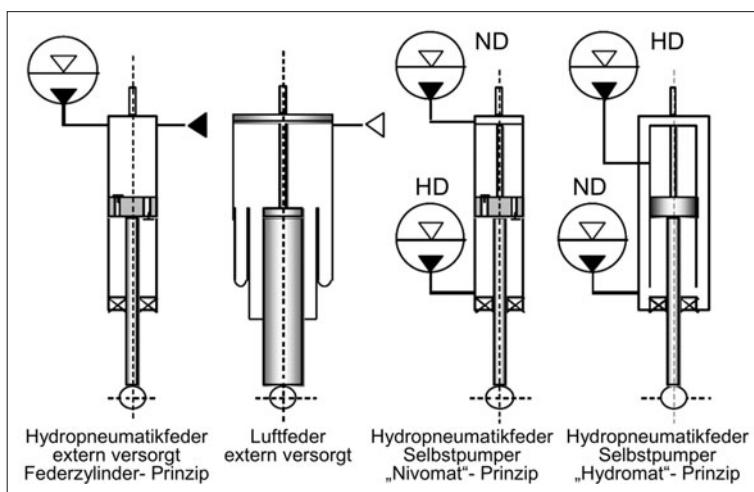
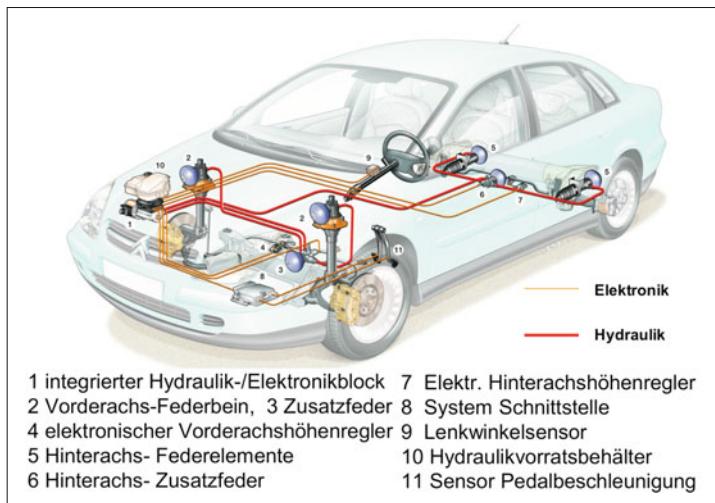


Bild 8-31:
Systeme zur Niveauregelung

**Bild 8-32:**

Hydractive III Fahrwerksystem
(Citroen C5) [Quelle: Citroen]

einflusst die Dämpfung. Daher lässt sich durch Hinzufügen einer oder auch mehrerer Federkügel in den Hydraulikteil einer Achse, eine Veränderung dieser Federungs- und Dämpfungsabstimmung erzielen.

Das Hydractive-III-Fahrwerksystem wurde 2001 im Citroen C5 eingeführt (**Bild 8-32**). Im Vergleich zum Hydractive-II-Fahrwerk wurde in C5 statt einem aktiven Stabilisator system eine variable Niveauregulierung implementiert. Das Fahrzeugniveau kann durch hinzufügen bzw. entnehmen von Fluid die Aufbauhöhe ändern. Bei höheren Fahrzeuggeschwindigkeiten wird der Aufbau abgesenkt, um den Luftwiderstand zu reduzieren und die Fahrstabilität zu erhöhen. Bei niedrigen Geschwindigkeiten wird der Aufbau angehoben, um einen größeren Federweg für eine komfortable Aufbaufederung zu realisieren.

Sensoren erfassen unter Berücksichtigung von Lenkradwinkel, Bremsdruck, Motordrehzahl und anderen Größen den Fahrerwunsch und passen Feder- und Dämpfereinstellung adaptiv an das Fahrverhalten des Fahrers an. Über das elektrisch angesteuerte Hydraulikventil wird das Zusatzvolumen in den Federungskreis mit einbezogen. Durch das vergrößerte Gasvolumen ergibt sich eine

weichere Federungsabstimmung. Eine Reduzierung der Dämpfung wird durch die größere Bypassbohrung im Dämpfungsventil der dritten Kugel erreicht.

8.3.5 Adaptive Luftfederungssysteme

Mit der Luftfederung kann ein sehr hoher Fahrkomfort und ein gutes Fahrverhalten erreicht werden (s. Bild 3-331). Besonders in den Fahrzeugen der Premium- und SUV-Klassen werden Luftfederungen sogar oft serienmäßig eingebaut, weil man neben der Komfortsteigerung auch die Vorteile einer Niveauregelung nutzen kann. Im **Bild 8-33** sind die Anwendungsvarianten der Luftfederung und die Zielsetzung für deren Einsatz zusammengestellt.

Bei den neuen Luftfederungssystemen (VW Touareg, Porsche Cayenne und Panamera) wird ein geschlossener Luftkreis eingesetzt (s. Abschnitt 3.5.9.2), um die Schaltzeiten und den Energieverbrauch zu senken (**Bild 8-34**). Die integrierte Niveauregelung kann den Aufbau um 25 mm anheben, z. B. für Gelände, oder absenken, z. B. bei Autobahnfahrten, um den Luftwiderstand zu senken und die Fahrstabilität zu erhöhen.

**Bild 8-33:**

Anwendungsfälle der Luftfederung und Gründe für den Einsatz [29]



Bild 8-34:
Adaptive Luftfederung [29]

Über einem Schalter lassen sich drei Fahrcharakteristiken (Sport Plus – Sport – Komfort) einstellen.

Mehr Vorteile werden erreicht, wenn die variable Dämpfung in die Luftfederung integriert wird. Dann kann der Auslegungskompromiss zwischen Komfort und Fahrstabilität für die verschiedenen Fahrsituationen auf einem höheren Niveau optimal eingestellt werden (**Bild 3-35**) [29].

Vergleichbare Vorteile, jedoch mit einer alternativen Dämpfungscharakteristik lassen sich mit einer LFD (*Luftfederdämpfer-Einheit*) erzielen, bei der auch die Dämpfung mit Luft statt mit einer Flüssigkeit erzeugt wird (**Bild 8-36**). Auch hier lässt sich der Luftdurchfluss durch mehrerer Ventile adaptiv [30] und stufenlos verstetzen. Für dieses System gibt es bisher noch keine Serienanwendung. Eine ausführliche Beschreibung zur Auslegung des Systems ist in Abschnitt 3.6.9 zu lesen.

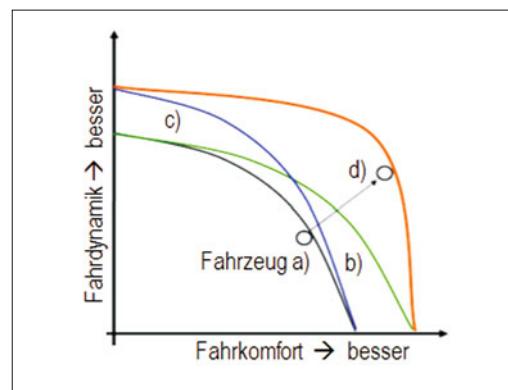


Bild 8-35: Verbesserung des Fahrkomfort und Fahr-dynamik durch Systemvernetzung; a) konventionelles Fahrzeug ohne Luftfederung, b) nur mit Luftfederung, c) nur mit CDC, d) mit Luftfederung und CDC [29]

8.3.6 Aktuelle aktive Federungssysteme

Durch eine aktive Federung sollen die folgenden Vorteile hinsichtlich Fahrkomfort, Fahrsicherheit und Agilität erzielt werden [31]:

Hoher Fahrkomfort ist gegeben durch:

- ♦ aktive Stabilisierung aller Aufbaubewegungen (Wanken, Nicken, Huben),
- ♦ Reduzierung der Dämpfereinstellung und Wegfall des Stabilisators (Abrollkomfort),
- ♦ Kurvenneiger.

Hoher Fahrsicherheitsgewinn ist gegeben durch:

- ♦ aktive Stabilisierung des Fahrzeugs in der Kurve sowie bei Notmanövern,
- ♦ gutmütiges, berechenbares Fahrverhalten,
- ♦ Reduzierung der dynamischen Radlastschwankungen,
- ♦ Einstellung eines neutralen bis untersteuernden Eigenlenkverhaltens.

Sportlichkeit und Fahrspaß sind gegeben durch:

- ♦ Einstellung eines „agilen“ Eigenlenkverhaltens.

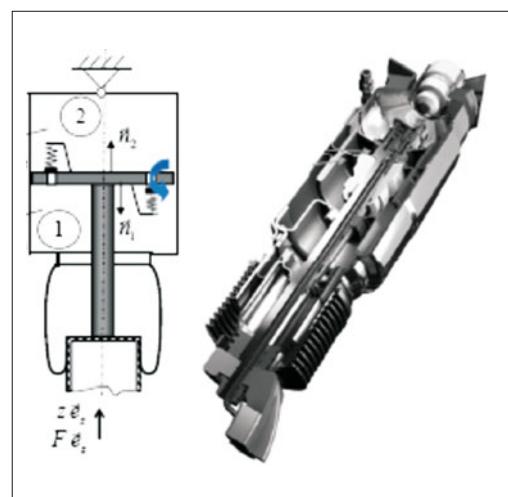


Bild 8-36: 2- und 3-Kammer Luftfederdämpfer [30]

Als Steller bietet sich aufgrund des niedrigen Leistungsgewichtes und der hohen Leistungsdichte ein Hydraulikzylinder oder die Kombination mit einer hydropneumatischen Federung an.

Es lassen sich gegenüber passiven Systemen sowohl im Federungskomfort als auch in der Bodenhaftung der Räder erhebliche Vorteile in einem weiten Frequenzbereich erzielen. Hauptnachteil solcher Systeme ist der hohe Energieverbrauch, der im Bereich von ca. 7 kW (aktive hydropneumatische Systeme) beziehungsweise 20 kW (voll-aktive Federung) liegt [20].

Aktive Federungssysteme lassen sich in voll- und langsam-aktive Systeme unterteilen (**Bild 8-37**).

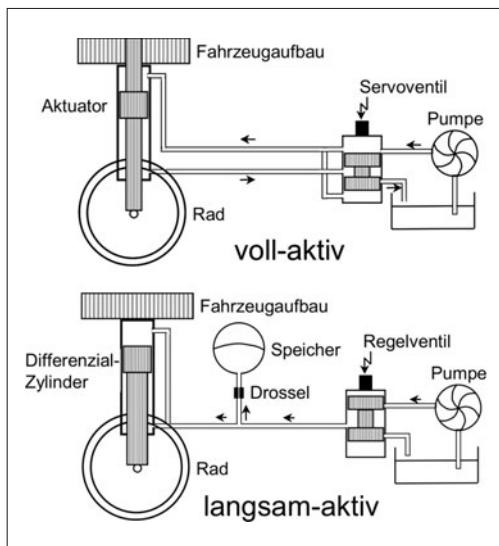


Bild 8-37: Unterscheidung von voll- und langsam-aktiven Systemen [15]

8.3.6.1 Langsam-aktive Fahrwerksysteme

Zur Zeit befinden sich nur langsam-aktive Federungssysteme im Serieneinsatz. Voll-aktive Systeme kommen für Straßenfahrzeuge aufgrund der hohen Kosten sowie des deutlich erhöhten Energieverbrauchs noch nicht in Frage. Mögliche neue Konzepte für voll-aktive Federungssysteme werden in Abschnitt 8.3.6.2 vorgestellt. **Tabelle 8-2** zeigt die Hauptmerkmale von voll- und langsam-aktiven Systemen.

Active Body Control (ABC)

Das aktive Federungs- und Dämpfungssystem *Active Body Control* (ABC) wurde von DaimlerChrysler auf dem Genfer Automobilsalon 1999 mit den Modellen CL500 und CL600 vorgestellt. Bei diesem System handelt es sich um ein aktives Federungssystem, wobei der Fahrzeugaufbau nur in seinem Eigenfrequenzbereich von 1 bis 2 Hz aktiv beeinflusst wird. Die Räder werden hingegen weiterhin mit passiven Elementen gefedert bzw. bedämpft.

Tabelle 8-2: Hauptmerkmale voll-aktiver und langsam-aktiver hydraulischer Systeme [15]

Voll-aktiv	Langsam-aktiv
Fahrzeug steht auf einer Ölsäule	Serienschaltung Hydraulik mit passiver Feder
Keine passive Federung	Regelung bis ca. 5 Hz
Regelung bis über 20 Hz	Reduzierter Energiebedarf
Sehr hoher Energiebedarf	Schwächen im Abrollkomfort und Akustik

Durch eine Einschränkung des Regelbereichs auf 5 Hz wird neben einer Erhöhung von Fahrkomfort und -sicherheit ein relativ niedriger Energieverbrauch realisiert. Zu den niederfrequenten Bewegungen gehören Bewegungen in Richtung der Fahrzeughochachse (Huben), die vor allem durch Fahrbahneneinflüsse angeregt werden. Auch Bewegungen um die Fahrzeughochachse (Nicken), die durch Bremsen und Beschleunigen sowie auf welliger Fahrbahn angeregt werden, und Bewegungen um die Fahrzeulgängsachse (Wanken), die vor allem bei Kurvenfahrt oder durch eine links und rechts unterschiedlich unebene Fahrbahn auftreten, gehören dazu [32].

Das ABC-System kennzeichnet die in **Bild 8-38** dargestellte Anordnung von passiven und aktiven Federn- und Dämpfungselementen.

Zu sehen ist eine Reihenschaltung einer Stahlfeder und eines Hydraulikzylinders sowie ein dazu parallel angeordneter Stoßdämpfer. Durch die Hintereinanderschaltung von Zylinder und Stahlfeder handelt es sich um ein volltragendes System [33]. Die Schraubenfeder stützt sich über einen Plungerzyylinder gegen den Aufbau ab.

So kann der geregelte Hydraulikzylinder eine Federindrückung ausgleichen, die durch zusätzliche statische oder niederfrequente dynamische Lasten hervorgerufen wird. Die Feder in der Reihenschaltung funktioniert als Filter und die begrenzte Dynamik des aktiven Krafteingriffs wirkt sich nicht komfortminde-
rand auf den Aufbau aus [34].

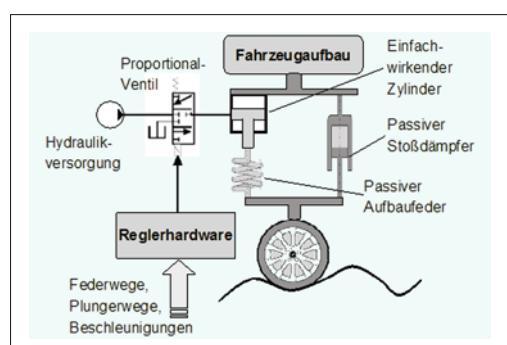


Bild 8-38: Prinzipbild ABC-System [33]

Die aktive Federung bietet die Möglichkeit, auf einen passiven Stabilisator zu verzichten, da die Funktion des Wankausgleich durch das ABC-System realisiert werden kann. Hierdurch bietet sich zusätzlich die Möglichkeit, den Abrollkomfort zu erhöhen und sowohl das straßeninduzierte Wanken als auch die Stößigkeit zu reduzieren.

Hinsichtlich der Auslegung der passiven Feder- und Dämpferelemente wird grundsätzlich eine Feder mit einer hohen Federsteifigkeit und ein relativ weicher Dämpfer verwendet. Die hohe Stahlfedersteifigkeit ergibt sich aus den Anforderungen nach ausreichender passiver Raddämpfung, den Belangen des aktiven Stelleingriffs sowie dem verfügbaren Bauraum.

Da jetzt nur noch die niederenergetischen Radschwingungen zu bedämpfen sind, kann durch den aktiven Eingriff – trotz der hohen Federsteifigkeit – ein guter Fahrkomfort realisiert werden (**Bild 8-39**).

Die Dämpferkennlinie lässt sich deutlich schwächer ausgelegen, da nur noch die niederenergetischen Radschwingungen bedämpft werden müssen.

Eine weitere Randbedingung bei der Auslegung der passiven Federungs- und Dämpfungselemente ergibt sich durch die Forderung, dass auch bei einem Ausfall des Systems ein für den Fahrer beherrschbarer Fahrzustand erzeugt werden muss [33].

Zur Bereitstellung der Stellenergie wird ein Hochdruckhydrauliksystem eingesetzt. Ein Speicher pro Achse stellt die zusätzliche Energie bei Spitzenbelastungen (etwa starken Fahrbahnanregungen, Slalom) zur Verfügung. Der Systemdruck liegt bei 200 bar. Der Ölstrom gelangt von der Pumpe zum „K-Block“. K-Block umfasst einen Pulsationsdämpfer zur Geräuschreduzierung, ein Druckbegrenzungsventil und einen Drucksensor, der für die Systemüberwachung und Druckregelung Verwendung findet. Über Hochdruckleitungen gelangt das Öl zu den Ventilblöcken an Vorder- und Hinterachse. Jeder Ventilblock beinhaltet ein 3/3-Proportional-Wegeventil pro Rad zum Befüllen und Entleeren des Plungers sowie je ein Sperrventil zur Zylinderarretierung bei Fahrzeugstillstand. Dar-

über hinaus sind die Sperrventile Bestandteil des Sicherheitskonzeptes bei Systemausfall.

Das ABC-Steuergerät verarbeitet die folgenden Sensorsignale zur Überwachung und Regelung aller Bewegungen von Karosserie und Plunger:

- ◆ Längs- und Querbeschleunigungssensor,
- ◆ drei Vertikalbeschleunigungssensoren zur Ermittlung von Huben, Nicken und Wanken,
- ◆ ein Niveausensor je Rad zur Ermittlung des momentanen Fahrzeughöhe durch Messung des Relativwegs zwischen Rad und Aufbau,
- ◆ ein Plungerwegsensor je Rad,
- ◆ Druck und Temperatur des Hydrauliksystems.

Durch die hydraulische Ansteuerung wird der Verstellzylinder bewegt und damit die Vorspannung der Feder vergrößert oder verkleinert. Durch die Größe und Geschwindigkeit der Federkraftänderung wird die Federung und Dämpfung des Fahrzeugaufbaus im Frequenzbereich bis 5 Hz beeinflusst.

Der Zweirohr-Gasdruckstoßdämpfer im ABC-Federbein ist, wie oben beschrieben, in erster Linie zur Dämpfung der höherfrequenten Radschwingungen verantwortlich (**Bild 8-40**).

Algorithmen

Im ABC-Steuergerät werden die folgenden Algorithmen verarbeitet [31].

- ◆ Sky-Hook-Algorithmus (s. Abschnitt 7.4.1),
- ◆ Aktakon-Algorithmus (Algorithmus zur aktiven Aufbaukontrolle),
- ◆ Querbeschleunigungsaufschaltung,
- ◆ Längsbeschleunigungsaufschaltung.

Der Aktakon-Algorithmus verarbeitet die Relativwege zwischen Fahrzeugaufbau und einzelnen Rädern. Ein Ist-Soll-Vergleich des Relativwegs ermöglicht, das Fahrzeug auf ein bestimmtes Niveau zu bringen und es dort zu halten (Niveauregulierung). Gleichzeitig wird das Federungsverhalten und damit der Fahrkomfort-

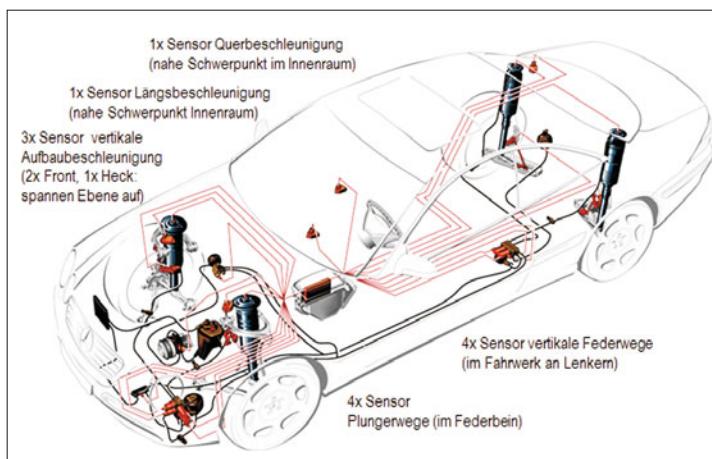


Bild 8-39:
Die Komponenten des Active-Body-Control-Systems (ABC) von Daimler

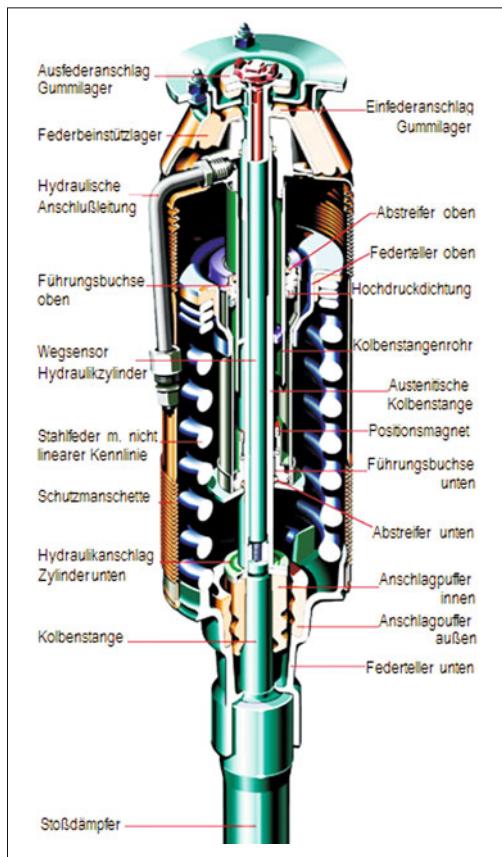


Bild 8-40: Schnittdarstellung ABC-Federbein

eindruck beeinflusst [32]. Quer- und Längsbeschleunigungsauflaufschaltung dienen zur Reduktion von Aufbaubewegungen bei dynamischen Fahrmanövern wie z. B. Brems- und Beschleunigungsvorgängen.

Electrical Semiactive Body Control (eABC)

Da elektrische Systeme gegenüber den hydraulischen mehrere Vorteile bieten und von Automobilherstellern zunehmend bevorzugt werden, wurde eine elektromechanische Version des ABC entwickelt.

Das teiltragende System des *Electrical Semiactive Body Control* (eABC), das sich noch in der Vorentwicklungsphase befindet, hat einen Elektromotor mit Kugelumlaufspindel statt eines Hydraulikzylinders, der durch die Federfußpunktverstellung den Aufbau nach Bedarf nach oben oder unten bewegt (**Bild 8-41**).

Das eABC basiert auf bekannten und bewährten Komponenten, die wegen ihres kompakten Aufbaus auch alle Packageanforderungen erfüllen. An jedem Rad sind zwei Druckfedern in Serie verbaut, um den Energiebedarf für den E-Motor nur auf die Verstellung zu begrenzen. Das statische Gewicht des Aufbaus wird durch eine dieser Federn getragen.

Der Mehrverbrauch auf Schlechtwegstrecken ist ca. 0,6 l/km (36 A) und auf der Autobahn nur noch 0,15 l/km (2,5 A). Diese Werte stellen etwa die Hälfte des Mehrverbrauchs vom hydraulischen ABC dar.

Das System hat Supercaps, um die Stromspitzen abzubauen und mit 12 Volt Bordspannung betrieben werden zu können.

Bild 8-42 zeigt die Komponenten beider Systeme im Vergleich und unterstreicht die Modularität und Einfachheit des elektromechanischen Systems.

Rechts im Bild ist das Schnittbild des eABC-Stellers dargestellt [35].

8.3.6.2 Voll-aktive, integrierte Fahrwerksysteme

Voll-aktive Fahrwerksysteme befinden sich zurzeit noch im Entwicklungsstadium. Eine Übersicht über bereits vorgestellte Konzepte gibt **Bild 8-43**.

Basierend auf dem bekannten ABC-System gibt es Überlegungen, den Hydraulikzylinder durch einen Elektromotor zu ersetzen, der durch die Federfußpunktverstellung den Aufbau nach Bedarf nach oben oder nach unten bewegt. Die Vor- und Nachteile der beiden Systeme sind in **Tabelle 8-3** aufgeführt.

Elektromagnetisches Suspension-System

An Stelle der herkömmlichen Federbeine besitzt das *Bose-Suspension-System* vier elektromagnetische Linearmotoren, die sämtliche Fahrbahnunebenheiten aktiv kompensieren. Das Fahrzeug gleitet über Schlaglöcher und Bodenwellen hinweg, ohne dass die Karosserie sich bewegt. Auch Wank- und Nickbewegungen

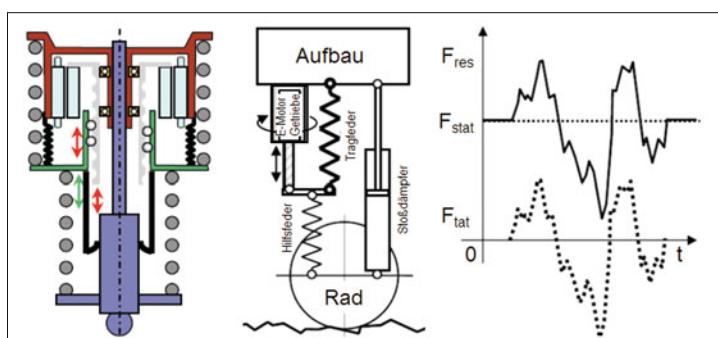


Bild 8-41:
eABC Stelleraufbau, Block-
schaltbild und Federkräfte [35]

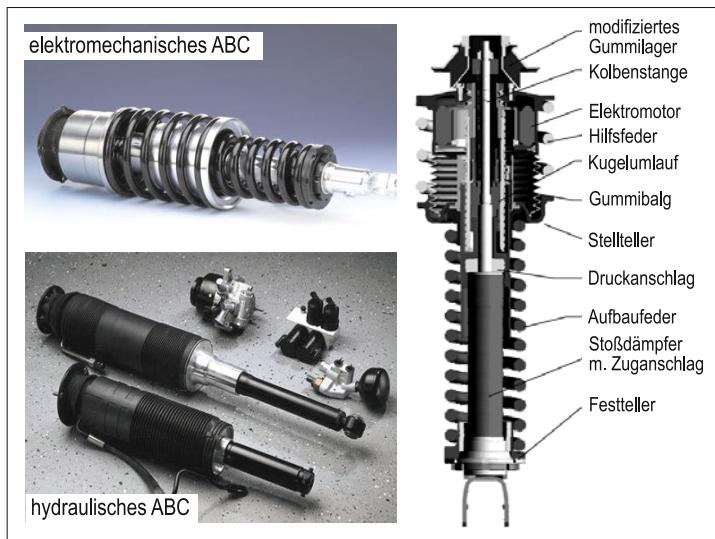


Bild 8-42:
Die Komponenten des hydraulischen und elektromechanischen Active-Body-Control-Systems (ABC) [35]

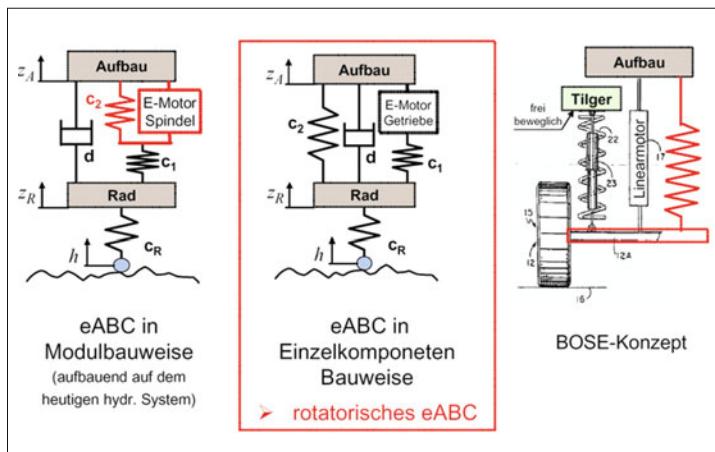


Bild 8-43:
Konzepte für aktive Fahrwerkssysteme

Tabelle 8-3: Vor- und Nachteile elektromechanischer Federungssysteme

	Hydraulisch	Elektromechanisch
Stärken	hohe Leistungsdichte	Wenige Einzelkomponenten
	Serienerfahrungen	Geringerer Montageaufwand
		Lastabhängiger Leistungsbedarf
Schwächen		Trockenes System, Geringerer Systempreis
	Leistungsdimensionierung muss für Leerlauf erfolgen → im Mittel überdimensioniert	Geringere Leistungsdichte, z. B. höherer Energieverbrauch bei Spitzenlast
	Verrohrungsaufwand, Kühlung	Geringerer Wirkungsgrad bei bestimmten Fällen
	umweltbelastendes Medium	Umweltfreundlich

können mit dem Bose-Suspension-System kompensiert werden. Das Bose-Suspension-System ist in Bild 8-44 [36] dargestellt.

Ein wesentlicher Vorteil des elektromagnetischen Ansatzes ist die Stellgeschwindigkeit. Der Linearmotor ist schnell genug, um allen Fahrbahnunebenheiten entgegen zu wirken. Das System besitzt Leistungsverstärker, welche die elektrische Energie den Linearmotoren zur Verfügung stellen. Die Leistungsverstärker sind regenerativ konzipiert, sodass sie Energie durch die Linearmotoren aufnehmen können.

Überfährt das Fahrzeug z. B. ein Schlagloch, so wird die Energie genutzt, um den Linearmotor auszufahren und die Fahrzeuginsassen von der Vertikalstörung zu entkoppeln. Sobald das Rad wieder einfedert, wirkt der Linearmotor als Generator und liefert Energie zurück an den Leistungsverstärker. Zusätzlich bedämpft der Linearmotor im Generatorbetrieb die Radbewegung. Durch dieses Konzept wird der Leistungsbedarf des



Bild 8-44: Bose-Suspension-System [36]



Bild 8-45: Bose-Suspension-System [36]

Bose-Systems mit weniger als 1 kW auf einer normalen Fahrbahn angegeben. Zusätzlich zum Linearmotor weist das Bose-Suspension-System eine Torsionsfeder an jedem Rad auf, welche die statische Radlast aufnimmt (Bild 8-45).

Rad-, Aufbau- und Wankdämpfung (ASCA)

Das neuartige aktive Fahrwerk ASCA (*Active Suspension via Control Arm*) von ZF Lemförder integriert die Funktion einer aktiven Aufbaustabilisierung und optimalen Abrollkomfort in einem System. Die Regelung der Aufbaubewegung in den Freiheitsgraden Nicken, Wanken und Huben wird mit einer variablen, radbezogenen Dämpfung in einem Fahrwerkregler zusammengefasst [37]. ASCA vereint die funktionalen Vorteile bekannter aktiver Systeme wie Dynamic Drive, ABC (*Active Body Control*) und CDC (*Continuous Damping Control*) in einem einzigen System (Bild 8-46).

Das System ermöglicht einen sehr guten Abrollkomfort mit einem sehr geringen Dämpfungsmaß in Kombination mit der virtuellen Reduzierung der Aufbau-Federrate durch eine Aufbau-Regelung. Aus der Dämpfungsauslegung resultiert ein Komfortvorteil. Dieser wird sowohl in der passiven Grundabstimmung durch eine relative geringe Grunddämpfung als auch im aktiven Betrieb, bei dem der Aufbau frequenzabhängig geregelt wird, wirksam. Die Raddämpfung bleibt dabei weitgehend unberührt und kann überwiegend unabhängig von der jeweiligen Fahrbahnbeschaffenheit angepasst werden. Als teiltragendes Konzept werden die aktiven Stellkräfte bedarfsgerecht und radindividuell aufgebracht. Die stationäre Last wird ausschließlich von der passiven Aufbaufeder getragen. Dadurch wird ein niedriger gemittelter Energiebedarf erreicht.

Mit dem Ansatz der funktionalen Integration können konventionelle passive Komponenten wie Dämpfer und Querstabilisator entfallen. Damit wird eine mechanische Entkopplung der Räder einer Achse möglich. Einseitige oder gegensinnige Anregungen der Straße führen nicht mehr zwangsläufig zu den prinzipbedingten nachteiligen Kopiereffekten, die den Schwingungskomfort verringern.

Durch die Parallelschaltung der Aufbaufeder und des Aktuators sowie durch die sehr geringen internen

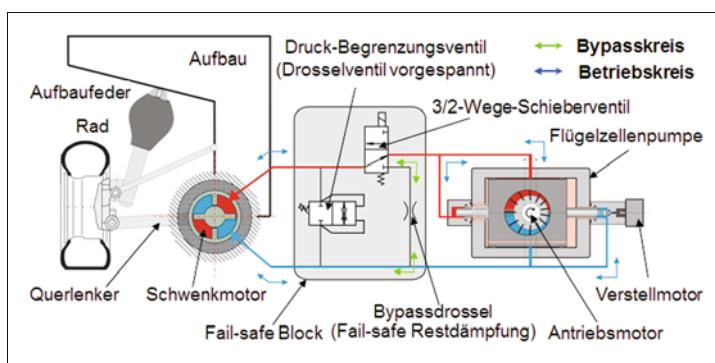


Bild 8-46:
Integrierte Wank- und
Dämpfungsregelung

Leistungsverluste benötigt das System max. 1,2 kW pro Rad.

Das System arbeitet hoch dynamisch (Raddämpfung bis zu 30 Hz. und Aufbaudämpfung bis zu 5 Hz). Bei einer Regelung der Raddämpfung entsteht ein geschlossener Regelkreis ohne externen Regeleingriff, **Bild 8-47** unten. Bei einer Regelung der Aufbaudämpfung wird die Statorkulisse der Pumpe mit einem Schrittmotor je nach notwendiger Förderrichtung ca. 2 mm nach rechts oder links bewegt, **Bild 8-47** oben. Dabei dreht sich der Motor immer in der gleichen Richtung ohne anzuhalten (sehr geringe Massenträgheit). Die Drehzahl der Pumpe wird als zusätzlicher Parameter für die Dämpfungsanpassung benutzt.

Bild 8-48 zeigt die Anordnung der Systemkomponenten an der Vorderachse bei einem Serien-SUV.

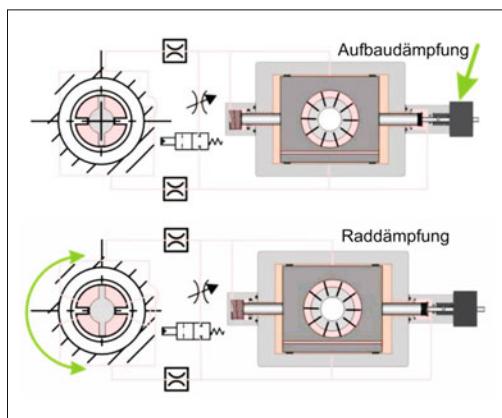


Bild 8-47: Integrierte Wank- und Dämpfungsregelung

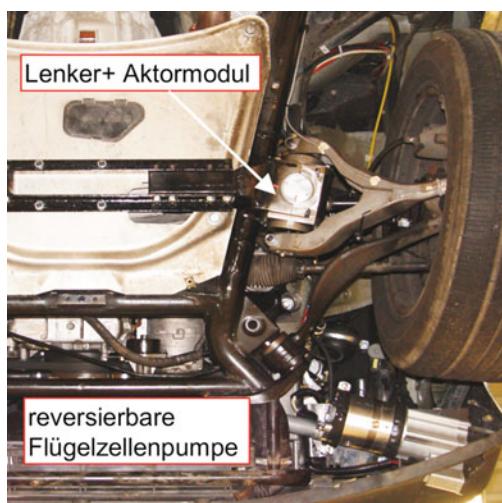


Bild 8-48: Integrierte Wank- und Dämpfungsregelung, eingebaut an einem Versuchsträger (SUV)

8.3.7 Lagersysteme

Im Rahmen der aktiven Kinematik werden im Weiteren aktive Lagerungen behandelt, wobei hierfür folgende Einteilung verwendet wird:

- ◆ **Adaptive Lager:** Lager mit veränderbaren Eigenschaften (z. B. Steifigkeit, Dämpfung),
- ◆ **Aktive Lager:** Lager mit einer integrierten Aktorik (z. B. Motor, Steller, etc.),
- ◆ **Intelligente Lager:** Lager mit integrierter Sensorik (z. B. Kraft, Weg, Winkel).

Unter dem Gesichtspunkt guter fahrdynamischer Eigenschaften sollte ein Fahrwerkslager möglichst steif ausgelegt werden, damit sich die Radstellungsparameter nicht negativ auf das Fahrverhalten auswirken [38]. Andererseits sollte ein Fahrwerkslager hinsichtlich eines guten Fahrkomforts weich ausgelegt sein. Dies kann bei einer Krafteinwirkung allerdings wiederum zu einer unerwünschten Radstellungsänderung führen.

Diese Anforderungen zeigen den Zielkonflikt bei der Entwicklung eines Fahrwerkslagers auf. Einen Ausweg aus diesem Zielkonflikt bieten adaptive oder aktive Fahrwerkslager, die ihre Eigenschaften an die jeweilige Fahrsituation anpassen [39], [40].

Die Firmen ContiTech und ContiTeves haben hierzu ein aktives Fahrwerkslager entwickelt, dessen Aufbau in **Bild 8-49** dargestellt ist. Das Steifigkeitsschaltbare Gummilager besteht aus zwei in Serie geschalteten Buchsen und einem Gehäuse. Die äußere Buchse im Gummilager ist als weiche Schubfeder C_1 ausgeführt und die innere als harte Radialbuchse mit der Federsteifigkeit C_2 (**Bild 8-50**).

Das Gehäuse besteht aus drei Bauteilen: Dem Mittelteil, in dem das Gummilager eingepresst ist, und zwei Zylinderköpfen mit integrierten Stellkolben [41]. Im ungeschalteten Zustand weist das Lager eine weiche Steifigkeit mit C_1 und C_2 auf.

Die Steifigkeitsschaltung erfolgt über die Zustellung beider Stellkolben an die Anschläge C_3 mit Parallelschaltung der äußeren Schubfeder C_1 . Die im Eingriff wirksamen Federn ergeben sich aus der Schubfeder C_1 , der Radialbuchse C_2 , den Gummianschlägen C_3

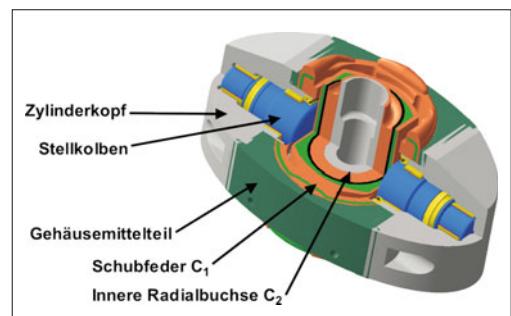


Bild 8-49: Konstruktiver Aufbau eines aktiven Fahrwerkslagers [41]

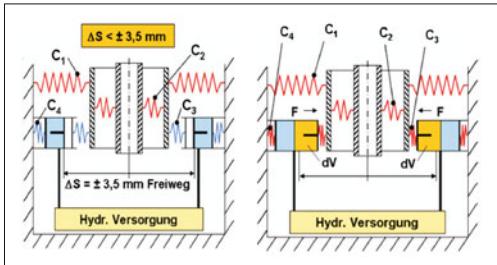


Bild 8-50: Ungeschalteter und geschalteter Zustand [42]

zwischen Stellkolben und Innenmetallteil und dem Hydrauliksystem C_4 .

Das aktive Fahrwerkslager erlaubt zusätzlich eine Verschiebung des Arbeitspunktes. Wird das Fahrwerkslager um eine Positionsregelung ergänzt, so können definierte Eingriffe in die Hinterachskinematik vorgenommen werden, sodass eine Lenkfunktion dargestellt werden kann. Weitergehende Möglichkeiten bieten aktive Spurstangenlager. Konzepte zur Lenkunterstützung für Trapez- oder Mehrlenkhinterachsen werden derzeit entwickelt (**Bild 8-51**) [42].

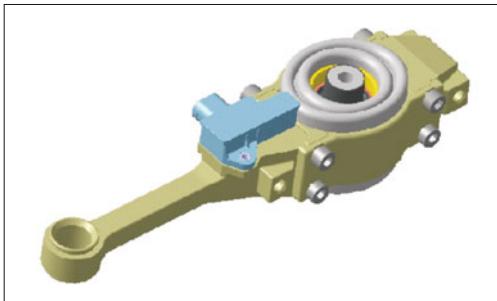


Bild 8-51: Aktives Spurstangenlager [42]

Intelligente Lager

Durch Integration von Winkelsensoren in den Lagerstellen kann die Positionsänderungen zwischen Rad und Aufbau gemessen werden. Die Sensorintegration in Kugelgelenken erlaubt prinzipiell die Erfassung von Lenk- und Federbewegungen, während die Integration von Wegsensoren in Gummilagern theoretisch die Bestimmung der Lenkkräfte erlaubt und die Messung des Winkels zur Bestimmung des Federwegs herangezogen werden kann.

Grundsätzlich sind zwei Varianten zu unterscheiden: Die Messung von Deformationen zur Bestimmung von Kräften und die Messung von Winkeln zur Bestimmung der Einfederwege. Im Bereich der Sensor-Kugelgelenke wurden in den letzten Jahren mehrere Lösungen patentiert [43].

Das Messprinzip basiert auf Magneteffekten, die als hall- oder magnetoresistive Sensorsysteme zum Ein-

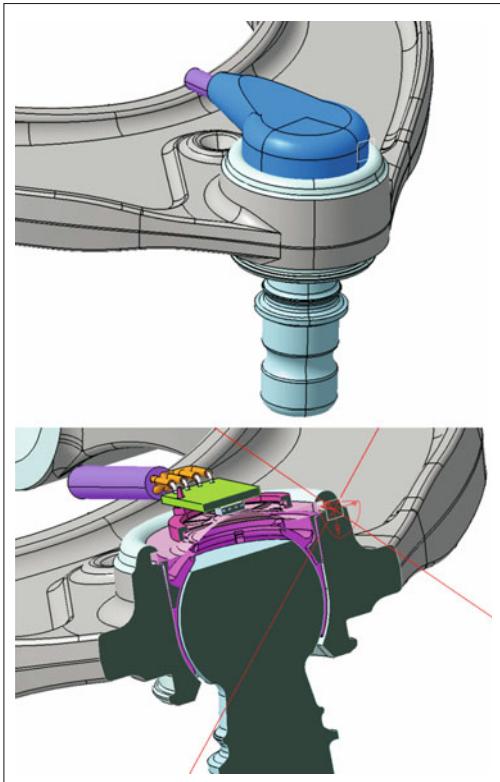


Bild 8-52: Kugelgelenk mit Sensor: Sensor und Auswerteelektronik sind in einem ASIC untergebracht

satz kommen. **Bild 8-52** zeigt ein serienreifes intelligentes Lager (hier ein Kugelgelenk) mit integriertem Winkelmesssystem der beiden Kippbewegungen.

Die neuen Sensorchips haben einen integrierten ASIC, mit dessen Hilfe aus den gemessenen Winkelwerten auch die Geschwindigkeiten berechnet werden können. So lässt sich mit einem Sensor sowohl der Radhub als auch die Einfedergeschwindigkeit messen, die man z. B. für Sky-Hook-Algorithmen braucht.

8.4 Mechatronische Querdynamiksysteme

Zu den Querdynamiksystemen zählen die Vorder- und Hinterradlenkungen. Die Querdynamik wird außerdem auch durch die Stabilisatoren und Kinematik der Aufhängung (wie z. B. Sturz) beeinflusst. Diese vier Systeme werden in folgenden beschrieben. Indirekte Beeinflussung der Querdynamik ist aber auch durch radindividuelle Bremsen oder Antreiben sowie durch Verlagerung der vertikalen Radlasten möglich. Diese Systeme wurden bereits in Längs- und Vertikaldynamik (Abschnitte 8.2 und 8.3) diskutiert.

8.4.1 Vorderradlenkung

Die Aufgaben eines Lenksystems können grundsätzlich in notwendige Aufgaben und Zusatzaufgaben unterteilt werden. Die notwendigen Aufgaben sind:

- ◆ die Kursregelung und
- ◆ die Rückmeldung des Fahrzustands bzw. des Fahrbahnzustands über das Lenkmoment.

Die Lenkung ist direkt in den Regelkreis Fahrer-Fahrzeug integriert und stellt somit ein zentrales und wichtiges Bestandteil des Regelkreises dar.

Die notwendigen Aufgaben werden bereits durch passive bzw. semi-aktive Vorderradlenkungen erfüllt. Aktive Vorderradlenkungen können die folgenden zusätzlichen Aufgaben erfüllen:

- ◆ Fahrerwarnung durch Lenkradvibrationen bei kritischen Situationen (z. B. beim Spurverlassen),
- ◆ Fahrerunterstützung bei der Fahrzeugführung,
- ◆ Fahrerunterstützung bei der Fahrzeugstabilisierung,
- ◆ autonomes Fahren.

Überblick über die Entwicklung

Die Entwicklung der Vorderradlenkungen zeigt Bild 8-53. Beginnend mit der einfachen mechanischen Lenkung erfolgte in der weiteren Entwicklung der Einsatz von hydraulischen Hilfskraftlenkungen, welche das vom Fahrer aufzubringende Lenkmoment reduzieren und ihn somit bei seiner Aufgabe der Fahrzeugführung unterstützen. Als Weiterentwicklung der hydraulischen Hilfskraftlenkung sind die *Servotronic* (oder auch *Parameterlenkung* genannt) und die elektrohydraulische Lenkung zu nennen. Über die Servotronic kann das Unterstützungsmaß in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit variiert werden. Hierdurch besteht die Möglichkeit im Stadtverkehr dem Fahrer z. B. bei Parkiervorgängen ein sehr großes Unterstützungsmaß zur Verfügung zu stellen. Im Hochgeschwindigkeitsbereich wirkt sich diese sehr „leichtgängige“ Lenkung allerdings nachteilig auf das Fahrverhalten aus. In dieser Situation stellt die Servotronic weniger Unterstützungsmaß zu Verfügung [44].

Ein einfaches, mechanisches Variieren der Lenkuübertragung lässt sich auch durch einen variablen Zahnstangenmodul erzielen (s. Bild 3-54). Dieses bereits bekannte Prinzip wurde in den letzten Jahren weiter entwickelt und unter dem Namen *Direktlenkung* zusätzlich zur Parameterlenkung von Mercedes eingeführt [46]. Die Zahnstangenübersetzung ist in dem mittleren kleinen Lenkradwinkelbereich von $+/- 5^\circ$ deutlich kleiner (ca. 15:1) d. h. indirekter, um eine stabile Geradeausfahrt auch bei hoher Geschwindigkeit zu ermöglichen. Die Zahnstangenübersetzung verringert sich allmählich zu einer direkten Übersetzung (ca. 11,5:1 bei 100° Lenkradwinkel), um beim Slalomfahren oder Rangieren den Lenkraddrehwinkel zu reduzieren. Der Gesamtlenkradwinkelbedarf wird dadurch um 25 % reduziert [46].

Hydraulische Hilfskraftlenkungen werden zunehmend durch elektrohydraulische oder rein elektrische

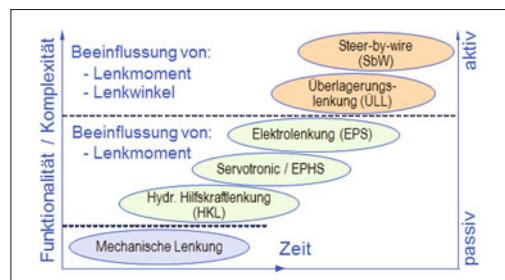


Bild 8-53: Entwicklung der Vorderradlenkungen [45]



Bild 8-54: Zahnstangenprofil der Direktlenkung [46]

Hilfskraftlenkungen ersetzt. Die elektrohydraulische Lenkung erhält die Energie zur Lenkmomentreduzierung von einem Elektromotor, der die Lenkpumpe antreibt und die notwendige hydraulische Lenkenergie in einem Druckspeicher bereitstellt. Dadurch wird der Energieverbrauch der Lenkung deutlich reduziert (s. Bild 3-108 und 3-109).

Vor allem im Kleinwagen- und Mittelklassensegment wird die elektromechanische Lenkung (*Electric Power Steering*, EPS) eingesetzt, bei der das Unterstützungsmaß durch einen Elektromotor zur Verfügung gestellt wird. Bei schweren Premiumfahrzeugen reicht die Leistung des 14-Volt-Bordnetzes zur Zeit nicht aus, um eine elektrische Lenkmomentunterstützung darzustellen [47]. Hier sind zusätzliche Maßnahmen am Bordnetz erforderlich.

Je nach dem Einbauort des Stellers unterscheidet man unter 5 Bauarten der elektrischen Lenkung (Bild 8-55). Die angegebenen Einsatzfahrzeuge zeigen, dass die ersten beiden für kleine Fahrzeuge, die dritte für kompakte und die letzten beiden für einen Einbau in Mittelklassefahrzeuge geeignet sind.

Bild 8-56 zeigt die in Serie eingeführten Elektrolenkungen in der zeitlichen Reihenfolge mit Bauarten, Eigenschaften, Herstellern und Einbaufahrzeugen. Die Bauarten sind in Abschnitt 3.4.5 ausführlich beschrieben. Als Beispiel wird hier nur der Aufbau eines achsparallelen EPS dargestellt (Bild 8-57).

Im Wesentlichen bestehen vier Hauptvorteile eines EPS-Lenkungssystems im Vergleich zu einer hydraulischen Hilfskraftlenkung:

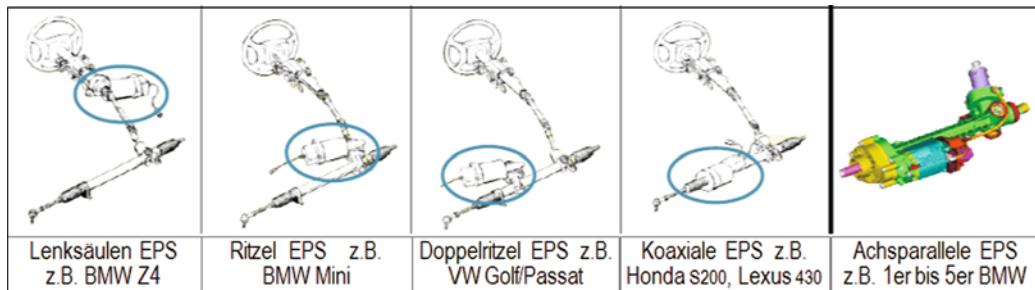


Bild 8-55: Bauarten der Elektrolenkung je nach dem Einbauort des Stellers [47]

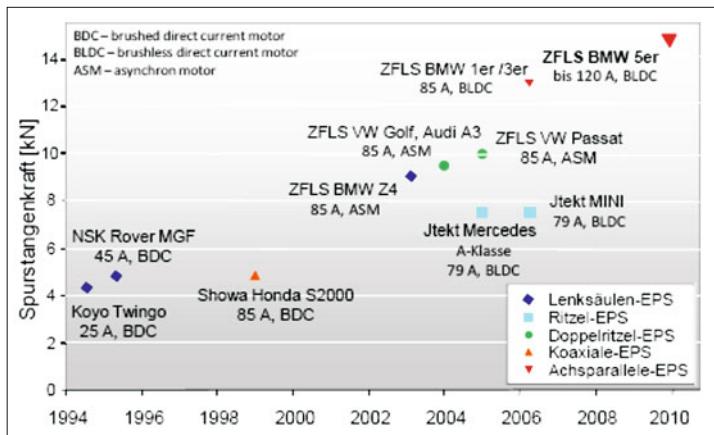


Bild 8-56:

In Serie eingeführte elektrische Lenksysteme mit ihren Leistungen, Bauarten, Herstellern und Einbaufahrzeugen [48]

- ♦ geringerer Energieverbrauch,
 - ♦ weniger Einzelteile, einfache Montierbarkeit,
 - ♦ aktiv regelbares Lenkmoment (und -winkel)
 - ♦ viele zusätzliche Funktionen darstellbar.
- Hohe Herstellungskosten und Anforderungen an das Sicherheitskonzept sind die vorwiegenden Nachteile der elektrischen Hilfskraftlenkung.

Überlagerungslenkung

Eine zusätzliche Beeinflussung des Vorderradwinkels und damit eine realisierbare Funktionserweiterung stellt die Überlagerungslenkung dar, welche bereits bei Premiummodellen in Serie eingesetzt wird.

Bei einer Überlagerungslenkung wird abhängig vom Fahrerlenkwinkel und den fahrdynamischen Größen des Fahrzeugs aktiv über einen Stellmotor ein Zusatzlenkwinkel gestellt. Die Überlagerung mit dem Lenkradwinkel kann beispielsweise über ein Planetengetriebe erfolgen (s. Abschnitt 3.4.6).

Das Lenkwinkelüberlagerungsmodul wird direkt in die Lenkwelle integriert und ist im Fahrgastraum hinter der Spritzwand angeordnet. Als Beispiel für unterschiedliche Ausführungen zeigt Bild 8-58 das System „Dynamiklenkung“ von Audi. Das System von BMW mit der Bezeichnung „Integral Aktivlenkung“ wird in Abschnitt 8.4.2 beschrieben.

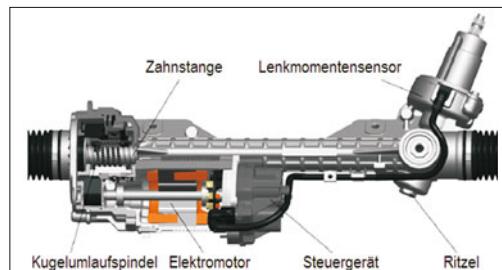


Bild 8-57: Aufbau eines achsparallelen EPS [47]

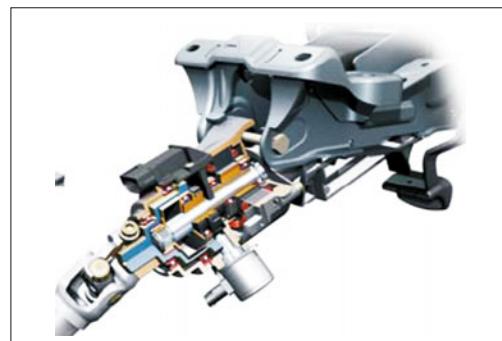


Bild 8-58: Dynamiklenkung von Audi [48]

Tabelle 8-4: Komfort- und sicherheitsrelevante Funktionen von Überlagerungsslenkungen

Komfort	Sicherheit
Vorhaltslenkung	Gierratenregelung
Einparkhilfe	Schwimmwinkelregelung
Variable Lenkübersetzung	Giermomentkompensation
	Anhängerstabilisierung

Durch den Einsatz der Überlagerungsslenkung lassen sich vor allem in Kombination mit weiteren mechatronischen Fahrwerksystemen unterschiedliche und vielfältige komfort- und sicherheitsrelevante Funktionen realisieren (**Tabelle 8-4** [49]).

8.4.2 Hinterradlenkung

Erste aktive Hinterradlenkungskonzepte wurden bereits Anfang der 30er Jahre verwirklicht. Bei diesen Konzepten stand die Erhöhung der Wendigkeit im Vordergrund. Mitte der 60er Jahre wurden diese Entwicklungen von verschiedenen Firmen auch unter dem Aspekt der Fahrstabilität wieder aufgegriffen [50], [51], [52], [53], [54]. Die Ergebnisse wiesen damals wie heute auf geringe erforderliche Radlenkwinkel an der Hinterachse zur Stabilitätsförderung hin. Während diese zunächst als reine Steuerung zur Verbesserung des querdynamischen Fahrverhaltens ausgeführt waren, sind in den letzten Jahren auch schon vereinzelt Lösungen zu beobachten, die um eine Regelung erweitert sind und so auch Störungen wie z. B. Seitenwind kompensieren sollen [52]. Grundsätzlich muss man bei den aktiven Hinterradlenkungen zwischen gleich- und gegensinnigem Lenkeinschlag differenzieren [55]. Während der gegensinnige Lenkeinschlag zu einer erhöhten Manövriertüchtigkeit des Fahrzeugs führt, wird durch die gleichsinnige Lenkung, aufgrund des scheinbar längeren Radstandes, die Fahrstabilität verbessert. Durch das gleichsinnige Mitlenken der Hinterachse wandert der momentane Dreipol des Gesamtfahrzeugs nach hinten, was dem gleichen Dreipol eines Standardfahrzeugs mit einem längeren Radstand entspricht [56] (**Bild 8-59**).

Die Maximalwinkel an der Hinterachse bewegen sich bei den ausführten Systemen zwischen $0,5^\circ$ und 6° . Große Lenkwinkel werden immer dann benötigt, wenn zur Minimierung des Wendekreisdurchmessers gegensinnig gelenkt wird [57].

Im Wesentlichen gibt es drei Grundtypen der Hinterradlenkungsregelungen [58]:

- ◆ Lenkwinkelproportionale Hinterradlenkung,
- ◆ Schwimmwinkel kompensierende Hinterradlenkung,
- ◆ geregelte Hinterradlenkung.

Lenkwinkelproportionale Hinterradlenkung

Diese Art der Steuerung ist dadurch gekennzeichnet, dass sich der Lenkwinkel an der Hinterachse stets in Phase mit dem Lenkwinkel an der Vorderachse befindet:

$$\delta_H = k_p \cdot \delta_V \quad (8.6)$$

Hierbei ergibt sich die folgende Vorzeichendefinition für den Koeffizienten k_p :

$k_p > 0$: gleichsinniges Lenken der Hinterräder,

$k_p = 0$: kein Lenken der Hinterräder,

$k_p < 0$: gegensinniges Lenken der Hinterräder.

Ein fester Wert für k_p ist nicht akzeptabel, da für eine Erhöhung der Fahrstabilität und eine Verbesserung der Manövriertüchtigkeit jeweils unterschiedliche Werte notwendig sind. Daher wird eine Veränderbarkeit des Faktors k_p entweder über der Fahrgeschwindigkeit oder über der Größe des Lenkradwinkels vorgesehen.

Schwimmwinkelkompensation

Eine weitere Möglichkeit zur Beeinflussung des Fahrverhaltens wird in der Kompensation des Schwimmwinkels gesehen [59], [60], [61]. Hierbei wird der Wert für k_p so gewählt, dass sich ein Schwimmwinkel von Null einstellt.

Geregelte Hinterradlenkung

Grundsätzlich handelt es sich bei der Schwimmwinkelkompensation um eine Steuerung. Die Güte des Ergebnisses hängt von der Übereinstimmung der angenommenen Parameter mit den tatsächlich exis-

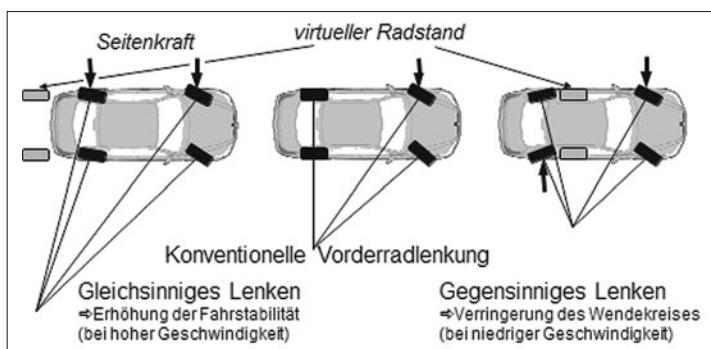


Bild 8-59:
Gleich- und gegensinniger
Lenkeinschlag

tierenden Parametern ab. Störungen auf das Fahrzeug werden hierbei ebenfalls nicht berücksichtigt. Derartige Nachteile können durch eine Regelung vermieden werden. Eine Regelung des Schwimmwinkels ist allerdings aufgrund der Schwierigkeiten bei der Messung des Schwimmwinkels nicht ohne weiteres zu realisieren. Nach [58] leistet eine Regelung der Gierwinkelgeschwindigkeit ähnlich gute Ergebnisse. Hierzu wird aus dem Fahrerlenkwinkel und der Fahrzeuggeschwindigkeit eine Soll-Gierwinkelgeschwindigkeit berechnet und mit der gemessenen Ist-Gierwinkelgeschwindigkeit des Fahrzeugs verglichen. Proportional zur Abweichung zwischen Soll- und Ist-Gierwinkelgeschwindigkeit wird an der Hinterachse ein Winkel gestellt. Im Folgenden werden die ausgeführten Systeme vorgestellt.

Super-HICAS-Vierradlenkung

Nissan brachte 1985 das Vierradlenksystem „HICAS“ (*High Capacity Actively Controlled Suspension*) heraus [62]. HICAS verfügt über eine dynamische Steuerung des Lenkwinkels der Hinterräder in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Reifenrückstellmoment der Vorderachse [63], [64]. Die Änderung des Hinterradlenkwinkels erfolgt über Hydraulikzylinder, die den kompletten Hinterachsträger verdrehen, **Bild 8-60**.

Die Funktion der HICAS-Vierradlenkung beschränkte sich auf eine Verbesserung der Fahrrichtungsstabilität bei höheren Geschwindigkeiten durch einen gleichsinnigen Radeinschlag an Vorder- und Hinterachse. Der maximale Lenkwinkel der Hinterachse ist dabei auf $0,5^\circ$ beschränkt [65].

Für Fahrgeschwindigkeiten unter 30 km/h wird das System abgeschaltet. Bei höheren Fahrgeschwindigkeiten wird der Durchlassquerschnitt des Bypassventils kontinuierlich verringert und ein zunehmender

Volumenstrom steht dem Stellsystem zur Verfügung. Der Proportionalitätsfaktor zwischen Vorder- und Hinterrachslenkinkel wird abhängig vom aufgebrachten Lenkmoment festgelegt [65].

Nissan setzte im „300ZX“ und in den „Infinity“ Modellen von 1989 bis 1996 die weiter entwickelte Super-HICAS-Vierradlenkung ein [57]. Das System sorgt für die gegensinnige Lenkung der Hinterräder, um das Ansprechvermögen und die Stabilität des Fahrzeuges zu verbessern. Das System ist als einfache, rückführungslose Steuerung konstruiert.

Über den Lenkradwinkelsensor und die Fahrzeuggeschwindigkeit wird der Fahrerwunsch erfasst und der notwendige Hinterradlenkwinkel durch einen elektronischen Regler berechnet. Zur Umsetzung des Hinterradlenkwinkels steuert der Regler ein Servoventil an und beaufschlägt einen federzentrierten Hydraulikzylinder mit Druck, der den Hinterradwinkel einstellt.

Active-Four-Vierradlenkung

Mitsubishi führte 1987 eine vollhydraulische Allradlenkung mit der Bezeichnung „Active-Four“ in das Modell Galant ein. Eine von zwei getrennten Pumpen versorgt einen Speicher und ist sowohl mit der Zahnstangenservolenkung der Vorderachse als auch mit den Kopfseiten des Steuerventils der Hinterradlenkung verbunden, um für die Hinterradlenkung eine reine Steuerfunktion auszuüben (**Bild 8-61**).

Die zweite Pumpe bringt ein geschwindigkeitsabhängiges Signal (= Volumenstrom) in das Steuerventil ein. Sie versorgt den Arbeitszylinder der Hinterradlenkung mit dem benötigten Volumenstrom. Der mechanische Lenkvorgang erfolgt durch Schwenken der Längslenker der Radführung. Diese Bewegung wird durch zwei kurze Laschen ermöglicht, die Lenker und Fahrschemel miteinander verbinden. Die Kolbenstange mit gelenkigen Endstücken dient als Spurstange.

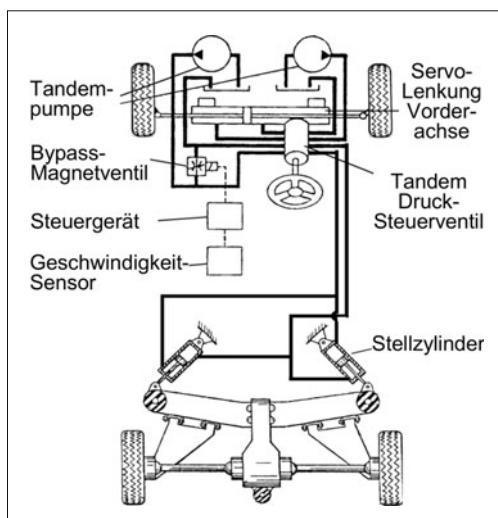


Bild 8-60: HICAS-Vierradlenkung [65]

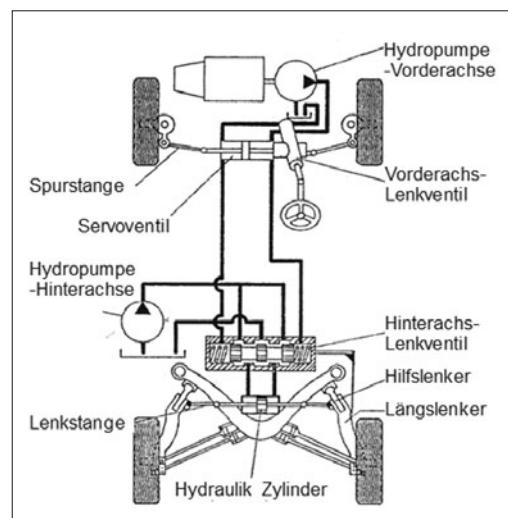


Bild 8-61: Active-Four-Vierradlenkung (Mitsubishi)

Der Lenkeinschlag der Vorderräder und die Fahrgeschwindigkeit bestimmen den Hinterradlenkwinkel. Er beträgt maximal 1,5°. Das System verwirklicht nur eine gleichsinnige Auslenkung zur Erhöhung der Fahrtrichtungsstabilität. Die Hinterradlenkung wird erst ab einer Fahrgeschwindigkeit von 50 km/h aktiviert [65].

Aktive Hinterachslenkung (AHK)

Von 1992 an setzte BMW in den 850-Modellen eine Hinterradlenkung ein, die als *Aktive Hinterachslenkung* (AHK) bezeichnet wurde. Ziel der Entwicklung war die Verbesserung der aktiven Fahrsicherheit im gesamten Bereich möglicher Lenkmanöver. Zu diesem Zweck werden bei hoher Querbeschleunigung die an der Hinterachse wirkenden Seitenkräfte bezüglich ihrer Amplitude und Phase durch aktives Lenken der Hinterachse beeinflusst [64].

Die Eingangsgrößen dieses elektro-hydraulischen Systems sind der Lenkradwinkel und die Fahrgeschwindigkeit, die aus Sicherheitsgründen jeweils redundant gemessen werden. Ein mit ebenfalls redundanten Mikroprozessoren bestücktes Steuergerät berechnet aus diesen Größen den je nach Fahrzustand optimalen Einschlagwinkel der Hinterräder sowie die optimale Zeitabhängigkeit, mit der die Hinterrad-Einschlagwinkel eingestellt werden. In einer Aussparung in der Mitte

des Achsträgers ist die elektrohydraulische Stelleinheit integriert (**Bild 8-60 links**) [66].

Die Linearbewegung des Stellzylinders wird auf einen Zwischenhebel übertragen, der den inneren Lagerpunkt des Federlenkers aufnimmt und die Radlast am Hinterachsträger abstützt. Der Zwischenhebel definiert über die Anlenkpunkte von Stellzylinder und Federlenker die Übersetzung zwischen Stellgliedhub und Federlenkbewegung. Die Bewegung des Federlenkers wird direkt am Radträger in einen Lenkwinkel der Hinterräder umgesetzt. Der Verstellbereich der Hinterradlenkung umfasst $\pm 2^\circ$. Bei diesem System übernimmt der Federlenker die Funktion der Spurstange. Die Elastokinematik bleibt nahezu unbeeinflusst, da nur geringe Verspannungen der Gummilager auftreten. Der berechnete Einschlagwinkel der Hinterräder wird mit Hilfe eines elektrohydraulischen Positionsregelkreises eingestellt.

Die elektrohydraulische Stelleinheit ist in **Bild 8-62** rechts dargestellt. Das 4-Wege-Proportionalventil steuert den Stellzylinder über die Anschlüsse A und B an. In den Zuleitungen zum Zylinder ist jeweils ein stromlos geschlossenes 2/2-Wege-Sperrventil vorgesehen. Mit diesen Ventilen kann der Arbeitskolben hydraulisch geklemmt werden. Die Ventile schließen sich bei Ausfall der Stromversorgung automatisch und stellen damit den sicheren Zustand her.

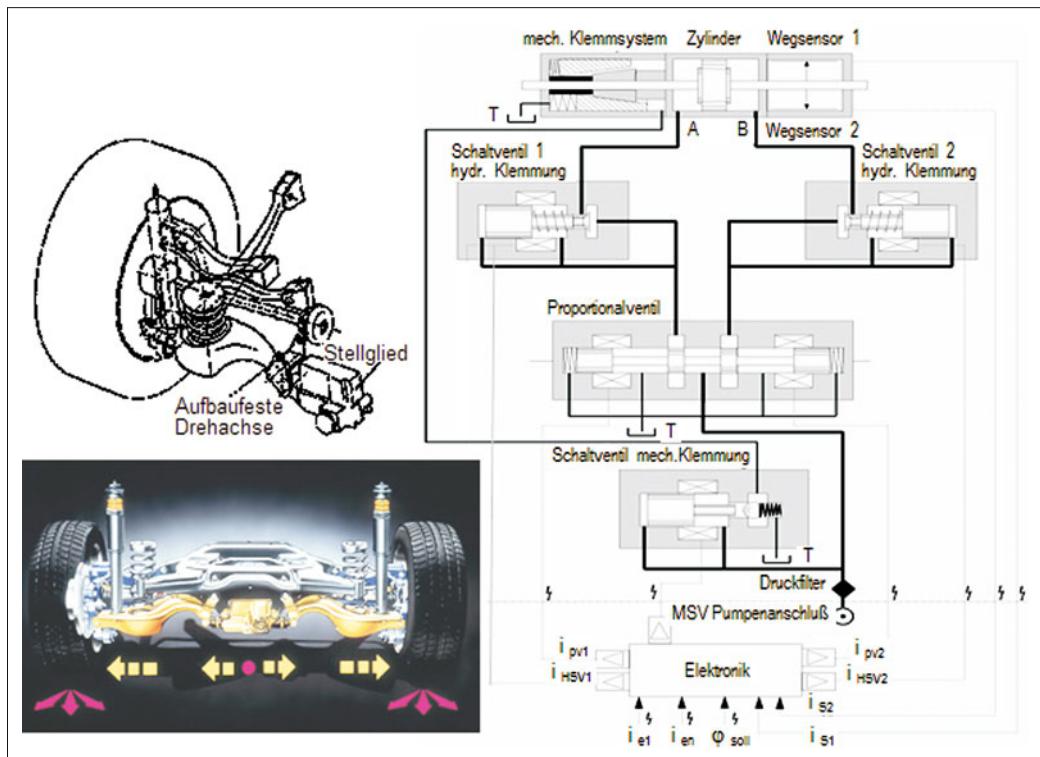


Bild 8-62: Aktive Hinterachslenkung (AHK) in BMW 850csi; links: Integrallenker-Hinterachse mit der Hinterachslenkung, rechts: Blockschaltbild der elektrohydraulischen Stelleinheit [66], [67]

Als weitere redundante Sicherheitseinrichtung wurde ein mechanisch wirkendes Klemmsystem vorgesehen. Dabei wird der Arbeitskolben über einen federvorgespannten Reibkonus mechanisch geklemmt. Die Klemmung wird mit Öldruck über ein weiteres, Schaltventil aufgehoben dessen stromloser Zustand zur Klemmung führt. Bei einem Ausfall der Hydraulikversorgung schließt sich die Klemmung durch die Federvorspannung automatisch (Fail-Safe-Zustand). Die Produktion der AHK wurde nach weniger als 2000 gelieferten Einheiten wegen zu hoher Kosten und eingeschränkter Kundenakzeptanz eingestellt.

Aktive Hinterachskinematik

(Active Geometry Control Suspension, AGCS)

Hyundai hat auf der IAA 2005 eine aktive Hinterachs kinematik (keine dynamische) vorgestellt, um den Vorspurwinkel beider Räder fahrsituationsabhängig und abhängig von der Querbeschleunigung zu verstehen [68]. Dazu wird ein Hebel verwendet, der mit einem Elektromotor ca. $\pm 15^\circ$ von der Mittellage geschwenkt wird und damit die am Hebelnagel gelagerte Spurstange hin- und bewegt (Bild 8-63). AGCS verbessert die Fahrstabilität beim Spurwechsel und reduziert die Wankbewegungen. Es verhindert ein Umkippen (Roll Over Prevention) des Fahrzeugs bei einem Ausweichmanöver (Fisch-Hook-Test).

Neben den hier vorgestellten Hinterradlenksystemen sind auch „Quadrasteer“ und „Active Rear Steering“ von Delphi bekannt, die jedoch nicht in Serie gingen [26].



Bild 8-63: Elektromechanische Stelleinheit (rot) der Hyundai Hinterradlenkung

In den letzten Jahren finden Hinterradlenkungen mit elektromechanischen Stellern und verfeinerter Mechatronik wieder eine größeres Interesse. In folgenden werden die aktuellen Systeme beschrieben.

Hinterradlenkung von Renault „4Control“

Auf der IAA Frankfurt 2007 hat Renault eine Hinterradlenkung für die Verbundlenkerachse des Laguna GT vorgestellt. Der Radträger ist am Längslenker nicht fest angeschweißt, sondern mit einem Scharniergelenk drehbar gelagert. Eine an die beweglichen Radträger

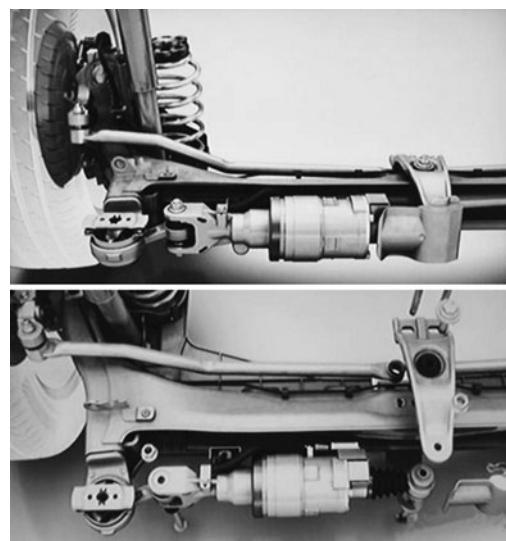


Bild 8-64: Verbundlenker Hinterachse mit Zentrallenkung „4Control“ des Renault-Laguna GT

befestigte Spurstange sorgt über einen Hebel und einen elektromechanischen Steller für die parallele Auslenkung der beiden Räder (Bild 8-64).

Der doppelseitige Hebel ist am Schubmittelpunkt des Querträgers der Verbundlenkerachse gelagert, weil dieser Punkt der einzige ist, der bei einseitigen Radbewegungen seine Lage nicht ändert. An dem anderen Ende des Hebels ist der Elektromotor mit einem Trapezspindelantrieb befestigt (Bild 8-65).

Der Maximalwinkel der Räder beträgt $3,5^\circ$ und reduziert den Wendekreisradius beim Manövrieren und Parken um 7 % (ca. 38 cm). Bei einem Ausweichmanöver, μ -Split-Bremsung oder während der Kurvenfahrt

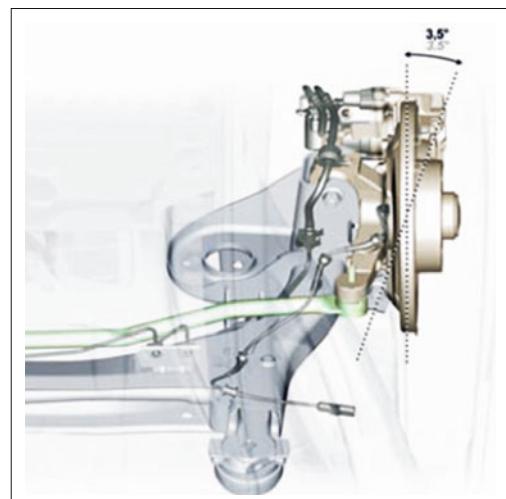


Bild 8-65: Drehbarer Radträger mit Spurstange [69]

mit einer Geschwindigkeit über 60 km/h lenken die Räder beider Achsen gleichsinnig, um das Fahrzeug stabil in der Spur zu halten. Damit wird das Fahrverhalten deutlich sicherer und agiler.

Integral Aktivlenkung von BMW

BMW führte ab 2008 eine neue elektro-mechanische Hinterradlenkung mit den neuen 7er, 6er und 5er Modellen ein. Hier werden mit einem zentralen Elektro-aktuator die beiden Hinterräder bis zu 3° aktiv gelenkt (Bild 8-66) [70]. Diese Hinterradlenkung dient zur Verbesserung der aktiven Fahrsicherheit im gesamten Bereich möglicher Lenkmanöver. Der kleine Lenkwinkel der Hinterräder reduziert den Wendekreisradius um 6 % (33 cm) [71] und damit die Manövrierbarkeit beim Parken (Bild 8-67).

Der elektromechanische Steller besteht aus einem Hohlwellenmotor, der über eine Mutter mit Trapezgewinde eine Spindel verschiebt (s. Bild 7-33). Diese ist wiederum mit den hinteren Spurlenkern verbunden und überträgt so die Lenkbewegung auf die Räder (Bild 8-68). Der Leistungsbedarf ist gering, weil die Lenkräfte relativ niedrig sind. Der maximale Strombedarf liegt bei 60 A.

In der BMW „Integral Aktivlenkung“ sind die Überlagerungslenkung und die Hinterradlenkung mitein-

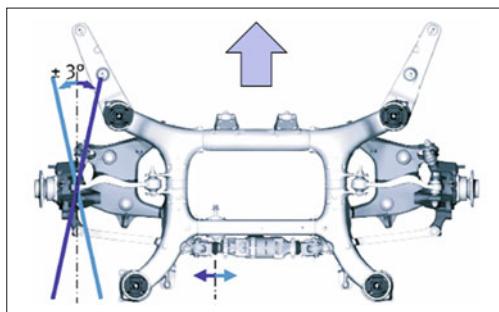


Bild 8-66: Hinterradlenkung der aktuellen BMWs [70]

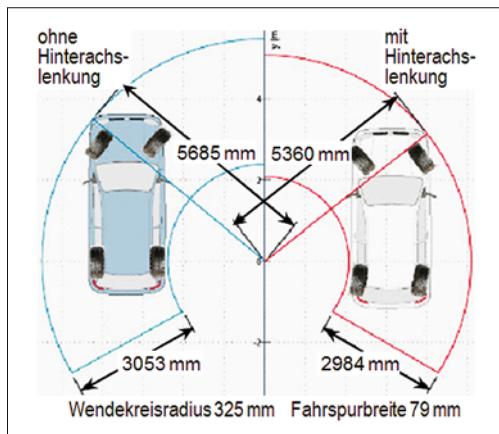


Bild 8-67: Reduzierung des Wendekreises um 6 % [71]

ander vernetzt, um das Fahrdynamikpotential weiter zu erhöhen (Bild 8-69). So kann z. B. die Durchfahrtsgeschwindigkeit im ISO-Spurwechsel um 11 % auf Sportwagenniveau gesteigert werden.

Eine anschauliche Erläuterung der Interaktion zwischen Überlagerungs- und Hinterradlenkung zeigt Bild 8-70.

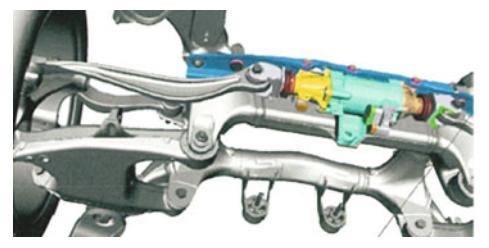


Bild 8-68: Elektromechanische Hinterachslenkaktuator und an dessen beiden Enden gelagerte Spurlenker

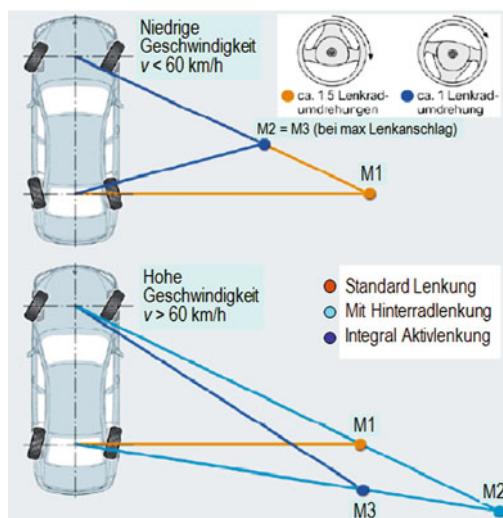


Bild 8-69: Verlagerung des Momentanpols bei langsamer und schneller Fahrzeuggeschwindigkeit [70]

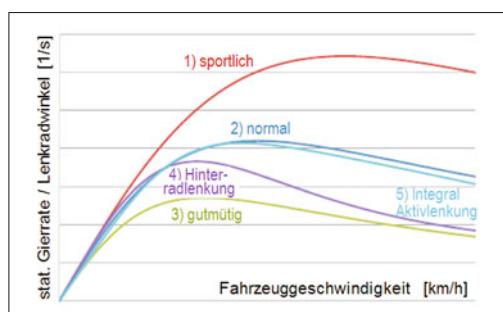


Bild 8-70: Gierratenverstärkung unterschiedlicher Fahrzeuge im Vergleich zu Fahrzeugen mit Hinterradlenkung und Integral Aktivlenkung [48]

Hier wurde die stationäre Gierwinkelverstärkung über der Geschwindigkeit für fünf unterschiedliche Systeme gegenübergestellt. Drei Kurven repräsentieren konventionelle Fahrzeuge mit sportlicher, normaler und gutmütiger Abstimmung. Die vierte Kurve zeigt das Fahrzeug nur mit der Hinterradlenkung und die fünfte das Verhalten mit Integral Aktivlenkung. Das Fahrzeug mit Hinterradlenkung (Kurve 4) verhält sich bei niedrigen Geschwindigkeiten wie ein sportlich abgestimmtes, bei hohen Geschwindigkeiten jedoch wie ein gutmütig abgestimmtes Fahrzeug, was allerdings als träge empfunden werden kann [48].

Die Integral Aktivlenkung verbessert das Fahrdynamikverhalten auch bei hohen Geschwindigkeiten ohne Beeinträchtigung der Fahrsicherheit (Kurve 5).

Die Integral Aktivlenkung bietet folgende Funktionen:

- ◆ Variable Lenkübersetzung: für jede Fahrgeschwindigkeit die jeweils optimale Lenkübersetzung,
- ◆ Variable Lenkkraft: optimale Anpassung der Lenkkraft an die Geschwindigkeit und Lenkübersetzung,
- ◆ Wendekreisreduzierung,
- ◆ Fahrzeugstabilisierung: Fahrdynamikverhalten verbessert Häufigkeit und Dauer der ESP Eingriffe reduziert,
- ◆ Kompensation von Störungen: z. B. Bremsmanöver auf μ -split verbunden mit einer Bremswegverkürzung, da die Giermomentenabschwächung des Bremssystems reduziert werden kann [72].

Active Kinematics Control (AKC) ZF Lemförder

Die bisher dargestellten Hinterradlenkungen haben einen zentralen Steller. Es gibt aber Hinterachspackages, die eine durchgehende Verbindung beider Räder nicht zulassen. In solchen Fällen wird für jedes Rad ein Steller eingebaut.

Das „AKC System“ von ZF Lemförder verfügt über zwei Steller. Diese Steller sind als längenveränderliche „aktive“ Spurlenker konzipiert (**Bild 8-71**). Der Elek-

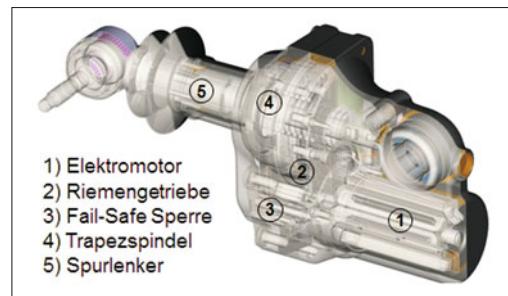


Bild 8-72: Aufbau des AKC-Stellers [73]

tromotor mit einem Riemenantrieb und Trapezgewinde ist zwischen den Lenkpunkten der Spurlenker angeordnet. Der aufbauseitige Anlenkpunkt des Spurlenkens ist im Stellergehäuse integriert [72]. So kann die AKC Einheit bei einem Großteil der Hinterachsauflösungen ohne Platzprobleme den Spurlenker ersetzen.

Die Steller bilden eine mechatronische Einheit mit integrierter Elektroniksteuerung und den für die Hubmessung und -synchronisierung notwendigen Sensoren. Auch die für die Fail-Safe-Funktion notwendigen Bauteile sind Bestandteile dieser Einheit.

Bild 8-72 zeigt den Aufbau der Steller. Der Steller ist ausgelegt mit einem 500 W E-Motor, kann einen Hub von ± 20 mm erreichen (entspricht einem Lenkwinkel von $\pm 6^\circ$) und hat eine Dynamik von 60 mm/s. Die maximale Verstellkraft beträgt 4 kN und die Missbrauchslast 24 kN.

Das integrierte Steuergerät übernimmt die Ansteuerung der Aktuatoren und die Auswertung der Sensorik. Wichtige Funktionsmodule sind die Betriebsstrategie, die Motorregelung und die Systemüberwachung. Die Betriebsstrategie berechnet die Spurverstellung an der Hinterachse in Abhängigkeit der Fahrsituation. Dazu werden beispielsweise Lenkradwinkel und Fahrgeschwindigkeit ausgewertet. Je nach E/E Architektur des speziellen Fahrzeugs kann die Spurvorgabe auch dem AKC Steuergerät zur Verfügung gestellt werden. In diesem Fall fungiert das AKC System als ein *Smart Actuator*.

Zur hochdynamischen Umsetzung des Spur sollwertes ist die Elektromotorregelung als zweistufige Kaskadenregelung realisiert. Eine äußere Kaskade ist eine Motorlageregelung, die innere eine Regelung des Motordrehmoments. Basis für beide Regelkreise ist ein Motorlagesensor, der sowohl die Motorlage als auch die Rotorgeschwindigkeit erfasst.

Um den hohen Anforderungen an die funktionelle Sicherheit aktiver Fahrdynamiksysteme Rechnung zu tragen, werden im AKC verschiedene, sich ergänzende Maßnahmen umgesetzt. Zugrunde liegen die Normen IEC 61508 und ISO 26262.

Ein AKC Baukastensystem beinhaltet zusätzlich zu den Basisstellern auch einen Zentralsteller. In diesem Fall wird nur das Gehäuse ausgetauscht. Eine Applikation an einer Verbundlenkerachse (**Bild 8-73**) wurde in einem Kompaktklasse-Versuchsträgerfahrzeug ein-

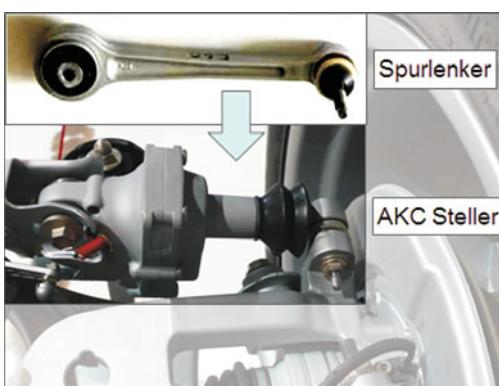


Bild 8-71: Anordnung eines AKC-Stellers in einer ansonsten unveränderten Radaufhängung [73]

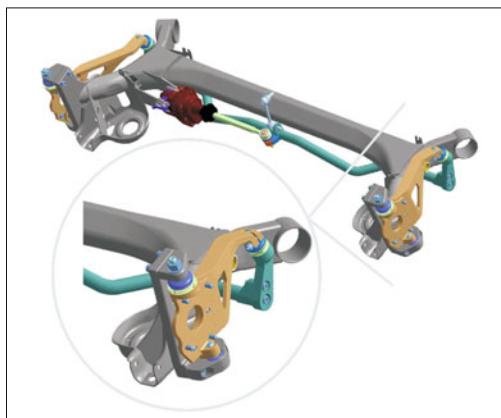


Bild 8-73: AKC-Applikation an Verbundlenkerachse

gebaut und erfolgreich validiert. Der Zentralsteller verstellt den Spurwinkel beider Räder. Der Steller ist als längenveränderlicher Lenker ausgeführt. Dieser bewegt eine zentrale Spurstange, welche wiederum an die beiden drehbaren Radträger gekoppelt ist. Der Drehfreiheitsgrad der Spurstange wird über eine Kopplungsstange abgefangen, welche am Querprofil der Verbundlenkerachse angebunden ist.

Der geplante Serienanlauf der AKC wird 2012 sein.

Active Rear Axle Kinematics (ARK) Conti-Teves

Ein ähnliches Konzept wie AKC bietet Conti-Teves unter den Namen „Active Rear Axle Kinematics“ (ARK). Dieser Steller ist ähnlich aufgebaut (**Bild 8-74**) [74] mit der Spezifikationen $\pm 12,5$ mm Hub, 120 mm/s Dynamik und 6,5 kN Verstellkraft.

Die ARK ist modular aufgebaut und lässt sich auch als Zentralsteller einsetzen (**Bild 8-74**).

Continental hat die ARK in ihre ESP-Steuerung integriert, um die Querstabilität des Fahrzeugs agiler und sicherer zu gestalten. Durch das Hinzufügen von EPS und Abstandssensoren kann das System zum autonomen Spurwechsel bei kritischen Situationen (*Emergency Steer Assist*) benutzt werden [74].



Bild 8-74: Modularer Aufbau des ARK-Stellers

4 Wheel Active Steer (FWAS) im Infinity

Eine umfassende und komplexe Form der Allradlenkung stellt derzeit Nissan mit dem System „4 Wheel Active Steer“ vor. Bei diesem System, das im Infiniti G37 Coupé eingebaut ist, wird jedes einzelne Rad unabhängig voneinander geregelt und gelenkt. Dabei werden alle mechanischen Bauteile sowie hydraulischen oder elektrischen Lenkgetriebe durch Aktuatoren ersetzt. Nicht nur, dass damit jedes Rad auf einer Ideallinie geführt werden kann, darüber hinaus ist in Notsituationen jedes Rad individuell und unabhängig voneinander einstellbar [69].

8.4.3 Wankstabilisierungssysteme

Federungssysteme zur Wankregulierung bieten gegenüber konventionellen Stabilisatoren einen funktionalen Mehrwert (**Bild 8-75**):

Die Karosserieeigung lässt sich bei Kurvenfahrt durch ein angepasstes Wankverhalten verringern. Sportliches Handling, verbessertes Anlenkverhalten und höhere Agilität werden durch die Abkopplung des Fahrverhaltens von der Aufbaudynamik erreicht. Eine hohe Stabilisatorrate ist hierbei erwünscht.

Das Gierverhalten bei Kurvenfahrt wird durch die Steuerung des Eigenlenkverhaltens positiv beeinflusst und Eigenschaften wie die Einstellbarkeit zwischen Agilität und Stabilität sind realisierbar. Durch die Verteilung der Abstützmomente zwischen Vorder- und Hinterachse wird ein gutes Handling erreicht.

Eine gute Aufbaustabilisierung ist bei Geradeausfahrt wichtig. Am besten ist eine dynamische Horizontierung, die bei gegensinniger Anregung einen Komfortvorteil bietet, das Kopierverhalten vermeidet und die Querkopplung der Räder stark verringert. Eine sehr geringe Stabilisatorrate ist hier erforderlich. Der Aufbau wird vorzugsweise für den Freiheitsgrad Wanken mit einer Skyhook-Algorithmen geregelt.

Aus diesem Zusammenhang resultieren Zielkonflikte für konventionelle Stabilisatoren. Zur Lösung wurden

Kurvenfahrt (Wanken)	Kurvenfahrt (Gieren)
Aufbaudynamik Handling (Komfort)	Agilität - Stabilität Handling
 Schwingungskomfort angepasste Dämpfung Querkopplung, Kopieren Geradeausfahrt	 Traktion Gelände

Bild 8-75: Fahrdynamische Domänen für Stabilisatoren

viele Ansätze vorgestellt. Diese lassen sich grob in passiv, schaltbar, semiaktiv und aktiv einteilen.

8.4.3.1 Passiver Stabilisator

Ein passives Federsystem (**Bild 8-76**) kann eine aufgenommene kinetische Energie nur zeitweise speichern und gibt diese dann wieder ab. Die von dem System aufgebrachten Gegenkräfte können nicht geregelt werden, sondern resultieren aus den Relativbewegungen, die sich je nach Fahrmanöver einstellen.

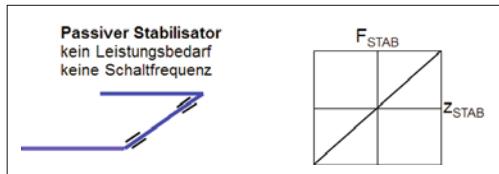


Bild 8-76: Morphologie Stabilisatorsysteme: passiver Stabilisator

Durch eine sehr steife Feder würde der Aufbau zwar weniger wanken, jedoch hätte man eine harte und unkomfortable Fahrzeugabstimmung.

8.4.3.2 Schaltbare Off-Road-Stabilisatoren

Kennzeichnend für den Off-Road-Stabilisator ist die Fähigkeit, dass zwischen mindestens zwei Kennlinien geschaltet werden kann (**Bild 8-77**). Die Umschaltfrequenz zwischen den Kennlinien ist niedrig. Es ist nur eine langsame Anpassung an bestimmte Zustände möglich. Der Betriebspunkt wird quasi stationär verändert. Für eine Wankregulierung während der Fahrt sind diese Systeme ungeeignet, weil die Schaltfrequenz kleiner ist als die Aufbaueigenfrequenz. Energie wird zum Entkoppeln, wahlweise Koppeln und zum entkoppelt Halten benötigt. Der Energiebedarf ist daher gering.

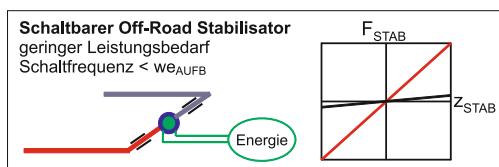


Bild 8-77: Morphologie Stabilisatorsysteme: schaltbarer Off-Road-Stabilisator

Off-Road-Stabilisatoren werden an Vorder- und Hinterrachsen von Geländewagen und SUVs eingesetzt. Im Straßenbetrieb ist der Stabilisator gekoppelt.

Der Stabilisator ist geteilt ausgeführt und kann bei Bedarf, z. B. im Gelände, entkoppelt werden. Im entkoppelten Zustand wird die maximale Achsverschränkung ermöglicht (**Bild 8-75**, rechts unten). Ein Ausführungsbeispiel [75] ist der AOS (*adaptive Off-Road-Stabilizer*) von ZF Lemförder (**Bild 8-78**).

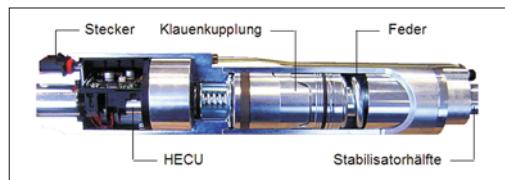


Bild 8-78: Schaltbarer Off-Road-Stabilisator (AOS) [75]

Das System wird elektrohydraulisch entkoppelt und schaltet über einen definierten Drehwinkel die Stabilisatorwirkung ab. Dieses kann unter voller Last und voller Verschränkung erfolgen. Das Koppeln der getrennten Stabilisatorhälften erfolgt durch Federkraft spielfrei beim Durchwanken mit geringen Schaltzeiten. Gleiches gilt unter Failsafe Bedingungen.

Das System ist als kompakte Plug-and-Play Anordnung in den Stabilisator integriert. Der AOS ist ein einbaufertiges Modul mit einer elektrischen System-schnittstelle. Der Koppelmechanismus ist eine Klauenkupplung und besteht aus drei Hauptelementen. Jede Stabilisatorhälfte ist mit einem Klauenelement mittelbar verbunden. Im entkoppelten Zustand haben die Klauenelemente immer Flankenüberdeckung, damit eine Zentrierwirkung beim Koppeln und somit ein sicheres Schließen erzielt wird. Das HECU-Modul (*Hydraulic Electronic Control Unit*) besteht aus einer elektromotorisch angetriebenen Pumpe, einem Ventilblock, einem Ventil, einem Drucksensor, einem Aufbauverbindungsträger und einer elektronischen Platine mit der Steuerungseinheit. Die Kommunikation wird über ein Bussystem sichergestellt.

8.4.3.3 Schaltbare On-Road-Stabilisatoren

Diese Systeme besitzen mindestens zwei Kennlinien, die je nach Fahrzustand geschaltet werden (**Bild 8-79**). In der Regel wird ein Teilbereich frei oder weich geschaltet. Daher ist die Wirkung frequenzselektiv und abhängig von der Fahrsituation. Die weiche Stabilisatorkennung dient der Steigerung des Fahrkomforts. Bei Kurvenfahrt muss aus Sicherheitsgründen ab einer mittleren Querbeschleunigung der Stabilisator auf hart geschaltet werden. Energie wird zum Entkoppeln, wahlweise Koppeln und zum entkoppelt Halten benötigt und ist daher gering.

Die Funktionen des On-Road-Stabilisators können auf der Off-Road-Stabilisatoren-Technologie basieren. Eine Funktionsintegration von Off-Road und On-Road ist je nach Konzept möglich. Die Anforderungen be-

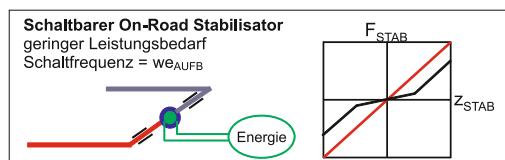


Bild 8-79: Schaltbarer On-Road-Stabilisator

züglich Fahrsicherheit und Fail-safe-Verhalten müssen besondere Beachtung finden. Serienapplikationen des On-Road-Stabilisators sind bis dato nicht bekannt. Die Domäne für den On-Road-Stabilisator ist in **Bild 8-75** unten links gekennzeichnet.

8.4.3.4 Semiaktive Stabilisatoren

Semiaktive Systeme sind in der Lage, hohe Schaltfrequenzen zu realisieren. Die kurzen Stellzeiten erlauben das dynamische Einstellen aller Punkte der einzelnen Kennlinien. Der Betriebspunkt ist praktisch beliebig veränderbar. Die Kraftrichtung wird in jedem Fall vom Vorzeichen des Wankwinkels und der Wankwinkelgeschwindigkeit bestimmt. Es wird nur Energie für die Schaltvorgänge benötigt (**Bild 8-80**).

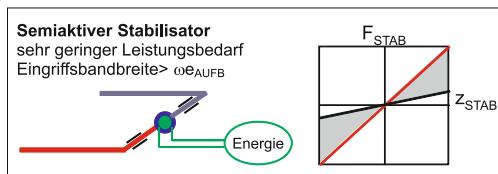


Bild 8-80: Semiaktiver Stabilisator

Ein semiaktives Stabilisator ist als ein System mit umschaltbarer Federrate und semiaktiver Wankdämpfung bekannt. Die Zusatzdämpfung reduziert die dynamischen Aufbauwankbewegungen in Abhängigkeit von der Anregung oder frequenzselektiv, wobei das charakteristische Schwingungsverhalten des Aufbaus berücksichtigt wird. Durch die Verminderung der Aufbau-Wankbeschleunigung (Reduzierung Head-Toss) ergibt sich ein höherer Insassenfahrkomfort. Zudem wird die Fahrsicherheit durch die Vermeidung von Resonanzüberhöhungen und Aufschaukelvorgängen erhöht (**Bild 8-81**).

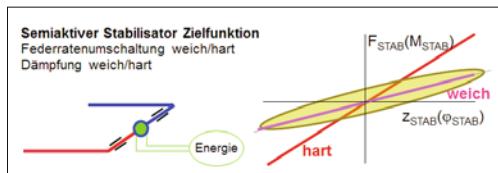


Bild 8-81: Zielfunktion des semiaktiven Stabilisators

Die Umschaltung der Stabilisatorrate bewirkt in der weichen Stufe ein geringes Maß an Querkopplung der Räder an einer Achse und erlaubt somit im Gelände eine hohe Achsverschränkung verbunden mit Traktionsgewinn. Bei Straßenfahrt ist der Insassenfahrkomfort höher als bei der Serienabstimmung.

Bei Umschaltung in die harte Stabilisatorrate steht die Fahrsicherheit bei querdynamisch anspruchsvollen Situationen durch die stationäre Abstützung des Aufbaus im Vordergrund (**Bild 8-82**) [76].



Bild 8-82: Domänen der semiaktiven Stabilisatoren

Ein Ausführungsbeispiel besteht aus zwei parallel oder in Reihe angeordneten Federelementen plus Dämpfung (**Bild 8-83**). Das erste Federelement ist ständig im Eingriff und stellt die weiche (c_{weich}) Stabilisatorstufe dar. Das zweite Federelement wird durch ein regelbares Koppelglied dazugeschaltet. Die Kopplung und Entkopplung wird durch eine hydraulische Sperrung des Kraftstellers (Verdränger) realisiert.

$$\begin{aligned} \text{Parallelschaltung: } c_{\text{ges}} &= \sum_{i=1}^n c_i \\ \text{Reihenschaltung: } \frac{1}{c_{\text{ges}}} &= \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i} \end{aligned} \quad (8.7)$$

So wird zwischen zwei wirksamen Stabilisator-Feder-raten c_{weich} und c_{hart} umgeschaltet (**Bild 8-83**). Auf diese Art wird über die Grundauslegung ein Basis Ei-genlenk- und Wankverhalten realisiert.

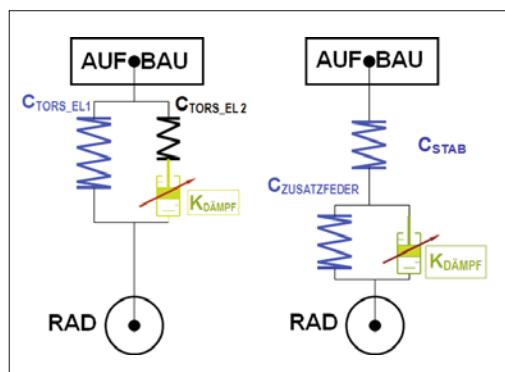


Bild 8-83: Federelemente und Kraftsteller in Parallelschaltung (links) und Reihenschaltung (rechts)

Die semiaktive Zusatzdämpfung wird durch eine Relativbewegung zwischen den beiden Federelementen erzeugt. Der Volumenstrom kann mit Hilfe der Ven-

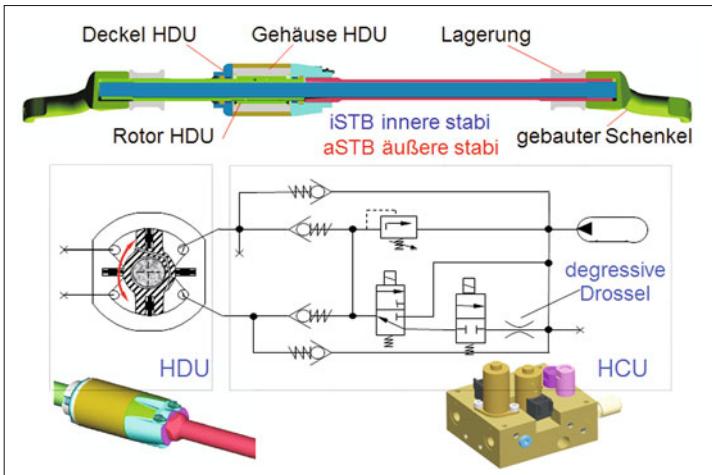


Bild 8-84:
Adativer Stabilisator mit
Wankdämpfung [76]

tilansteuerung variabel gedämpft werden. **Bild 8-84** zeigt ein Ausführungsbeispiel der ZF Lemförder.

8.4.3.5 Hydraulische aktive Stabilisatoren

Mit aktiven Systemen können zwischen dem Aufbau und dem Fahrwerk je nach Bedarf Kräfte und Momente eingeleitet und gewünschte Stellwege erzeugt werden (**Bild 8-85**). Diese Kräfte sind nicht mehr die Folge von Aufbaubewegungen, sondern sind Funktionen beliebiger Variablen wie beispielsweise Querbeschleunigung oder Wankwinkel.

Aktive Systeme sind auf Fremdenergie angewiesen. Sie haben den Vorteil, dass man keine Kompromissabstimmung finden muss, sondern die Abstimmung den Anforderungen anpassen kann.

Beim aktiven Stabilisator können gezielt Gegenwankmomente aufgebracht werden. Durch das aktive Verdrehen des Stabilisators bei Kurvenfahrt wird der Wankwinkel reduziert und der Fahrzeugaufbau horizontalisiert. Die Entkopplung bei Geradeausfahrt reduziert Kopiereffekte, weil keine Vertikalmomente an der Fahrzeughachse gestellt werden. Der Fahrkomfort wird wesentlich erhöht. Die Fahrsicherheit wird durch optimale Eigenlenk- sowie gutmütige Lastwechselreaktionen gesteigert.

Aktive Stabilisatorssysteme befinden sich zurzeit in diversen Fahrzeugen im Serieneinsatz, wobei unterschiedliche Konzepte hinsichtlich der Konstruktion vertreten sind. Funktional werden aktive Stabilisa-

torsysteme vorwiegend zur Reduzierung des Aufbau-Wankwinkels, zur Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens bzw. zur Agilitätssteigerung eingesetzt.

Aufgrund der veränderbaren Wankfedersteifigkeit wird zusätzlich bei Geradeausfahrt durch die Entkopplung der beiden Fahrzeugseiten ein Komfortzugewinn bei der Überfahrt über einseitige Bodenunebenheiten erreicht (Kopiereffekt).

Werden in einem Fahrzeug aktive Federungssysteme eingesetzt, so können konzeptbedingt Stabilisatoren bzw. aktive Stabilisatoren entfallen, da die aktiven Federungssysteme sämtliche Funktionalitäten der Stabilisatoren übernehmen können.

Dynamic Drive

„Dynamic Drive“ (BMW) stellt ein mechatronisches Wankstabilisierungssystem zur aktiven Beeinflussung der Aufbau-Wankneigung unter Einfluss der Querbeschleunigung sowie des Fahrzeug-Eigenlenkverhaltens dar. Neben der Verbesserung der Fahrsicherheit trägt das vollautomatische System, das auf Stabilisatoren mit integriertem hydraulischen Schwenkmotor basiert, zur Komfortsteigerung bei. Bei Aktivierung des Stabilisators werden die beiden Hälften eines herkömmlichen Torsionsstabilisators relativ zueinander verdreht und leiten ein rückstellendes Moment in den Aufbau ein. Somit kann eine Reduzierung – bis hin zur vollständigen Reduzierung – des Wankwinkels dargestellt werden. Durch die fahrzustandsabhängige Verteilung des Stützmomentes zwischen Vorder- und Hinterachse kann das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs innerhalb gewisser Grenzen geregelt werden.

Ziele des Systems sind im einzelnen [77]:

- ♦ Reduktion/Kompensation der Aufbau-Wankbewegung,
- ♦ Verbesserung des Geradeauslaufs (verringertes Rollsteuern),
- ♦ Verminderung von Lastwechselreaktionen bei Kurvenfahrt,

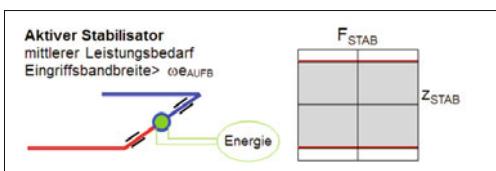


Bild 8-85: Morphologie Stabilisatorssysteme: aktiver Stabilisator

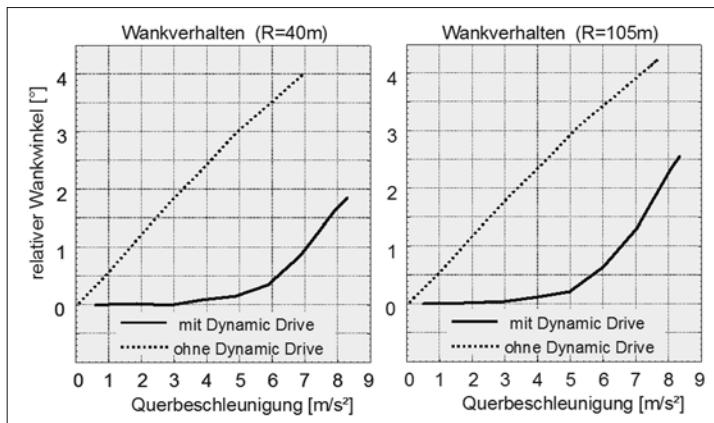


Bild 8-86:
Beeinflussung des
Wankverhaltens [77]

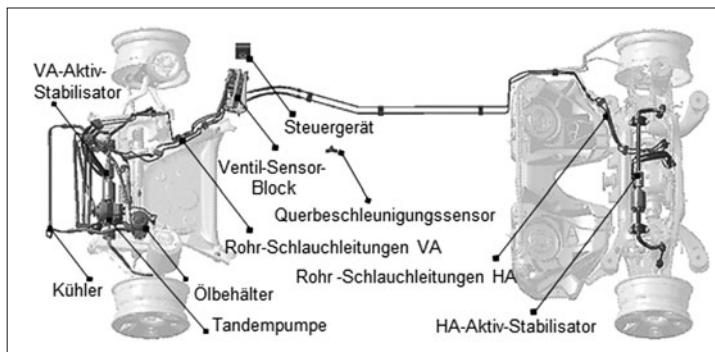


Bild 8-87:
Systemaufbau Dynamic Drive
[77]

- ◆ Verbesserung der Lenkwilligkeit (Gierdynamik) bis zu mittleren Geschwindigkeiten (Neutralsteuern),
- ◆ Reduktion der Kopierbewegung des Aufbaus,
- ◆ Beibehaltung des vollen Federwegs bei Kurvenfahrt,
- ◆ Traktionsgewinn der Antriebsachse(n).

Ergebnisse zur Beeinflussung des Wankverhaltens sind in Bild 8-86 zu sehen. In beiden Diagrammen ist der Wankwinkel mit und ohne Dynamic Drive bei einer stationären Kreisfahrt ($R = 40 \text{ m}$ links und $R = 105 \text{ m}$ rechts) dargestellt.

In einem Querbeschleunigungsbereich bis ca. 4 m/s^2 wird der Wankwinkel komplett auf null Grad reduziert. Bei höheren Querbeschleunigungen wird ein geringer Wankwinkel zugelassen, um dem Fahrer eine Information über die Annäherung an den Grenzbereich zu geben.

Zu Erfüllung dieser Aufgaben muss ein Drehmoment bedarfsgerecht über die Schwenkmotoren in die Stabilisatorhälften eingeleitet werden. Der dafür notwendige Ölstrom wird mit Bevorzugung des Vorderachs-Schwenkmotors von einem zentralen Ventilblock zugeteilt.

Bei Fahrbahnanregungen und Geradeausfahrt sollen nur geringe Kräfte in den Aufbau eingeleitet werden, dazu wird der Schwenkmotor freigeschaltet, d. h., die beiden Stabilisatorhälften sind (hydraulisch) entkop-

pelt. Das Reibungsverhalten des Motors muss entsprechend optimiert sein. Der Systemaufbau von Dynamic Drive ist in Bild 8-87 dargestellt.

Das System besteht aus einer klassischen hydraulischen Energieversorgung durch eine motorgetriebene Tandempumpe in Zusammenwirken mit einem zentralen Ventilblock mit integrierter Sensorik (Druck und Schaltstellung).

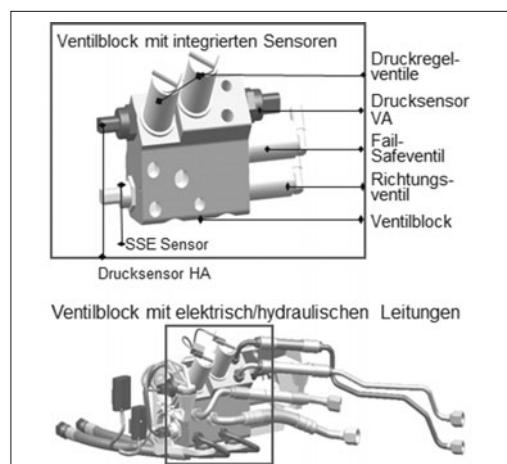


Bild 8-88: Ventilblock [77]

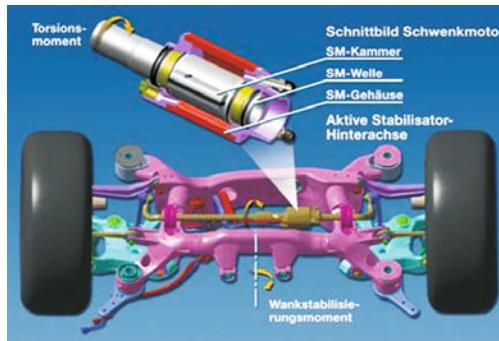


Bild 8-89: Schwenkmotor [77]



Bild 8-90: Dynamik Drive (HA des BMW GT) [72]

Der Ventilblock (**Bild 8-88**) beinhaltet eine unterlagerte hydromechanische Druckregelung. Die überlagerte Regelung des Hochdruckkreises hin zu den Aktuatoren erfolgt elektrohydraulisch. Schwenkmotorgehäuse und Schwenkmotorwelle des hydraulischen Drehantriebs sind mit jeweils einer Stabilisatorenhälfte verbunden (**Bild 8-89**).

Die Regelstrategie besteht aus folgenden Grundsätzen:

- ♦ Reduzierung des Wankwinkels auf 0° bis zu einer Querbeschleunigung von $0,3\text{ g}$,
- ♦ Reduzierung des Wankwinkels um ca. 80 % im Vergleich zu Passiv-Fahrwerken bis $0,6\text{ g}$,
- ♦ „Nachlassen“ der Stützmomente ab $0,6\text{ g}$ zur Fahrerinformation hinsichtlich der Annäherung an den physikalischen Grenzbereich.

Der Funktionalitätsgewinn hinsichtlich der Fahrsicherheit (Aufbau-Horizontrierung, Geradeauslaufverhalten, Fahrzeug-Eigenlenkverhalten) und gleichzeitiger Komfortsteigerung erfolgt im Vergleich zu anderen Konzepten (Vollaktiv-Fahrwerk) mit:

- ♦ relativ geringem Energieeinsatz,
- ♦ günstigem Fail-Safe-Verhalten,
- ♦ als Option für passives Serienfahrwerk.

Einen Nachteil stellt die Beschränkung auf die Freiheitsgrade Aufbau-Wanken und Achs-Verspannung dar. Die mechanische Beanspruchung des Stabilisators ist sehr hoch und hat ein aufwändiges Lagerkonzept zur Folge. Ein Nachteil der bisherigen Dynamic-Drive-Bauweise ist die fehlende Modularität und die aufwändige Integration in das Fahrzeug am Band durch die vernetzte Struktur.

Nach der guten Kundenakzeptanz wurde Dynamic Drive weiter verfeinert auch in den Nachfolge Modellen der 5er bis 7er Serie übernommen. **Bild 8-90** zeigt den Steller an der Hinterachse des BMW GT [72].

Porsche Dynamic Chassis Control (PDCC)

Auch Porsche hat im Cayenne und im Panamera das Active Roll Control System von ZF Sachs appliziert. Der Aufbau und die Funktion sind weitgehend mit dem BMW Dynamic Drive identisch. Nur beim Cayenne ist

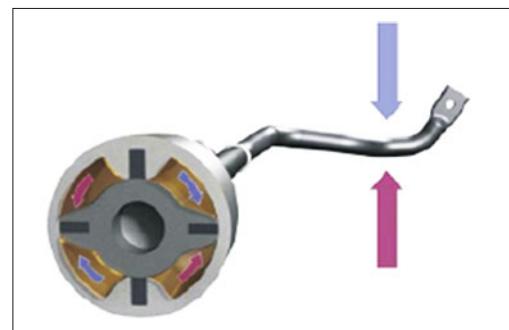


Bild 8-91: Schnitt des Schwenkmotors von Porsche Panamera [78]

der Hydroschwenkmotor mit 3 statt 2 Flügeln verbaut, um die notwendigen höheren Drehmomente zu erreichen. **Bild 8-91** zeigt einen Schnitt von dem 2-flügeligen Schwenkmotor von Panamera.

Active Cornering Enhancement (ACE)

Das System „Active Cornering Enhancement“ (ACE) von Delphi wird im Land Rover Discovery II als Zusatzausstattung angeboten [79]. Die aktiven Stabilisatortorsionsmomente werden durch einen hydraulischen Linearzyylinder erzeugt, der entlang eines Stabilisator-Hebelarms angeordnet sind (**Bild 8-92**).



Bild 8-92: ACE-Delphi, Landrover [79]

Der Stabilisator ist dabei an der Verbindungsstelle zum aktiven Hebelarm aufgetrennt. Die Versorgung des Linearzylinders erfolgt über eine Radialkolbenpumpe, welche 5 bis 135 bar leistet und über den Verbrennungsmotor angetrieben wird.

Active Suspension Control System (ASCS)

Das „Active Suspension Control System“ (ASCS) wird von der Firma TRW entwickelt. Es besteht aus einem aktiven feldierbaren Stabilisator, der hydraulisch über einen in einer Pendelstütze angeordneten Linearzylinder betätigt wird. Der Stabilisator bleibt bei diesem System unangetastet und entspricht einem konventionellen passiven Stabilisator. Der Aufbau des Systems ist in **Bild 8-93** zu sehen.

Für das System ist eine umfangreiche Hydraulikausrüstung bestehend aus elektrisch betriebener Pumpe, Ventilen, Leitungen, hydraulischem Linearzylinder, Hydraulikölkühler und Drucksensoren notwendig.

Active Dynamic Control (ADC)

Das von TRW entwickelte aktive Fahrdynamiksystem „Active Dynamic Control“ (ADC) setzt als Steller einen Hydraulikzylinder als Stabilenker ein (**Bild 8-94**) [80]. Das Hydraulikpowerpack arbeitet mit 180 bar.

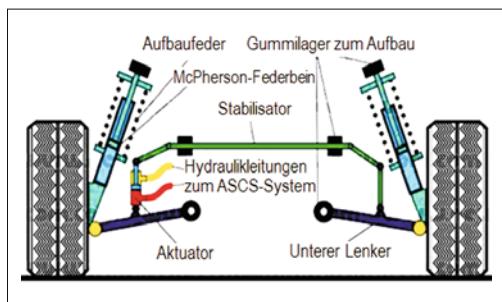


Bild 8-93: Active Suspension Control System (ASCS)

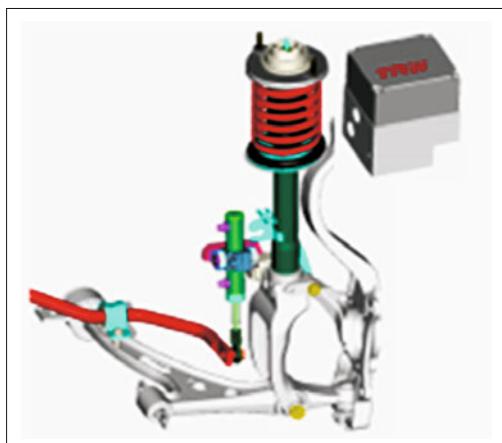


Bild 8-94: Active Dynamic Control von TRW [80]

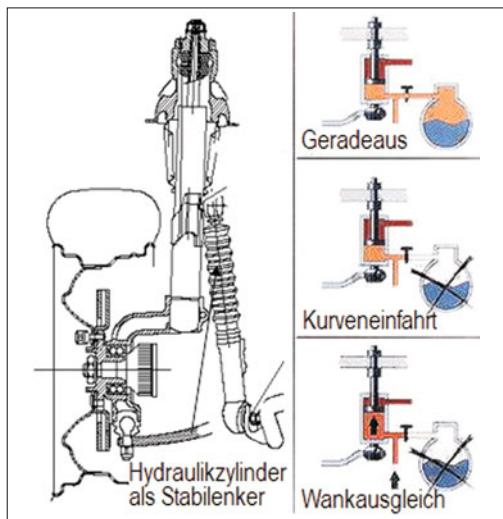


Bild 8-95: Aktive Fahrwerkstabilisierung (AFS)

Aktive Fahrwerkstabilisierung (AFS)

Die „aktive Fahrwerkstabilisierung“ (AFS) wurde in Verbindung mit dem Hydractive II Fahrwerk von Citroën entwickelt. Es ist eines der ersten Systeme zur aktiven Wankstabilisierung, das im Citroen Xantia Activa bereits 1995 in Serie ging (**Bild 8-95**).

Das System baut auf der umfangreichen Hydraulikausstattung (Pumpe, Ventile, Leitungen, hydraulischer Linearzylinder, Hydraulikölkühler, Drucksensoren) des bestehenden Hydropneumatiksystems auf. Bei Kurveneinfahrt wird die Federkugel der Hydropneumatik, die zur Einstellung der Federhärte dient, aus dem Hydraulikkreislauf genommen.

Während der Kurvenfahrt wird die Seitenneigung aktiv durch die als Linear-Hydraulikzylinder gestalteten Pendelstützen der Querstabilisatoren unterdrückt (ähnliche Funktion wie ASCS). Das AFS-System nutzt die Sensorik der Hydropneumatik. Mit AFS-System ist eine nahezu vollständige Unterdrückung des Wankwinkels erzielbar.

8.4.3.6 Elektrische aktive Stabilisatoren

Dem Trend „trockener Systeme“ folgend werden auch die bereits beschriebenen hydraulischen Wankstabilisierungen durch elektromechanische Systeme ersetzt, um den Energiebedarf und die Systemkosten aber auch die Umweltbelastungen zu senken.

Electro-mechanical Roll Control (ERC)

In diesem System hat ZF Sachs die vom Dynamic Drive bekannten hydraulischen Schwenkmotoren durch Elektromotoren ersetzt. Der E-Motor hat eine Hohlwelle und eine integriertes 3-Stufen Planetengetriebe (**Bild 8-96**) zur Untersetzung der Motordrehzahl. Das Ziel ist die Senkung des Energieverbrauchs um 80 % und Kostenreduzierung durch geringeren Sys-

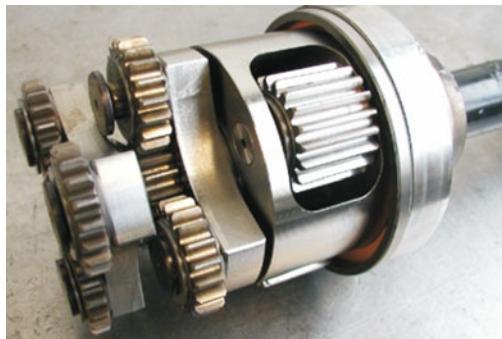


Bild 8-96: 3-stufiges Planetengetriebe

temaufwand (weniger Komponenten, geringer Montageaufwand) sowie eine Vereinfachung des Systems um 25 % [81]. Um die Dynamik des Dynamic Drive zu erreichen, benötigt man jedoch eine Bordspannung von 20–24 Volt. Diese Spannung steht z. Z. nicht zur Verfügung, was die Serieneinführung dieses Systems verhindert. **Bild 8-97** zeigt den Systemumfang der ERC.

Electric Active Stabilizer Suspension System

Das „Electric Active Stabilizer Suspension System“, das von Toyota und Aisin gemeinsam entwickelt wurde, re-

duziert den Energiebedarf durch den Einsatz eines Harmonic Drive Getriebes (s. Bild 3-159). Dieses Getriebe ist gekennzeichnet durch eine sehr hohe Untersetzung (1 : 200) in nur einer Getriebestufe und durch die unterschiedlichen Wirkungsgrade beim Antrieben ($\eta = 0,73$) und Bremsen ($\eta = 0,51$). Dadurch wird zum Halten des Drehmomentes ca. 30 % weniger Energie benötigt als zur Erzeugung eines Drehmoments. Der Einsatz des Harmonic Drive Getriebes reduziert außerdem die Motorabmessungen. So genügt ein Bauraum von 103 mm Durchmesser und 290 mm Länge (**Bild 8-98**).

Bild 8-99 zeigt den Systemumfang mit Stellern, Sensoren und Regelgeräten und **Bild 8-100** den Steller. Der E-Motor arbeitet mit max. 17,5 V. Das max. Moment bei 40 A beträgt 665 Nm. Mit diesen Werten wurde das Entwicklungsziel, bei einer Querbeschleunigung von 5 m/s^2 einen Wankwinkel von nur 1° zu halten, erreicht. Ab 5 m/s^2 wird, auch wie bei Dynamic Drive (s. Bild 8-86) die Wankausgleichswirkung nicht mehr erhöht, damit der Fahrer die sich annähernde Fahrgrenze wahrnehmen kann.

Auch das zweite Ziel, nämlich den Energiebedarf drastisch zu senken, wurde erreicht. Das Gesamtsystem braucht im Durchschnitt nur 8,8 W gegenüber dem Hydrauliksystem mit ca. 190 W (lediglich 5 %). Der max. Energieverbrauch liegt bei 20 W.

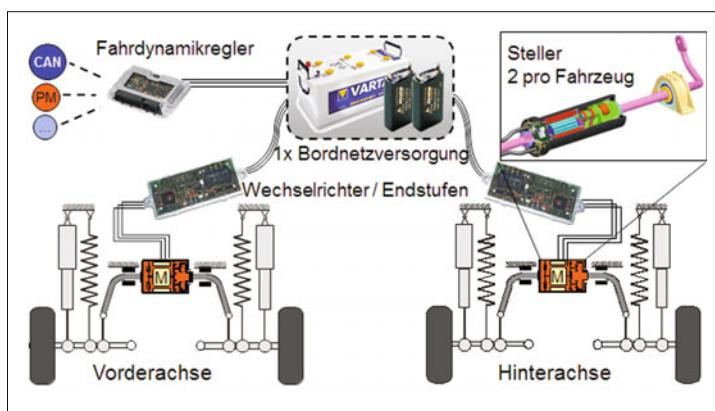


Bild 8-97:
Systemaufbau Elektro-mechanical Roll Control
[81]

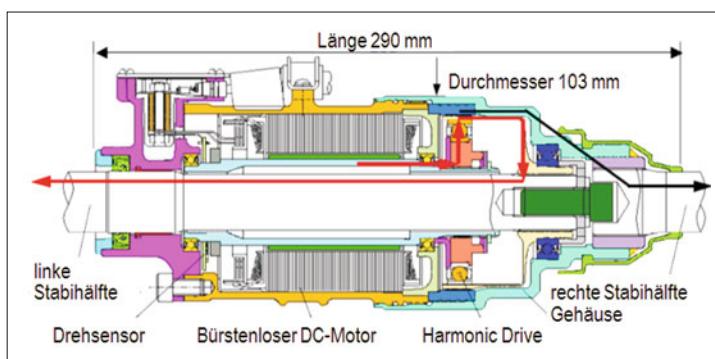


Bild 8-98:
Steller mit Harmonic-Drive-Getriebe [82]

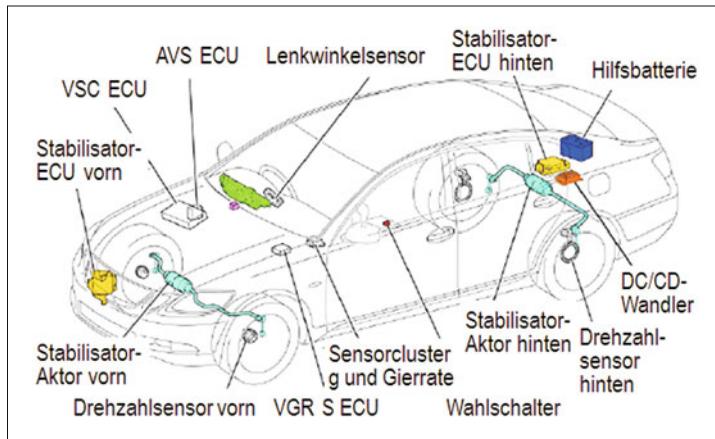


Bild 8-99:
Systemumfang des *Electric Active Stabilizer Suspension Systems* [82]

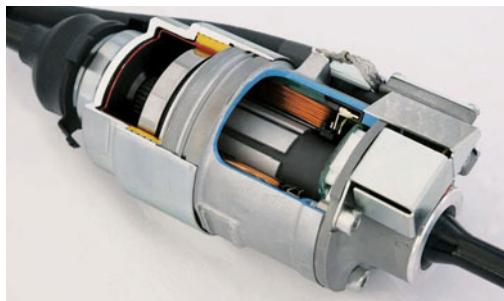


Bild 8-100: Aufgeschnittener Steller [82]

8.4.4 Aktive Kinematik

Auch durch die Verstellung der Radkinematik lässt sich die Querdynamik beeinflussen. Im Folgenden werden beispielhafte Konzepte vorgestellt, die sich allerdings nicht im Serieneinsatz befinden.

F300 Life-Jet

In Zusammenarbeit zwischen der RTWH Aachen und der Daimler AG entstand 1997 das Konzeptfahrzeug F300 Life-Jet. Der Wankfreiheitsgrad des Aufbaus

wird durch entgegengesetztes Anheben und Absenken der Vorderräder erreicht. Der Kurvenneiger ist mit einer Achskinematik versehen, die es ermöglicht, den kompletten Fahrzeugaufbau bei Kurvenfahrt zur Innenseite hin zu neigen. Somit werden bei diesem Fahrzeugkonzept die Räder der Vorderachse ständig etwa parallel zum Fahrzeugaufbau gehalten. Das Fahrzeug nutzt Motorradreifen, da an allen drei Rädern absolute Sturzwinkel auftreten, die ca. dem Fahrzeugwinkel von bis 30° entsprechen [83]. Die Neigungskinematik ist ein wesentlicher Bestandteil des Fahrzeugkonzepts. Der Grundgedanke ist, die Federbeine nicht direkt am Aufbau zu befestigen, sondern über je einen „Federlenker“ gelenkig am Aufbau anzulenden. Diese Federlenker stützen sich über eine Pendelstütze gegenseitig ab, um die statischen Radlasten links und rechts als innere Kräfte abzuleiten. Daher kann der gesamte Verbund aus Federlenkern und Federbeinen mit vergleichsweise geringem Kraftaufwand geschwenkt werden. Die Folge ist, dass je nach Betätigungsrichtung ein Rad abgesenkt und das andere angehoben wird; dadurch neigt sich das Fahrzeug zur Seite (**Bild 8-101**) [83].

Die aktive Wanksteuerung ATC (Active Tilt Control) legt den F300 Life-Jet durch einen hydraulischen Stel-

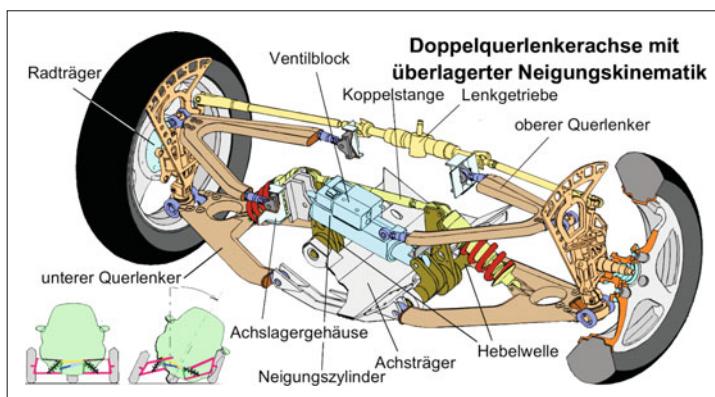


Bild 8-101:
Achskonzeption [83]

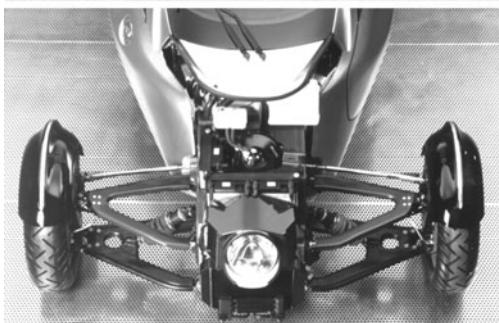


Bild 8-102: Prototyp eines Fahrzeugs mit selbsttätiger Kurvenneigung (F300 Life-Jet von Daimler) [83]

ler in die Kurve und stabilisiert somit das Fahrzeug bei Kurvenfahrt durch eine Schwerpunktverlagerung zur Kurveninnenseite, d. h., es wird ein Moment aufgebaut, das dem aus der Querbeschleunigung resultierenden Moment (Kippmoment) entgegen wirkt (**Bild 8-102**). Der Hydraulikzylinder wird in Abhängigkeit der Querbeschleunigung gesteuert.

F400 Carving

Das Konzeptfahrzeug F400 Carving von DaimlerChrysler wurde 2001 auf der Tokyo Motor Show vorgestellt. Neben einer Reihe von revolutionären Techniken ist es mit einer aktiven Sturzverstellung ausgerüstet, welche die Räder bis zu einem Sturzwinkel von 20° neigen kann.

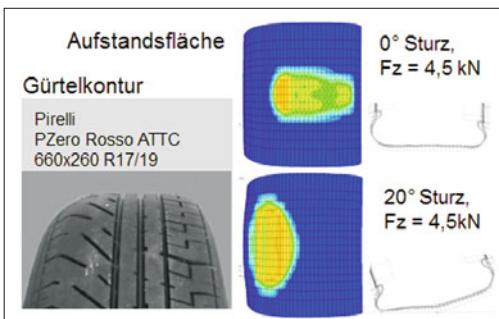


Bild 8-103: Asymmetrischer Reifen und FE-Berechnung der Latschdruckverteilung [84]

Zusätzlich verfügt der F400 über Spezialreifen, die über eine asymmetrische Lauffläche verfügen (**Bild 8-103**). Hierdurch können bei Geradeausfahrt das Laufgeräusch und der Rollwiderstand verringert werden, da in diesem Fall lediglich die äußere, härtere Reifenlauffläche Kontakt zur Fahrbahn hat. Befährt das Fahrzeug eine Kurve, so kommt eine innere, leicht gewölbte und weichere Lauffläche durch die aktive Sturzverstellung zum Einsatz [84].

Beim ATTC (*Active Tire Tilt Control*) Achskonzept wird der konventionelle Radträger durch einen geteilten Radträger ersetzt. Er besteht aus dem Systemträger, der mit den Radführungslenkern und der Spurstange verbunden ist, und dem außenliegenden Radträger, der die Radnabe mit der Bremse trägt. Der Radträger wird über einen Hydraulikzylinder gegenüber dem Systemträger um den vom Fahrdynamiksteuergerät vorgegebenen Sturzwinkel geschwenkt (**Bild 8-104**).

Funktionen

Durch das ATTC-Konzept am F400 können die folgenden Funktionen dargestellt werden [84]:

- ◆ **Erhöhung der möglichen Querbeschleunigung:** Durch die unterschiedlichen Reifenmischungen erreicht der F400 eine Querbeschleunigung 1,28 g.
- ◆ **Verbesserte ESP-Funktion:** Unterstützung des Bremseneingriffs durch gezielte Einstellung des Radsturzes. So wird in einem übersteuernden Fahrzustand die Seitenkraft an der Hinterachse durch ein gestürztes Rad erhöht und das Fahrzeug stabilisiert.
- ◆ **Fahrdynamische Hinterradlenkung:** Da Seitenkräfte nicht nur durch Schräglauftwinkel sondern auch durch Sturzwinkel erzeugt werden können, bietet sich die Möglichkeit, durch die Störzung der Hinterräder zusätzlich das Fahrzeugverhalten zu beeinflussen.
- ◆ **Bremswegreduktion:** Zusätzlich lassen sich bei einer Notbremsung alle vier Räder schräg stellen und somit durch die weichere Gummimischung der inneren Lauffläche einen höheren Kraftschluss erreichen. Damit ist eine Bremswegverkürzung bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von 100 km/h um bis zu 5 m möglich.

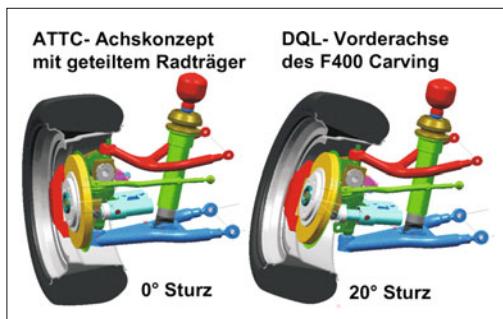


Bild 8-104: Radführung der F400-Vorderachse mit aktiver Sturzverstellung [84]

Optimised Contact Patch (OCP)

Bei einer Kurvenfahrt erfährt das kurvenäußere Rad bei konventionellen Fahrwerken einen positiven und das kurveninnere Rad einen negativen Sturz, wodurch das Seitenkraftpotenzial der Räder nicht vollkommen ausgenutzt und gleichzeitig mehr Verschleiß produziert wird. Der Auslegung herkömmlicher Fahrwerke sind hier jedoch Grenzen gesetzt. Wird für ein eingefedertes Rad durch die Radkinematik ein zu großer Sturzwinkel vorgegeben, so ergibt sich hieraus für ein vollbeladenes Fahrzeug ein zu großer Reifenverschleiß, eine erhöhte Sensitivität auf unebene Straßen und schlechte Einsatzbedingungen für die Dauerfestigkeit des Reifens (**Bild 8-105**).

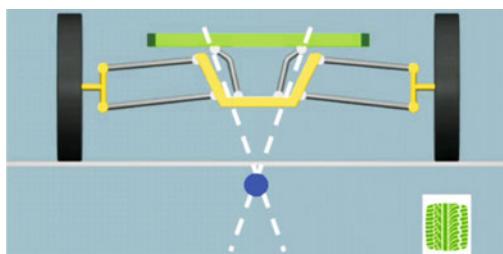


Bild 8-105: OCP-Konzept Drehpol unter der Fahrbahn

Neben der Möglichkeit, den Sturzwinkel aktiv zu beeinflussen, hat Michelin unter der Bezeichnung „Optimised Contact Patch System“ (OCP-System) ein Radaufhängungssystem für Personenwagen entwickelt, durch welches die gleichzeitige Neigung der Reifen an der Innenseite der Kurve unter Einwirkung der Seitenkraft möglich ist. Diese Funktion wurde durch das Hinzufügen eines zusätzlichen Freiheitsgrades an der Achse ermöglicht (**Bild 8-106**) [85].

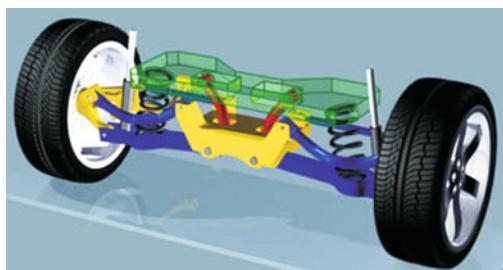


Bild 8-106: OCP-Konzept bei einer 4-Lenker-Achse [85]

Das OCP-System beruht auf einer Kinematik, die einen virtuellen Drehpunkt unterhalb der Fahrbahn schafft. Dieses mechanische System selbst wird an einer herkömmlichen Aufhängung befestigt [86]. Dieses OCP-Fahrwerk-Prinzip (bzw. Drehpol unter der Fahrbahn) ist unabhängig von der Achstechnologie und kann somit bei einer Vorderachse (z. B. OCP-McPherson, **Bild 8-107 oben**) sowie bei einer Hinterachse

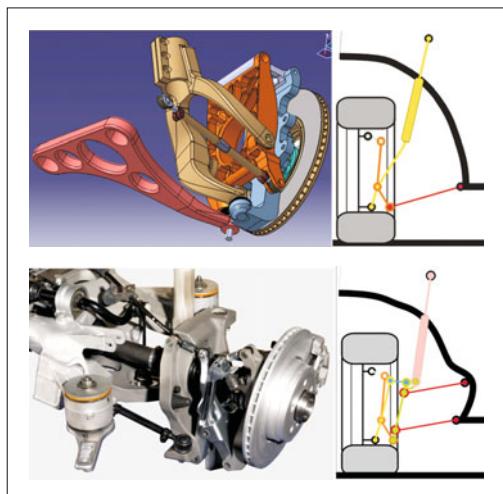


Bild 8-107: OCP-Konzept in McPherson-Aufhängung (oben) und Doppelquerlenkeraufhängung (unten) integriert

(z. B. OCP-Doppelquerlenker-Achse, **Bild 8-107 unten**) und bei angetriebenen oder nicht angetriebenen Achsen eingesetzt werden. Diese neue Umgebung hilft, das Potenzial des Reifens bezüglich Haftung, Rollwiderstand und Verschleiß optimal auszunutzen.

Integrierte Spur- und Sturzverstellung TWIN

Die gemeinsame aktive Spur- und Sturzverstellung, radindividuell und aufhängungsunabhängig ist das Ziel dieses Systems [87]. In diesem System wird ein aus zwei Zylinderkörpern bestehendes Schrägaufhängungssystem in den aufgeteilten Radträgern integriert. Zur Abstützung der Bremsmomente werden die beiden Radträgerhälften mit einem Kardangelenk verbunden (**Bild 8-108**).

Spur- und Sturzwinkel werden aktiv, durch Rotation der beiden Zylinderkörper eingestellt. Daher kann man hier von einem zweiteiligen *aktiven Radträger* sprechen. Der äußere Radträger trägt über eine Radnabe das Radlager. An dem inneren Radträger sind die Lenker gelagert. Zwischen den beiden Radträgerhälften sind zwei Drehzylinder eingefügt, wobei jeder für sich zwei Drehachsen besitzt (**Bild 8-109**) [87]. Erfährt nun der äußere Zylinderkörper eine Rotationsbewegung β um die mittlere Drehachse, so schwenkt der Zylinder aufgrund der schrägen Kontaktflächen beider Zylinder aus. Dabei wird der äußere Radträger gegenüber dem inneren ausgelenkt.

Durch die Rotation mit dem Winkel β erfolgt eine gekoppelte Verstellung des Radträgers in Spur- und Sturzrichtung. Um diese zu entkoppeln, muss auch der innere Zylinderkörper um einen berechneten Winkel von α gedreht werden. Durch gleichzeitige Drehung der beiden Zylinderkörper lässt sich jede gewünschte Spur- und Sturzverstellung erreichen.

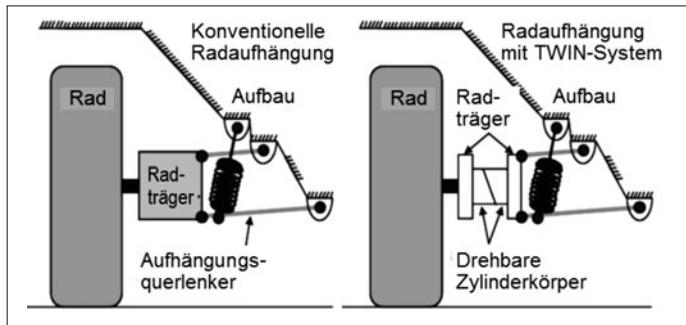


Bild 8-108:
Gegenüberstellung des TWIN-Systems und mit einer konventionellen Radaufhängung [87]

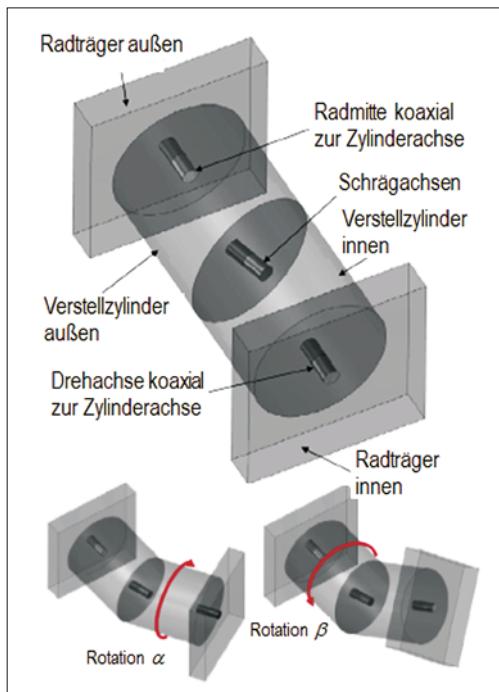


Bild 8-109: Aktive Spur- und Sturzverstellung [87]

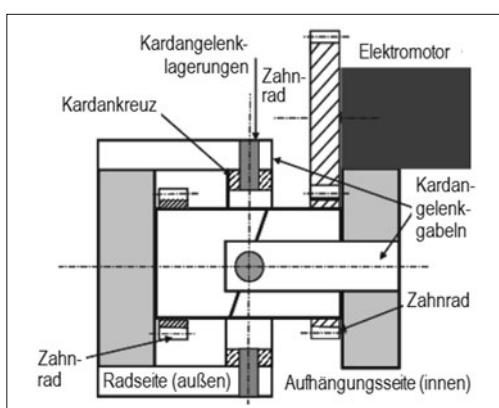


Bild 8-110: Antriebkonzept des TWIN-Systems [87]

Bild 8-110 zeigt die Anordnung der Antriebsmotoren.
Eine Halbachse auf Basis einer Serien Audi A4 Hinterachse als Funktionsmuster zeigt das **Bild 8-111**.

8.4.5 Gegenüberstellung der Fahrdynamiksysteme

Wie aus diesem Kapitel hervorgeht, gibt es eine sehr große Vielzahl von Fahrdynamiksystemen. Jedes System hat seine Stärken und Schwächen. Abgesehen von fahrsicherheitsrelevanten bremsenbasierten Systemen (ABS, ESP usw.), die ineinander integriert kostengünstig herstellbar sind, werden einige der anderen Systeme wegen den hohen Kosten nur bei teureren Fahrzeugklassen serienmäßig eingebaut.

Jedoch auch bei diesen Fahrzeugen hier lassen sich nicht alle Systeme gleichzeitig einbauen, vielmehr werden einige von ihnen als Option oder gar nicht angeboten. Es wäre wünschenswert, wenn all diese Systeme objektiv gegenübergestellt werden könnten. In diesem Abschnitt werden einige der veröffentlichten Gegenüberstellungen wiedergegeben. Es fehlt jedoch eine Systematik, die alle bekannten Systeme umfasst.

In den folgenden 4 Bildern (**Bild 8-112 bis 115**) werden beispielhaft die Gegenüberstellungen einiger Systeme dargestellt, ohne diese zu kommentieren.



Bild 8-111: TWIN-Funktionsmuster [87]

● Vollwirksam ○ Teilwirksam	Semiaktiv Dämpfer	Aktiv Wankstabilisator	Luftfederung	Aktiv Motor-dämpfer	Torque Vektoring
NVH	●		●	●	
Wanken	●	●	●		
Nicken	●		●		
Radlastschwankungen	●	●	●	●	
Traktion	●	●	●	●	●
Stabilität		●		●	●
Lenkverhalten	●	●	●		●
A_{\max} Potential		●			●

Bild 8-112:
Gegenüberstellung der Querdynamikregelsysteme [78]

System \Rightarrow	ABC	ARS	CCD	LFD	ASCA
Merkmale ↓	Active Body Control	Active Roll Stabilization	Continuous DamperControl	Luft Feder Dämpfer	Active Suspension
Energieart	Hydraulisch	Hydraulisch	Hydraulisch	Pneumatisch	Hydraulisch
Arbeitsweise	Vollaktiv	Vollaktiv	Adaptive	Adaptive	Vollaktiv
Raddämpfung	●●●	●●●	●●●	●●●	●●●
Hubbeeinflussung	●●●	●●●	●●●	●●●	●●●
Wankausgleich	●●●	●●●	●●●	●●●	●●●
Nickausgleich	●●●	●●●	●●●	●●●	●●●
Niveauregelung	●●●	●●●	●●●	●●●	●●●
Energiebedarf	●●●	●●●	●●●	●●●	●●●
Mehrgewicht	●●●	●●●	●●●	●●●	●●●
Mehrkosten	●●●	●●●	●●●	●●●	●●●
Ersetzte Bauteile	Stabilisator	Stabilisator	Dämpfer	Dämpfer	Stabi/Dämpfer

Bild 8-113:
Gegenüberstellung der Querdynamikregelsysteme [88]

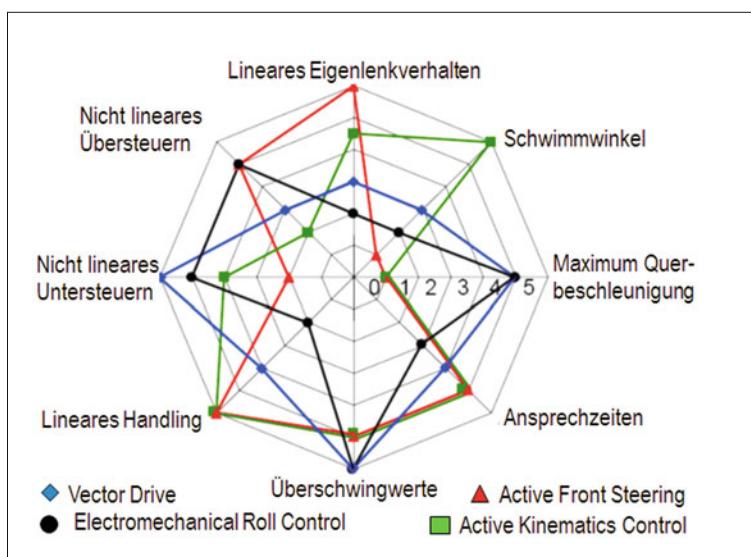


Bild 8-114:
Gegenüberstellung der Querdynamikregelsysteme [88]

	Brems-funktion	Traktion	Agilität	Stabili-sierung	Fahrer-komfort	Fahr-komfort	Einfluss
ESP Premium	😊	😐	😐	😊	😐	⊗	😊
Active Front Steering	⊗	⊗	😊	😐	😊	⊗	viel
Elektrische Lenkung	⊗	⊗	🙁	🙁	🙁	⊗	😐
Hinterachs-lenkung	⊗	⊗	😊	😐	🙁	⊗	mittel
Torque Vectoring	⊗	😊	😐	🙁	⊗	⊗	🙁
Active Roll Control	🙁	🙁	😐	🙁	⊗	😊	gering
CDC	🙁	🙁	🙁	🙁	⊗	🙁	⊗
							keine

Bild 8-115:
Gegenüberstellung der Querdynamikregelsysteme [91]

8.4.6 Vernetzung der Fahrwerksysteme

Wenn in einem Fahrzeug mehrere Fahrwerkregelsysteme eingebaut sind, macht es Sinn diese untereinander zu vernetzen. Dadurch werden nicht nur die Kosten gesenkt, sondern auch der Nutzen gesteigert.

Bild 8-116 zeigt die Wirkung der Systeme alleine und die Wirkung, die sich erst durch die Vernetzung entfalten. Es ist jedoch nicht so, dass die Vernetzung mehrerer Systeme immer einen Mehrwert erzeugen muss. Es gibt Kombinationen, deren Vernetzung kein Sinn ergibt oder die Nutzung durch hohe Zusatzkosten unattraktiv macht [90].

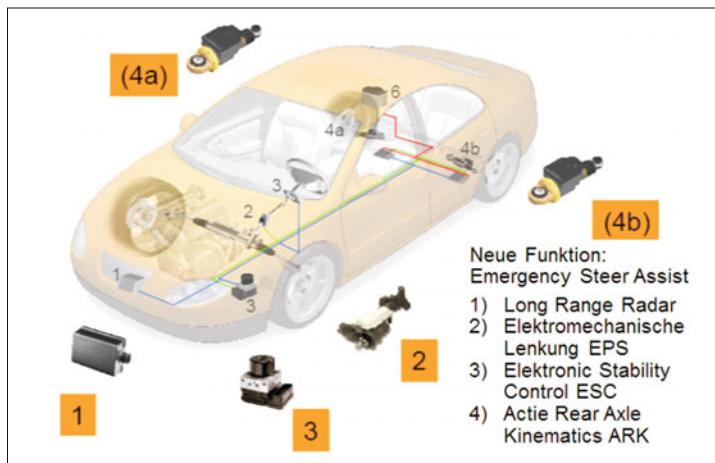
Bild 8-117 zeigt ein anderes Beispiel, in dem eine neue Fahrerassistenzfunktion durch Vernetzung der Systeme möglich wird. Mit dem System „Emergency Steer Assist“ weicht das Fahrzeug vor einem Hindernis aus, wenn eine Kollision durch eine Notbremsung nicht mehr zu bewältigen ist [74].

Die kostengünstigsten Lösungen entstehen, wenn mit den vorhandenen Stellern nur durch Vernetzung und Softwareerweiterung, ggf. mit Zusatzzensorik neue Funktionen dargestellt werden können.

Ausführliche Information über vernetzte Systeme sind im Abschnitt 7.6 zusammengestellt.

Effect Plane	Active System	Normal Driving Range				Friction Limit Range			Wirkung - alleine
		Ride Comfort (z, t, ϕ)	Agility (y, ψ)	Operational Comfort	Ride Safety (y, ψ)	Stability (x, y, ψ, ϕ)	Stopping Distance	Traction	
horizontal	ESC Electronic Stability Control		+	+	+	○	○	○	○
	ATV Active Torque Vectoring		○	○	+	+			○
	ARK Active Rear Axle Kinematics		○	○	+	+	+		
	AFS Active Front Steering		○	○	+	+	+		
	EPS Electric Power Steering			○	+	+	+		
vertical	EAS Electronic Air Suspension	○		○		+			Wirkung - vernetzt
	ARS Active Roll Stabilizer	○	○			+			
	EAD Electronic Adjustable Damper	○	○			+	+	+	
	ABC Active Body Control	○	○		+	+	+	+	

Bild 8-116: Wirkungssteigerung durch Vernetzung der Systeme [90]



8.5 X-by-wire

X-by-wire-Systeme ersetzen die mechanische oder hydraulische Verbindung zwischen dem Betätigungsmittel und dem Aktuator durch elektrische Signale. Der Aktuator wird ferngesteuert. Da nur die Befehle für Lenken, Bremsen, Gasgeben, Schalten und Koppeln vom Fahrer eingegeben werden, kommen auch nur diese Funktionen als X-by-wire-Systeme in Frage.

8.5.1 Steer-by-wire

Im Vergleich zu der Überlagerungs- und Aktivlenkung (s. Abschnitte 3.3.8 und 8.4.1) ergeben sich für ein Steer-by-wire-System die folgenden Merkmale:

- ◆ der Lenkstrang ist konzeptbedingt aufgetrennt,
- ◆ der Winkelaktuator setzt den Fahrerwunsch in Lenkbewegung der Vorderräder um,
- ◆ der Lenkmomentenaktuator erzeugt ein frei definierbares Betätigungsmoment.

Bild 8-118 zeigt beispielhaft den Aufbau eines Steer-by-wire Systems.

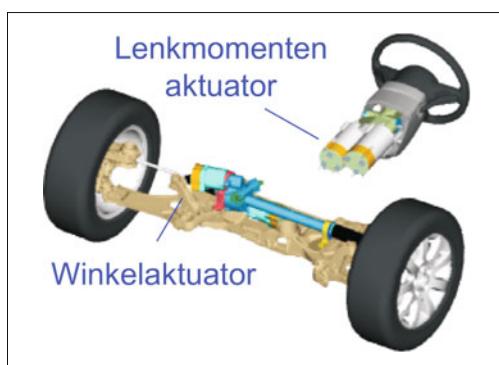


Bild 8-118: Prinzipaufbau eines Steer-by-wire-Systems

Durch Trennung des Lenkstrangs ergeben sich zahlreiche neue Möglichkeiten für ein Steer-by-wire-System:

- ◆ neue konstruktive Freiheitsgrade für Motorraumkomponenten,
- ◆ keine konstruktiven Unterschiede zwischen Links-/Rechtslenkkern,
- ◆ Verletzungsrisiko durch die Lenksäule bei einem Unfall reduziert,
- ◆ Lenkverhalten durch Software applizierbar,
- ◆ Lenkeingriffe im Bereich FDR und Spurführung möglich,
- ◆ Verbesserung des Lenkkomforts (Entkopplung von Fahrbahnstörungen),
- ◆ Betätigungszeitpunkt per Software applizierbar.

Im Vergleich zu der Überlagerungslenkung ergeben sich vor allem Vorteile im Bereich des Packaging und der passiven Sicherheit. Eine Überlagerungslenkung, welche um einen aktiven Lenkmomentensteller ergänzt wird, erzielt vergleichbare Funktionalität.

Aufgrund des sicherheitskritischen Systems „Lenkung“ ergeben sich neue Anforderungen und Herausforderungen bei der Entwicklung in Bezug auf Zuverlässigkeit, Überwachbarkeit und Fail-Safe-Konzept. Diese Anforderungen müssen durch entsprechende systemtechnische konstruktive Gestaltung gewährleistet werden. Hieraus ergeben sich folgende Ziele für die Entwicklung neuer Lenkungssysteme:

- ◆ Erhöhung der aktiven und passiven Fahrzeugsicherheit,
- ◆ Realisierung UvA (unfallvermeidendes Auto, autonomes Fahren),
- ◆ neue Freiheiten für Package und Design,
- ◆ Differenzierung zum Wettbewerb durch spezifische Funktionalitäten (Fahrverhalten),
- ◆ modularer Aufbau (plug and play),
- ◆ On-line-Einstellung der Fahrzeugkonfiguration,
- ◆ On-line-Diagnose und Download neuer Features.

Neben den herkömmlichen ergeben sich neue Randbedingungen für den Entwicklungsprozess.

Herkömmliche Randbedingungen:

- ◆ Komplexitätsbegrenzung,
- ◆ Verkürzung der Entwicklungszeiten,
- ◆ Kostenreduzierung.

Neue Randbedingungen:

- ◆ Regelungssoftware prägt verstärkt die Funktionalität (Fahrer verhalten und -sicherheit),
- ◆ Module verschiedener Hersteller vernetzbar bzw. austauschbar,
- ◆ Software wird zum Wirtschaftsgut,
- ◆ sicheres Gesamtsystem X-by-wire.

Aus den Anforderungen und den Randbedingungen für den Entwicklungsprozess ergeben sich die folgenden Herausforderungen in der Entwicklung:

- ◆ Erkennung und Nutzung von Synergiepotenzialen der Fahrwerksysteme,
- ◆ Definition und Standardisierung von Schnittstellen zwischen Aktuator, Bus, Sensor und Steuergerät (Modularität),
- ◆ Entwicklung von Smart Aktuators,
- ◆ lokale Regelung,
- ◆ Plug and Play (Daten und Energieanschluss),
- ◆ Entwicklung von Smart Sensors,
- ◆ Selbstüberwachung,
- ◆ Reduzierung der ECUs und Gateways durch verteilte Regelungen und Redundanzstrukturen,
- ◆ Begrenzung der Bussysteme im Fahrzeug,
- ◆ Standardisierung eines leistungsfähigen, echtzeitfähigen und fehlertoleranten Bussystems,
- ◆ Einigung auf Standardentwicklungstools.

Damit die aktiven Lenksysteme zukünftig eine immer stärkere Verbreitung erfahren, ist eine verstärkte Berücksichtigung des Kundennutzens im Entwicklungsprozess neuer Funktionalitäten notwendig. Steer-by-wire bietet eine flexible Anordnung der Bedienelemente und deutliche Reduzierung des Lenkradwinkelbedarfs. Diesem stehen die Probleme mit der Zuverlässigkeit und den Mehrkosten entgegen [92].

Ein vollständiger Ersatz der hydraulischen Hilfskraftlenkung durch EPS-Systeme ist wegen der 14 V Bordspannung derzeit nicht absehbar. Steer-by-wire wird nicht revolutionär einsetzen, sondern aus einer evolutionären Weiterentwicklung der aktuellen Systeme entstehen (z. B. Steer-by-wire-Funktionen darstellbar durch Kombination lagegeregelter EPS/HPS und Überlagerungslenkung). Vor allem bei Steer-by-wire-Systemen steht die Klärung der Sicherheitsfragen bezüglich *Fault Tolerant* und *Fail Operational* sowie *Fail Safe* und *Fail Silent* noch aus.

8.5.2 Brake-by-wire

Ziel der Bremsenentwicklung wird es langfristig sein, sämtliche Funktionalität, die heutige und zukünftige Bremssysteme im Hinblick auf Fahrwerkregelsysteme erfüllen müssen, durch Sensorik und elektrische Aktuatorik mittels Programmierung darzustellen [93].

Das Ergebnis werden „trockene“ Bremssysteme sein, die zur Signalübertragung und Bremskrafterzeugung nur über Verkabelung und elektromechanische Aktuatoren verfügen. Sie können dabei vollständig auf die konventionelle Übertragungseinheit, bestehend aus Hydraulikflüssigkeit, Hydraulikleitungen, Hydraulikzylindern und Bremskraftverstärker, verzichten.

Die elektrischen Bremsen werden deshalb auch als „Brake-by-wire“ bezeichnet. Das Bremspedal ist bei ihnen rückwirkungsfrei mechanisch von den Radbremsen entkoppelt. Diese Entkopplung spielt vor allem bei ABS-Bremsungen eine Rolle, da viele Fahrer das Vibrieren im Pedal als Fehlfunktion deuten, als Folge daraus den Pedaldruck reduzieren und somit Bremsweg verschonen [94].

Darüber hinaus lassen sich in elektrischen Bremsen Zusatzfunktionen implementieren, wie z. B. ein radselektiver Bremseneingriff, Voranlegen der Beläge bei Erkennung einer Gefahrensituation oder aber eine Verlängerung der Belaglebensdauer durch eine optimierte Bremskraftverteilung. Der Verschleißzustand kann dabei einfach über den Wegsensor in der Bremse erkannt werden. Deutlich werden Verstärker-(Boost-)Funktionen und Bremseingriffe bei Objekterkennung vereinfacht [93].

Bei elektrischen Bremssystemen, unabhängig davon, ob sie als elektrohydraulisches oder rein elektrisches System konzipiert wurden, handelt es sich ausschließlich um Fremdkraft-Bremsanlagen. Im Gegensatz zu konventionellen Systemen, die auch als Hilfskraft-Bremsanlagen bezeichnet werden, wird hier die Pedalkraft lediglich als Sensorsignal verwendet. Sie trägt nicht direkt zur Bremskrafterzeugung bei. Konventionelle Systeme nutzen die um eine Hilfskraft F_H erweiterte Fußkraft F_F zum Druckaufbau im Hydrauliksystem. Bei elektrischen Bremssystemen muss demnach zusätzlich Energie zugeführt werden, um den erforderlichen Bremsdruck aufzubauen.

In den weiteren Unterkapiteln werden nacheinander die elektrohydraulischen (EHB) und die elektromechanischen Bremssysteme (EMB) erläutert. Eine detaillierte Komponentenbeschreibung ist in Abschnitt 3.3.8 zu finden. Im Anschluss daran folgt die Vorstellung unkonventioneller Fahrzeugbremsen:

- ◆ Die Radialbremse, die auch als Vollbelagscheibenbremse bezeichnet wird. Bei dieser Radbremsenbauart bedecken die Bremsbeläge vollständig und nicht nur zu einem Teil die Reibfläche der Scheibe.
- ◆ Die mechatronische Radbremse, welche die Bremsenergie aus der Raddrehung bezieht.
- ◆ Die Keilbremse als weitere unkonventionelle Bremsbauart.

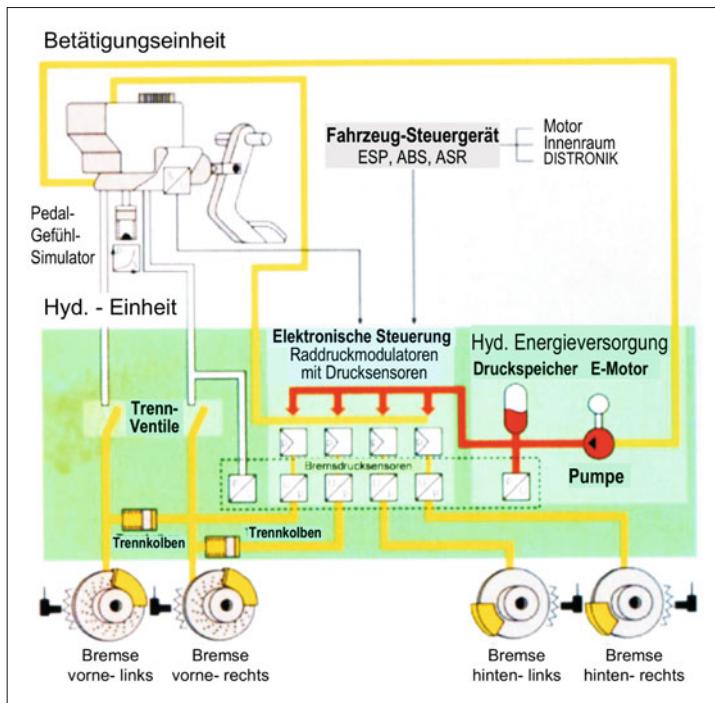


Bild 8-119:
Konzeptübersicht des SBC-Bremssystems (Sensotronic Brake Control) von Mercedes-Benz [96]

8.5.2.1 Elektrohydraulische Bremse (EHB)

Ein erster Schritt zu einem Brake-by-wire-System stellt die elektrohydraulische Betriebsbremse (EHB) dar. Bei diesem System wird der Bremswunsch im Pedalmodul in Form eines elektronischen Weg- und Drucksignals sensiert und über eine Steuereinheit elektrisch an die Radbremsen weitergeleitet. Die Aufbringung der Bremskraft erfolgt bei diesem System weiterhin hydraulisch (**Bild 8-119**) [95], [96].

Ein während der Fahrt von einer elektrischen Pumpe gefüllter Druckspeicher liefert den erforderlichen hydraulischen Systemdruck. Dieser, auf 140 bis 160 bar vorgespannte Membranspeicher, stellt für unmittelbar aufeinander folgende Bremsungen das notwendige Bremsflüssigkeitsvolumen zur Verfügung.

Die elektrohydraulische Bremse verfügt über einige Vorteile gegenüber rein hydraulischen Bremssystemen. Durch die mechanische Entkopplung der Bremspedaleinheit vom Hydraulikaggregat entfällt das Pulsieren des Pedals bei ABS-Bremsungen. Zusatzfunktionen wie Bremsassistent oder radselektiver Bremseingriff des ESP sowie bestimmte Komfortansprüche können außerdem einfach elektronisch implementiert werden [97]. Eine Redundanz des Bremssystems ist dadurch gegeben, dass im Falle einer fehlerhaften Funktion eine hydraulische Verbindung vom Pedal zur Bremse geschaltet wird, die im Normalbetrieb durch Trennventile geöffnet bleibt. Im Normalbetrieb besteht daher keine mechanische Verbindung zwischen Bremspedal und der Radbremse [98].

8.5.2.2 Elektromechanische Bremse (EMB)

Das System der elektromechanischen Bremse EMB stellt die vollständige Elektrifizierung der Betriebsbremse dar. In diesem System entfallen im Gegensatz zur EHB sämtliche hydraulische Komponenten. Der Fahrer ist mechanisch rückwirkungsfrei von den Radbremsen entkoppelt [99]. Auch die EMB ist eine reine Fremdkraftbremsanlage. Die Energie zur Betätigung der Radbremse muss von der elektrischen Energieversorgung des Fahrzeugs zur Verfügung gestellt werden. Hierfür wird aller Voraussicht nach das 42-V-Bordnetz erforderlich sein. Zusätzlich benötigt die EMB ein redundantes Signal- und Energienetz [100].

Vor- und Nachteile der elektrischen Bremssysteme

Die Aufgaben, die bei konventionellen und bei EHB-Bremssystemen die Hydraulik übernimmt, nämlich Energiefluss, Getriebe und Aktorik, wird bei der EMB von elektromechanischen und elektronischen Komponenten übernommen. Daraus ergeben sich die in **Tabelle 8-5** aufgeführten Vorteile [99].

Den Vorteilen dieses Systems stehen allerdings noch nicht gelöste Probleme gegenüber, die bislang den Serieneinsatz solcher Bremssysteme verhindert haben. Diese Nachteile werden den Vorteilen in **Tabelle 8-5** gegenübergestellt [100].

8.5.2.3 Elektromechanische Bremse von Teves

ContiTeves präsentierte 1997 die 4. Generation ihres elektromechanischen Aktuators [101]. Einen wesent-

Tabelle 8-5: Vor- und Nachteile elektrischer Bremssysteme [97], [99], [103]

Vorteile der elektrischen Bremssysteme	Nachteile der elektrischen Bremssysteme
Verzicht auf Hydraulikleitungen und Flüssigkeiten (EMB)	
Einsatz eines Bremskraftverstärkers nicht erforderlich	42-V-Bordnetz erforderlich
Radselektiver Bremseneingriff möglich	Erhöhter Energieverbrauch
Rückwirkungsfreie, mechanische Entkopplung der Radbremsen vom Bremspedal (ABS-Pedal-Pulsieren)	Redundanz und Sicherheitskonzept (Fail-Safe) sind noch nicht eindeutig geklärt (EMB)
Körperschallbrücke über Pedalsystem und Bremskraftverstärker entfällt	50 kN Spannkraft bei entsprechender Dynamik der Bremse wurden noch nicht realisiert
Optimierte Pedalgefühl (Kraft-Weg-Kennlinie) unbeeinflusst von Störgrößen wie Beladung oder Gefälle	Eventuell höhere Radmassen durch Aktuatorik in den Bremssätteln (EMB)
Umweltverträglich und wartungs- und geräuscharm (EMB)	
Parkbremse lässt sich einfacher integrieren	
Verbessertes Crashverhalten	
Bessere Ergonomie durch verstellbare Pedalerie	
Verbessertes Package vor allem im Motorraum	
Nahezu geräuschfreies Arbeiten (EMB)	
Hohe Systemdynamik	

lichen Bestandteil bildet die im FN-Schwimmsattelprinzip ausgeführte Radbremse selbst. An die Faust des Schwimmsattels ist der eigentliche Aktuator der Bremse angeflanscht. Er überwindet das Lüftspiel zwischen den Belägen und der Bremsscheibe und erzeugt den Bremsdruck durch einen elektrischen Motor mit einem Rollengewinde mit einer sehr großen Untersteigung bei hohem Wirkungsgrad (s. Bild 3-93). Der Motor muss in der Lage sein, im Fading-Fall Spannkräfte bis 50 kN innerhalb von 200 ms aufzubauen. Dies erfordert eine kurzeitige elektrische Leistung von rund 500 W pro Rad, welche nur mit einer Bordspannung von 42 Volt zu bewältigen wäre. Die Bremsregelung erfolgt ähnlich wie bei der elektrohydraulischen Bremse in der Zentral-ECU, von der aus die entsprechenden Anweisungen an die Radbremsen-ECU geschickt werden (s. auch Abschnitt 3.3.8.2).

Die Feststellbremse ist mittels einer in den Aktor integrierten Arretievorrichtung realisiert. Das System

benötigt, ähnlich wie EHB eine autarke Betätigungsseinheit, bestehend aus einem Pedalgefühlsimulator und Sensoren zur Fahrerwunscherfassung, und eine zweite Backup-Batterie als Redundanz [102].

8.5.2.4 Elektrohydraulische Combi-Bremse (EHC)

Nachdem sich aus den zuvor beschriebenen Gründen die Serienanwendung von EMB gegenwärtig nicht umsetzen lässt, hat Conti-Teves das EMB System nun unter dem Namen „Elektrohydraulische Combi-Bremse“ (EHC) nur für die Hinterachse weiterentwickelt, weil u. a. die notwendigen Bremskräfte an der Hinterachse deutlich geringer sind. Bei diesem System bleibt an der Vorderachse die konventionelle hydraulische Bremse weiterhin bestehen. Wegen den zwei parallelen Bremsystemen sind die aufwändigen Failsafe-Maßnahmen und Backup-Batterie nicht mehr notwendig, wodurch

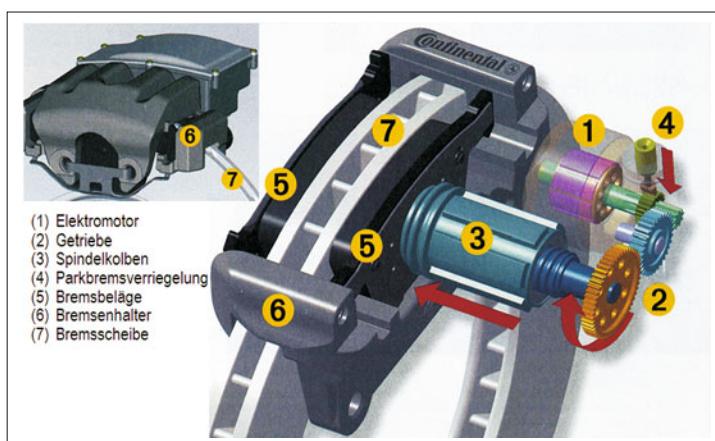


Bild 8-120:
Elektrohydraulische Combi-Bremse EHC von Conti-Teves [104]

sich die Gesamtkosten deutlich reduzieren. Der Vorteil dieser Spaltung ist neben der Brake-by-wire-Funktionalität und der Integration der Feststellbremse in die Kombibremseinheit, dass nach hinten keine Bremsleitungen mehr geführt werden müssen (**Bild 8-120**). Außerdem lässt sich die hydraulische Bremsanlage, die nur für die Vorderräder arbeitet, deutlich kleiner dimensionieren [104]. Dieses in Abschnitt 3.3.8.3 ausführlich beschriebene System wird demnächst in die Serie gehen.

8.5.2.5 Radialbremse

Das Konzept der Radialbremse ist schon seit vielen Jahren bekannt und wird auch, beispielsweise bei Landmaschinen, angewendet. Im Prinzip ist die Radialbremse ein Sonderfall der konventionellen Teilbelags-Scheibenbremse. Ihre Bremsbeläge überdecken den Reibring der Bremsscheibe vollständig und nicht nur in einem Sektorbereich. Auch bei der Radialbremse kann der Bremssattel in Form einer Fest- oder Schwimmsattelkonstruktion gestaltet werden. Die kanadische Firma NewTech entwickelt zur Zeit ein neuartiges Konzept einer Radialbremse für den Einsatz in Personenwagen zur Serienreife. Diese soll unter dem Namen „Full Contact Disc Brake“ angeboten werden. Dabei handelt es sich eine Scheibenbremse mit einer Kombination aus einer Fest- und Schwimmsattelkonstruktion (**Bild 8-121**). Der äußere und innere Bremsbelag überdecken jeweils den gesamten Reibring der Scheibe. Auch das NewTech-Radialbremskonzept arbeitet mit einer konventionellen hydraulischen Betätigung.

Bild 8-121 rechts zeigt eine Explosionsdarstellung des Full Contact Disc Brake Systems, deren Komponenten im Folgenden beschrieben werden.

Der Bremssattel ist wie bei einer Festsattel-Konstruktion am Radträger fixiert und nicht verschiebbar. Allerdings verfügt die NewTech-Bremse hier nur radträgerseitig über einen Betätigungs Kolben. Damit auch der äußere Bremsbelag an der Bremsscheibe zum Anliegen kommt, ist diese in axialer Richtung verschiebbar gelagert. Die Übertragung des Bremsmoments auf den Radträger lässt diese Linear-Gleitlagerung zu.

Wird der Kolben im Bremssattel bei Betätigung der Bremse mit Hydraulikflüssigkeit gefüllt, verschiebt er den inneren, kollenseitigen Bremsbelag in Richtung Scheibe. Liegt dieser auf der Scheibe auf, wird die axi-

al verschiebbar gelagerte Bremsscheibe zusammen mit dem inneren Reibbelag gegen den äußeren, felgenseitig im Sattel, fest am Radträger montierten Bremsbelag gedrückt. Das Lüftspiel s_{Luft} der Bremse ist somit überwunden und sie ist geschlossen.

Durch den weiter zunehmenden Hydraulikdruck wird die gewünschte Zuspanskraft F_{SP} aufgebaut. Der Betätigungs Kolben ist als ein sogenannter Diaphragma-Ring ausgeführt, der hinter dem inneren Belagring angeordnet wurde. Er ist zusätzlich mit einer Hitzebarriere versehen, um die temperaturempfindliche Hydraulikflüssigkeit vor der Wärme der arbeitenden Reibbeläge zu schützen.

Die Firma NewTech wirbt mit vielen theoretischen Vorteilen ihrer Entwicklung. Hier sind besonders der sehr viel steifere Bremssattel und seine daraus resultierende geringere „Volumenaufnahme“ V_{Bremse} hervorzuheben. Diese Vorteile können zusammen mit einem möglicherweise vergrößerten Wirkradius r_{wirk} der Bremsscheibe zu verringerten Betätigungskräften F_{Bet} führen. Dadurch könnte beispielsweise ein Bremskraftverstärker entfallen und ein geringeres Hydraulikdruckniveau ausreichen.

Bessere akustische Eigenschaften (Bremsenrubbeln und -quietschen) ergeben sich durch optimale Belagführung, steiferes Gehäuse und gleichmäßigeres Temperaturniveau.

Außerdem sind größere Wartungsintervalle durch den reduzierten Belagverschleiß zu erwarten. Sie sollen aus einer verringerten Flächenpressung p_{Belag} und einem niedrigeren Temperaturniveau der Beläge bei gleichzeitig vergrößertem Volumen V_{Belag} resultieren.

Den Vorteilen stehen allerdings auch einige Nachteile gegenüber:

- ◆ höhere ungefederte Radmassen,
- ◆ schlechteres Wärmeabfuhrvermögen durch Kapselführung der Bremsscheibe,
- ◆ aufwändige Konstruktion, Herstellung und Montage, höhere Kosten,
- ◆ dadurch nicht so robust,
- ◆ große Auswirkungen auf das Radmodul.

8.5.2.6 Keilbremse

Um den zur Erzeugung der hohen Bremskräfte am Rad notwendigen Energiebedarf zu reduzieren, kann das

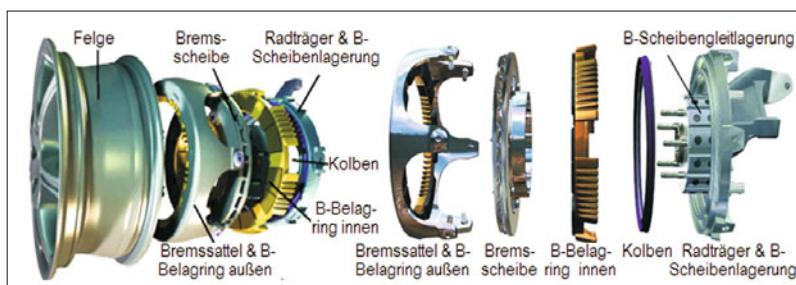


Bild 8-121:
Full-Contact-Disc-Brake und die Explosionsdarstellung (rechts) der Firma NewTech [105]

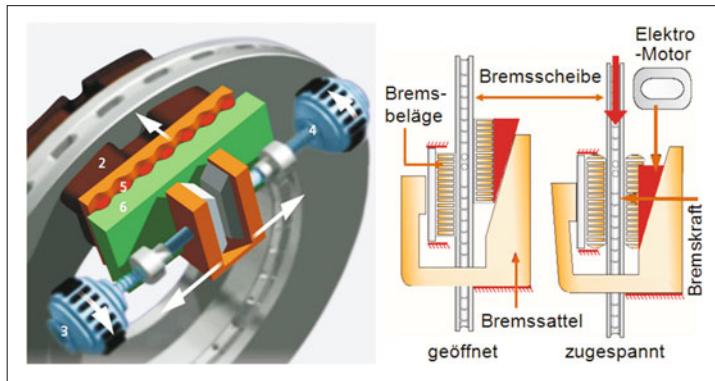


Bild 8-122:
Prinzip der Keilbremse [106]

Prinzip der Keilbremse verwendet werden. Im Gegensatz zur herkömmlichen Bremsenbetätigung, bei der die Bremskraft hydraulisch direkt auf die Bremsklötze übertragen wird, kommt bei der Keilbremse ein Keil zum Einsatz, der zwischen Bremsklotz und Bremssattel gedrückt wird [106], [107].

Das Prinzip ist in **Bild 8-122** dargestellt. Um zu verhindern, dass die Bremse blockiert, weil der Keil in den Spalt gezogen wird, wird die Position des Keiles durch eine Steuer- und Regelungstechnik angepasst. Durch die Selbstverstärkung beim Bremsvorgang kann ein Teil der kinetischen Energie der Bremsscheibe zur Abbremsung genutzt werden. Dadurch kann der Energie- und Leistungsbedarf des Bremsaktuators im Vergleich zur oben beschriebenen Ausführung einer EM-B signifikant reduziert werden und den Betrieb mit einem konventionellen 12-V-Bordnetz ermöglichen [108].

Obwohl die Keilbremse sehr fortgeschritten war (**Bild 8-123**), wurde ihre Weiterentwicklung nach der Übernahme von Siemens VDO durch Conti vorläufig zurückgestellt.

8.5.2.7 Mechatronische Bremse

Die Keilbremse hat gezeigt, dass man die kinetische Energie der rollenden Räder als Bremskraft benutzen kann. Auch die von Lkw bekannten Dauerbremsen (elektrisch auf Wirbelstromprinzip oder hydraulisch auf Retardarprinzip) oder Rekuperationsbremsen in Hybrid- und Elektrofahrzeugen nutzen die kinetische Energie des Fahrzeugs als Bremsenergie.

Ein dazu vergleichbares Prinzip wird genutzt, wenn die Drehung des Rades über einen Elektromotor die Bremsbetätigung bewirkt. Der Aufbau dieser Radbremsanlage wird ähnlich sein wie die der Elektro-Mechanischen Bremse, mit dem Unterschied, dass zwischen E-Motor und Spindelkolben eine (Lamellen-)Kupplung angeordnet werden muss, damit die Drehzahl und das Drehmoment des Rades geregelt an die Bremsspindel weitergegeben wird. Für die Regelung der Lamellenkupplung benötigt man wie bei der Keilbremse einen kleinen E-Motor.

Über dieses Prinzip bestehen zwar mehrere Patentschriften [109], es ist aber noch kein fahrbare Testfahrzeug bekannt. Das größte Problem liegt dabei bei

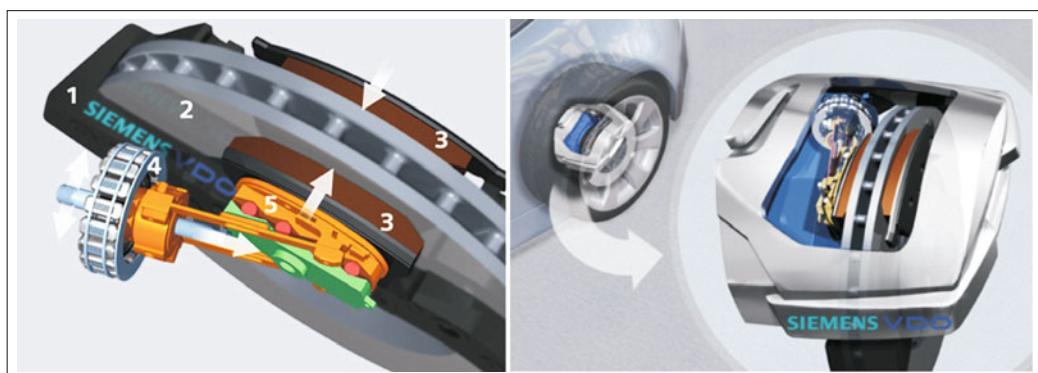


Bild 8-123: Bilder aus der letzten Baustufe der Keilbremse
1 Bremssattel, 2 Bremsscheibe, 3 Bremsbeläge, 4 E-Motor, 5 Keilelemente

der sicheren Regelung der Bremskraft, ohne die Räder zu blockieren.

8.5.3 Leveling-by-wire

Nivomat-LbW (Leveling-by-wire)

Das Konzept „Leveling-by-wire“ von ZF Sachs ist eine konsequente Weiterentwicklung des Nivomats mit Standregelung. Es entfallen hierbei die mechanische Pumpe, sowie die mechanischen Regel- und Steuerelemente im Inneren des Nivomats. Diese werden durch eine außenliegende elektrische Pumpe mit zusätzlichem Ablassventil, die bedarfsgesteuert ist, ersetzt. Der erforderliche Höhensensor kann integriert oder auch extern angeordnet werden. Eine lokale Elektronik wertet die Höhensignale aus und steuert den Einsatz von Pumpe und Ablassventil. Im Gerät verbleiben Ölreservoir und Hochdruckspeicher, die ggf. aber auch extern angeordnet werden können. Grundlage des Konzepts bleibt weiterhin ein geschlossenes hydraulisches System, das teiltragend ausgelegt ist. Grundsätzlich sind mehrere Anordnungen für ein Leveling-by-wire-System denkbar [110] (**Bild 8-124**).

Der Nivomat-LbW kann sowohl für eine reine Hinterachs-Niveauregelung als auch für eine 2-Achsregelung eingesetzt werden. Im ersten Fall wird weiterhin ein gleich bleibendes Grundniveau eingeregelt. Im zweiten Fall können verschiedene Höhen niveaus eingestellt werden. Dies wird im teiltragenden System durch eine Verschiebung der Traganteile zwischen mechanischer Feder und Gasfeder erreicht.

Der erzielbare Niveaunterschied ist durch die bereitgestellten Gas- und Öl volumina und die Regelgeschwindigkeit begrenzt. Durch den Wegfall der mechanischen Pumpe bietet der Nivomat-LbW hier auch die

Möglichkeit, ICD zu realisieren (s. Abschnitt 3.6.8.3). Ein wichtiger, CO₂ sparer Beitrag von Leveling-by-wire ist die Absenkung des Fahrwiderstands durch geschwindigkeitsabhängige Niveaabsenkung (Reduzierung der Bodenfreiheit) bei schnellen Autobahnfahrten. Hierdurch ist ein Einspareffekt bis zu 0,2 l/100 km zu erzielen.

8.6 Fahrerinformationssysteme

Systeme zur Darstellung relevanter Informationen für den Fahrer sind ein Grundbestandteil von Kraftfahrzeugen. Heute werden in Pkws nicht mehr nur elementare Daten wie Motortemperatur und -drehzahl, Fahrgeschwindigkeit oder Tankfüllstand angezeigt. Die Anzeigeelemente sind in ihrer Zahl und Vielseitigkeit heute Bestandteil des komplexen Systems aus Fahrer, Fahrzeug und Umwelt. Fahrerinformationssysteme dienen zur Unterstützung des Fahrers bei der Einschätzung von Umgebungs- und Fahrzeugzuständen.

In Ergänzung zur Anzeige im Kombiinstrument hinter dem Lenkrad wird häufig auch ein Zentraldisplay in der Mittelkonsole eingesetzt. Seit 2005 wird zudem ein sogenanntes „Head-Up-Display“ angeboten. Es ermöglicht die Anzeige von Informationen im natürlichen Sichtfeld des Fahrers.

Komplexe Anzeigeelemente sind bei Fahrerinformations-, Fahrerwarn- und Fahrerassistenzsystemen notwendig. Hilfen durch Rückfahrkameras und Nachtsichtgeräte werden meist im mittigen Display dargestellt. Primärer Einsatzzweck ist die Unterstützung des Fahrers beim Parkieren und bei Nachtfahrten. Ein weiteres Anwendungsszenario ist die Unterstützung bei der Erkennung von Verkehrsschildern, die im Display dargestellt werden.

Premiumfahrzeuge können auch mit weiteren Kamerasystemen ausgerüstet werden. Seitlich angeordnet (Side View) ermöglichen sie die Einsicht in unübersichtliche Kreuzungen, auch wenn die Sicht des Fahrers, z. B. durch geparkte Fahrzeuge, eingeschränkt ist.

Steigende Relevanz erhalten Informationssysteme auch durch die CO₂-Diskussion. Für den Kunden kann neben Gesamtverbrauch und Fahrwerkeinstellung mit geeigneten Systemen die Transparenz des Energieverbrauchs erhöht werden, indem der Einzelverbrauch von Nebenverbrauchern (z. B. Klimaanlage, Sitzheizung) angezeigt wird. Gerade komplexe Antriebssysteme, wie in Hybridfahrzeugen, sind für Fahrer besser verständlich, wenn Fahrerinformationssysteme momentane Betriebszustände verdeutlichen.

Die Leistung von Navigationsgeräten geht inzwischen über die statische Routenführung hinaus. Aktuelle Verkehrsinformationen werden zur Streckenwahl herangezogen. Änderungen und deren Gründe sind dem Fahrer nur durch hochauflösende Displays als Bestandteil des Informationssystems darstellbar.

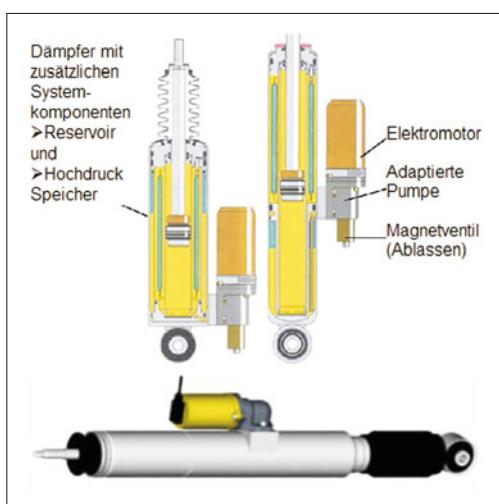


Bild 8-124: Mögliche Anordnungen für Leveling-by-wire (ZF Sachs)

Ebenfalls indirekt zu Informationssystemen zugehörig sind moderne Lichtsysteme einzurordnen, da die Wahrnehmungssicherheit des Fahrers gesteigert wird. Situationsangepasste Lichtverteilungen lösen den Konflikt zwischen optimaler Ausleuchtung und geringer Blendwirkung für den Gegenverkehr bestmöglich auf. Zudem wird durch adaptives Kurvenlicht eine bessere Sicht in Kurven bei Nachtfahrt ermöglicht.

8.7 Fahrerwarnsysteme

Viele der Verkehrsunfälle passieren wegen Unachtsamkeit des Fahrers. Die Schwächen von Menschen liegen u. a. in einer begrenzten Aufmerksamkeitsfähigkeit. Ist er ermüdet oder z. B. durch das Navigationssystem abgelenkt, kann er in Notsituationen falsche, zu späte oder gar keine Entscheidungen treffen.

Die Informationssysteme aus Abschnitt 8.6 werden zunehmend auch zur Warnung des Fahrers eingesetzt. Die einfachste Art ist das Lesen der Verkehrsschilder mittels einer Kamera und deren Anzeige an Display. Diese Systeme detektieren auch Gefahrensituationen und implizieren durch Signale eine Fahrerhandlung. Im Gegensatz zu Assistenzsystemen erfolgt noch kein aktiver Eingriff. Die Trennung von Informationssystemen ist jedoch nicht immer eindeutig. Beispielsweise ist die Abstandswarnung (*Park Distance Control*) beim Parkieren ein System, das über die Distanz zu Hindernissen informiert. Durch die steigende Intensität von akustischen Signalen wird aber gleichzeitig eine Warnung an den Fahrer übermittelt. Analoges gilt für die Anzeige der Außentemperatur. Bei Annäherung an niedrige Temperaturen wird durch ein optisches oder akustisches Signal vor potentiell niedrigem Reibwert gewarnt.

Zusätzliche Sensorik in modernen Pkws ermöglicht immer komplexere Warnsysteme. Das bereits erwähnte Nachtsichtsystem wird inzwischen zusätzlich zur Warnung vor optisch schlecht erkennbaren Fußgängern eingesetzt. Als Informationsquelle dienen Daten einer Wärmebildkamera.

Menschen nehmen Informationen oder Reize über ihre sensorischen Organe auf. Die für die Anwendungen im Pkw in Frage kommenden Sinneskanäle sind in **Tabelle 8-6** aufgelistet [111], [112].

Haptische statt akustische oder optische Informationen am Lenkrad erweisen sich als besonders zielführend, da die Warnung an dem Stellelement erfolgt, das auch zur Kurskorrektur genutzt wird. Radarsysteme aus der automatisierten Längsführung (s. Abschnitt 8.8.2) können auch bei deaktivierter Längsregelung zur Warnung vor Kollisionen eingesetzt werden.

Optische Warnanzeigen werden eingesetzt, wenn eine Fehlfunktion bzw. niedriges Füllmittelniveau detektiert wird, Sicherheitsgurte nicht geschlossen sind, oder die Außentemperatur unter 3 °C sinkt.

Tabelle 8-6: Qualitative Bewertung der Sinneskanäle

Eigenschaften			
Sinnesreiz	Sinnesmodalität	Informationsgehalt	Wahrnehmungsverzugszeit
visuell	Sehsinn	sehr hoch	gering
auditiv	Hörsinn	mittel	mittel
haptisch	Tastsinn	niedrig	sehr gering
	Stellungs- und Bewegungssinn	niedrig	sehr gering

Inzwischen wird auch der Reifendruck kontinuierlich überwacht, um bei langsamem oder plötzlichem Druckverlust eine akustische und optische Warnung auszulösen. Dies ist besonders zur Unfallvermeidung effektiv, da sich viele Reifendefekte bereits frühzeitig durch Druckverlust ankündigen. In den USA ist ein solches System verpflichtend vorgeschrieben (NHTSA FMVSS138).

Ein Warnsystem für den nachfolgenden Verkehr sind Bremsleuchten, die Gefahrenbremsungen mit hoher Verzögerung zur Warnung durch hochfrequentes Blinken anzeigen.

8.7.1 Fahrerwarnung bei der Längsführung

Diese Systeme warnen den Fahrer vor einer Auffahr- oder Frontalkollision (**Bild 8-125**). Das Fahrzeug verfügt über einen Fernbereich Radar-Sensor und warnt den Fahrer zuerst akustisch und optisch vor einer drohenden Kollision [113]. Besteht die Gefahr weiterhin, wird eine haptische Warnung durch einen Bremsruck ggf. inklusive mehrmaligem Straffen der Sicherheitsgurte veranlasst [114].



Bild 8-125: Kollisionswarnung [113]

8.7.2 Fahrerwarnung bei der Querföhrung

Vor allem für Fahrsituationen mit hoher Ermüdungs-wahrscheinlichkeit, wie beispielsweise lange Autobahnfahrten, wurden weitere Warnsysteme in Serie gebracht. Diese Systeme geben dem Fahrer einen Hinweis auf die Querführung des Fahrzeugs. Diese sind Warnungen, die aktiviert werden beim unbeabsichtigten Verlassen der Fahrspur oder nach dem Blinken zum beabsichtigten Spurwechsel, falls die Wechselspur nicht frei ist.

Die Spurverlassenswarnung (*Lane Departure Warning*), die mit Hilfe einer Kamera die Fahrspur erkennt (Bild 8-126), warnt beispielsweise durch akustische oder haptische Rückmeldung vor Verlassen der eigenen Fahrspur (Bild 8-127). Die Analyse der Eigen-trajektorie erfolgt kamerabasiert. Als Warnung werden neben den bereits erwähnten Signalen bei Peugeot und Citroen auch Vibrationen unter dem Seitenpolstern der Sitzflächen eingesetzt [115].

Bei einem beabsichtigten Spurverlassen wird die Totwinkelwarnung aktiviert. Deutet der Fahrer durch Blinken einen geplanten Fahrspurwechsel an und die

Radar- oder Kamerasensorik detektiert ein Fahrzeug auf der Nebenspur, wird eine Warnung angezeigt (Bild 8-128). Häufig erfolgt dies mit optischen Signalen in der Nähe der Außenspiegel. Kennzeichnend ist auch bei diesem System die harmonische Integration in das übliche Fahrerverhalten. Dies wird durch die Anzeige der Warnung im Außenspiegel erreicht, da der Fahrer üblicherweise dort auch den Blick beim Spurwechsel hinwendet.

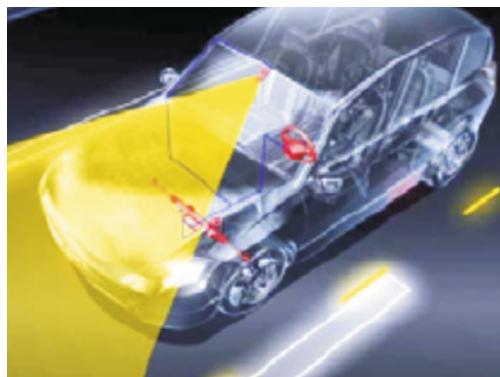


Bild 8-126: Erkennung der Fahrspur mit Kamera [113]

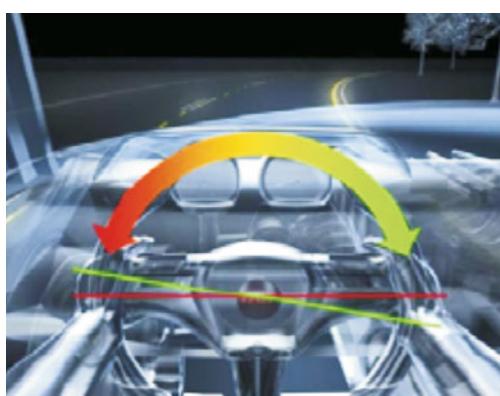


Bild 8-127: Spurverlassenswarnung [113]

8.8 Fahrerassistenzsysteme

Der Mensch ist in seiner Wahrnehmung, Verarbeitung von und seiner Reaktion auf Informationen bestimmten physischen wie psychischen Grenzen unterworfen (Bild 8-129). Theoretisch wird die Entstehung eines Unfalls wahrscheinlicher, wenn die Anforderungen der Verkehrssituation seine Leistungsgrenzen übersteigen. Fahrerassistenzsysteme dienen zur Entlastung des Fahrers in kritischen Fahrsituationen. Mittels elektronischer Zusatzeinrichtungen wird vor einer Gefahrensituation gewarnt oder auch aktiv in die Fahrzeugbedienung eingegriffen. In beiden Fällen kann eine Gefahr minimiert oder sogar abgewendet werden [117].

Die Wirksamkeit dieser Systeme ist seit der Einführung von ABS oder ESP, insbesondere seit ihrem serienmäßigen Einsatz bei bestimmten Fahrzeugherstellern, durch rückläufige Unfalldaten dokumentiert. Ferner kann eine reduzierte Unfallfolgenschwere beobachtet werden, dadurch dass die Fahrzeuge vermehrt

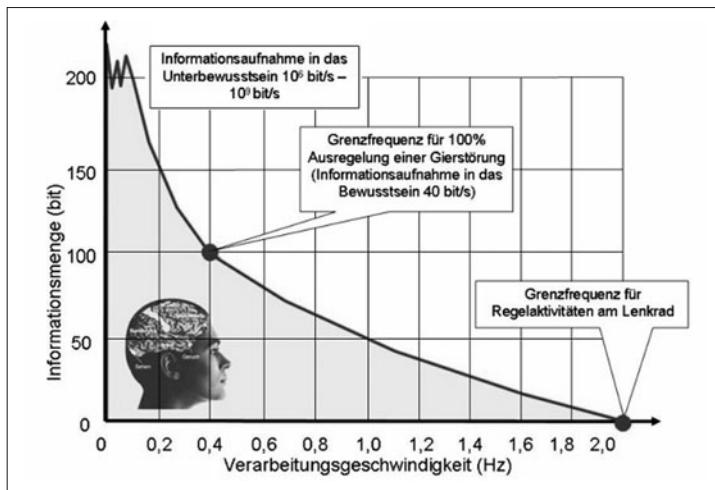


Bild 8-129:
Informationsverarbeitung durch den Menschen bei der Fahrzeugführung

frontal, statt seitlich mit dem Unfallgegner oder Hindernis kollidieren [118].

So können die Einrichtungen der passiven Fahrzeugsicherheit ihre optimale Wirkung entfalten.

Es gibt eine sehr große Anzahl von Fahrerinformations- und Assistenzsystemen, welche die Aufgaben des Fahrers unterstützen. Diese beeinflussen den

Fahrkomfort oder die Fahrsicherheit, indem sie den Fahrer informieren, das Fahrzeug führen helfen oder aber für die Fahrstabilität sorgen. **Bild 8-130** gibt eine Übersicht über diese Funktionen, über deren Wirkungsbereiche und über die Fahreraufgaben, die von diesen Systemen unterstützt oder übernommen werden.

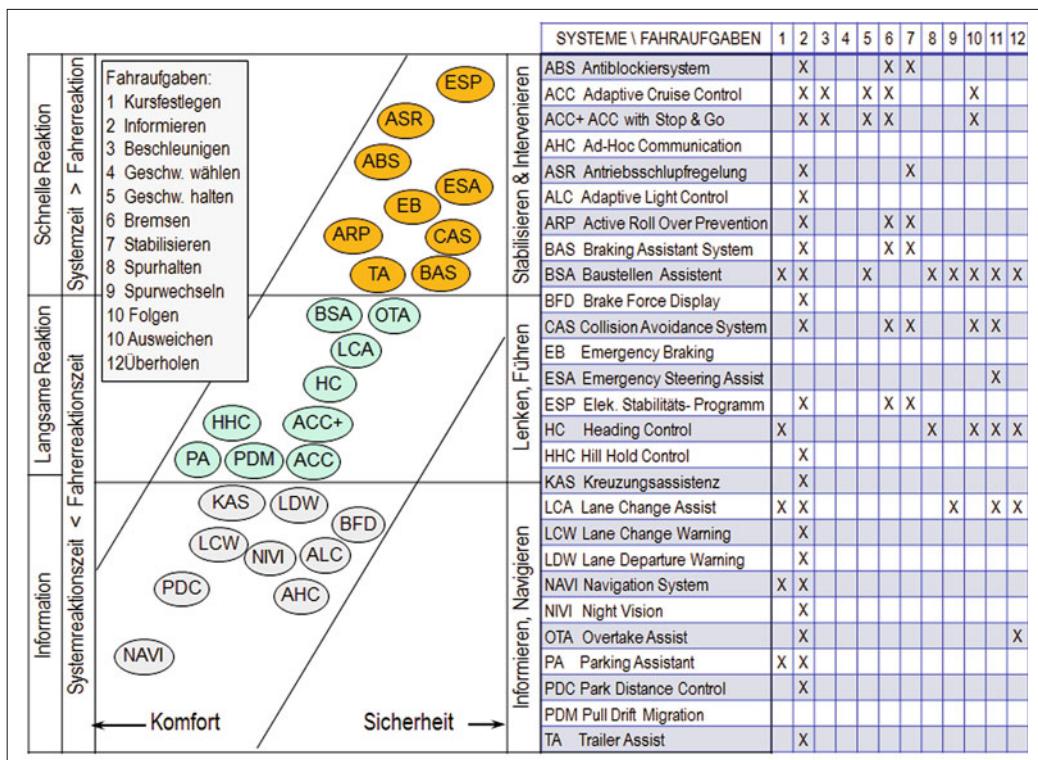


Bild 8-130: Übersicht über die Fahrerinformations- und Assistenzsysteme [119]

8.8.1 Bremsassistenz

Bestehende Bremsassistenzsysteme entlasten den Fahrer und bewirken nachweislich ein reduziertes Unfallaufkommen oder eine hinsichtlich der Unfallfolgen verminderte Unfallschwere. Zusätzliche oder in ihrem Umfang erweiterte Systeme sollen diesen positiven Trend weiter fortführen, indem weitere Gefahrensituationen erfasst werden und ein zeitlich früherer und schnellerer Eingriff erfolgt. Dabei können menschliche Einflussfaktoren wie Bremsgrunderkennung, Reaktion und Pedalbetätigung nicht optimiert werden. Mittels zusätzlicher Sensorik und Aktorik lässt sich aber eine Bremsung schneller realisieren, sofern ein Bremswunsch oder eine Gefahrenbremsung detektiert wurde.

Dabei gilt es auch, Defizite, die im technischen System einer Fahrzeugsbremsung begründet sind, zu minimieren oder gar zu kompensieren. So erfolgt der Aufbau eines wirksamen Bremsmomentes an der Radbremse erst mit einem zeitlichen Verzug (Schwellzeit) im Bereich einiger Zehntelsekunden (**Bild 8-131**).

Ursachen hierfür sind u. a.

- ◆ Elastizitäten in Bremsleitungen,
- ◆ Kompressibilität der Bremsbeläge und
- ◆ Sattelsteifigkeit.

Unter bestimmten Umweltbedingungen wie Nässe oder Streusalzablagerungen auf der Bremsscheibe kann dieser Zeitverzug zunehmen. Eine Aufgabe von einem den Bremsvorgang unterstützenden System ist die Verkürzung dieses Zeitverzugs und ggf. die frühere und massive Einleitung der Bremsung.

Die Aspekte der Bremsassistenz lassen sich dabei in einen sicherheitsrelevanten und einen den Fahrer entlastenden sowie warnenden d. h. komfortorientierten Bereich unterteilen.

8.8.1.1 Sicherheitsrelevante Bremsassistenz

Bestandteil eines modernen Kraftfahrzeuges ist die elektronische Bremskraftverteilung, in der Regel als Funktionsblock im ABS integriert. Dabei folgt die

Verteilung der Bremskraft bzw. des Bremsdruckes den infolge der dynamischen Achslastverteilung wechselnden Begebenheiten durch Ansteuern der ABS-Ventile für die Hinterachse. Zusätzliche Sicherheitsreserven lassen sich durch eine radindividuelle Bremskraftzuordnung (**Bild 8-132**) erzielen, die einen Regeleingriff von ABS oder ESP aufgrund der optimalen Reibwertausnutzung an jedem Rad verhindern kann oder zumindest verzögern kann. Beides bedingt einen kürzeren Bremsweg bei gleichzeitig optimierter Fahrstabilität unabhängig vom Beladungszustand des Fahrzeugs [14], [28].

Die Gefahr des Schleuderns beim Bremsen auf unterschiedlichen Straßenoberflächen (μ -Split) ist bei kleineren Fahrzeugen mit geringem Massenträgheitsmoment und kurzem Radstand besonders hoch. Mittels einer Giermomentaufbauverzögerung kann so bei einer Gefahrenbremsung neben dem Einfluss durch die Achskinematik (negativer Lenkrollradius) entgegengewirkt werden, indem der Bremsdruck im Radzyylinder auf der Seite mit dem höheren Fahrbahnreibbeiwert (μ_{high}) mit Verzögerung aufgebaut wird.

Das Potenzial dieser Fahrstabilisierung kann durch Einbeziehen der Lenkung erweitert werden. Bei einer aktiven elektrohydraulischen oder elektromotorischen Hilfskraftlenkung kann der Fahrer durch das Aufbringen eines für ihn merklichen Moments am Lenkrad zu einer erweiterten Lenkbewegung aufgefordert werden und das Fahrzeug so aktiv stabilisieren. Vorzüge der querdynamischen Stabilisierung bietet außerdem das Aufbringen eines zusätzlichen Lenkwinkels zu dem vom Fahrer vorgegebenen Lenkeingriff (s. Abschnitt 8.4.1), da Lenkkorrekturen schneller und unter Umständen auch unterhalb der Wahrnehmungsschwelle des Fahrers ablaufen können (**Bild 8-132**) [120].

Derartige Systemvernetzung wird in modernen Fahrzeugen immer wichtiger. Die Vielzahl aktiver Fahrwerksysteme bedingt eine ausreichende Koordination. Häufig wird eine zentrale Organisation (z. B. Integrated Chassis Management) angestrebt, um ungewollte Wechselwirkungen der Einzelsysteme auszuschließen. Im Falle von sicherheitskritischen Eingriffen (ESP, ABS) werden Systeme (z. B. Torque Vectoring)

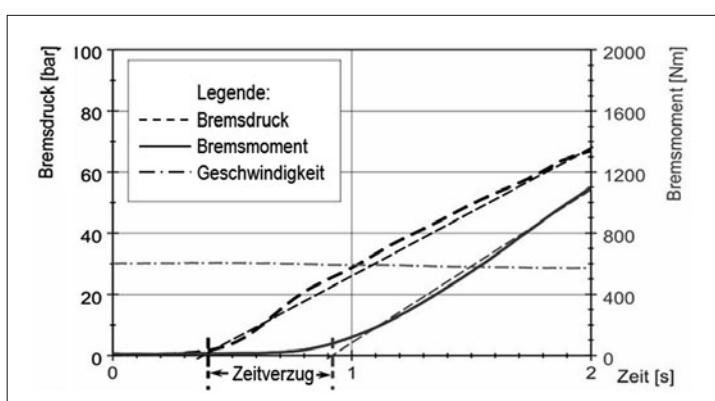


Bild 8-131:
Zeitlicher Verzug zwischen
Bremsdruckaufbau (Pedal-
wunsch) und wirksamem Brems-
momentaufbau

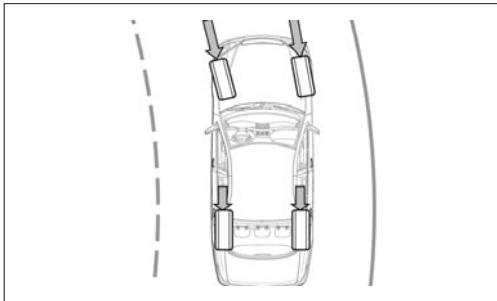


Bild 8-132: Radindividuelle Bremskraftregelung

momentan teilweise deaktiviert, obwohl deren koordinierter Einsatz Potential für harmonischere und wirkungsvollere Stabilisierungseingriffe bietet.

Mittels der Bremsassistenz kann in einer Gefahrensituation, die durch den schnellen Wechsel von Fahrpedal auf das Bremspedal detektiert wird, der Bremsweg verkürzt werden. Da in dieser Situation der Fahrer u. U. zu wenig Pedalkraft aufbringt, wird dennoch maximaler Bremsdruck an den Radzylindern bis zur Blockiergrenze der Räder aufgebracht. Eine Erweiterung hierzu stellt das automatische Notbremsystem dar, das auf Basis des Abstandsrads funktioniert (s. Abschnitt 8.8.2). Mit der Markteinführung im Jahr 2006 konnte eine signifikante Reduzierung von Auf-fahrunfällen erzielt werden.

Feuchtigkeit oder Verschmutzungen auf den Brems scheiben etwa durch Streusalz kann den Bremsweg deutlich verlängern. Durch eine Bremsscheibenwischerfunktion kann durch regelmäßiges Bremsen unterhalb der Merkschwelle die Reibfläche sauber gehalten werden. Für den Fahrer äußert sich dies durch ein gewohntes Pedalgefühl sowie einen kürzeren Brems weg bei Gefahrenbremsungen. Die Informationen hierfür werden aus den Signalen von Außentemperatur- und Regensensor gewonnen.

Zusätzlich kann der Zeitverzug zwischen Aufbau des Bremsdruckes und einem wirksamen Bremsmoment durch eine automatische Lüftspielreduzierung verkleinert werden. Dabei werden nach Auswertung der Fahrbedingungen und des detektierten Fahrerwunsches die Kolben der Radzylinder mit einem bestimmten Basis druck beaufschlagt (s. Abschnitt 8.2.2).

8.8.1.2 Komfortorientierte Bremsassistenz

Eine Berg-Anfahrhilfe (*Hill-Hold-Assist*) und Bergab fahr hilfe (*Hill-Descent Control*) entlasten den Fahrer durch das verhinderte Losrollen des Fahrzeugs bei Steigungen bzw. durch das Geschwindigkeitshalten bei Bergabfahrten. Diese Aufgabe kann entweder über eine elektromechanische Parkbremse, die erst bei Be tätigung des Fahrpedals gelöst wird, oder durch eine Fremdkrafteinrichtung (ESP) realisiert werden.

Der *Soft-Stop* oder *Ruckverhinderer* gehört ebenfalls zu komfortorientierten Bremsassistenten. Diese bei

Hybrid-Bremssystemen zu findende Funktion berücksichtigt die Beladung und den Straßenzustand bei normalem Bremsen und sorgt durch eine situationsangepasste Bremskraftverteilung für einen weichen Stopp ohne Nicken und Aufbaulängsschwingungen [111].

Eine einfache Stau-Assistenz als integraler Bestand teil einer Tempomat-Funktion ermöglicht ein automatisches Abbremsen mit konstanter Verzögerung bis zum Stillstand, wenn das Gaspedal nicht mehr bedient wird. Die Bremspedalbetätigung ist dabei nicht erforderlich; die Aktivierung des Systems erfolgt im Stand oder bei langsamer Fahrt durch das Einschalten der Geschwindigkeitsregelanlage [121].

Bremsassistenz bei höheren Geschwindigkeiten bietet die adaptive Geschwindigkeitsregelung (*Adaptive Cruise Control*, ACC), siehe Abschnitt 8.8.2.

8.8.1.3 Anforderungen an die Bremsassistenz

Für die komfort- und sicherheitsrelevante Bremsassis tenz müssen bestimmte Informationen zum Fahrzustand und zu den Umweltbedingungen vorliegen und widerspruchsfrei in einem Steuergerät ausgewertet werden, bevor Eingriffe in den hydraulischen oder elektromechanischen Komponenten der Radbremsen erfolgen. Ein Teil dieser Informationen kann durch die vorhandene Sensorik, die auch durch vermehrte Komfortausstattungen im Fahrzeug ohnehin verbaut ist, genutzt werden, z. B. Messfühler für Druck im Hauptbremszylinder, Raddrehzahlen, Umgebungs temperatur und Regen sowie Informationen durch die Schalterstellung für Bremslicht und Außenbeleuchtung. Für die erweiterte Bremsassistenz an Steigungen muss zudem der Zustand von Fahrpedal, Parkbremse, Motor (Drehzahl und Moment) und ggf. Getriebestufe, Neigung und Querbeschleunigung bekannt sein. In der Regel sind diese elektronischen Bremsfunktionen im ESP- Steuergerät implementiert.

8.8.2 Distanzhalteassistenz

Einfache Fahrgeschwindigkeitsregler (*Tempomat*) er fassen den vorausfahrenden Verkehr nicht. Zwar kön nen Steigungen und Gefälle durch Einfluss auf das Fahrpedal bzw. auf den Bremsdruck bei vorhandener Hilfskrafteinrichtung kompensiert werden, aber der Fahrer muss unter Umständen im Kolonnenverkehr auf seiner Fahrspur aktiv eingreifen.

Die adaptive Geschwindigkeitsregelung (ACC) kontrolliert und verändert die Geschwindigkeit unter Berücksichtigung des vorausfahrenden Verkehrs automatisch und entlastet somit den Fahrer. Dabei erfasst ein Radar (Frequenzbereich 76 bis 77 GHz) die Geschwindigkeit der vorausfahrenden Fahrzeuge mit einem Öffnungswinkel von bis zu 20° bei einer Länge bis zu 200 m (Bild 8-133). Das System ist in der Lage, einen breiteren Fahrbahnbereich zu erfassen und infolgedessen bei einem Kurvenverlauf durch die Zusatzinformation des Lenkradwinkelsensors ein Fahrzeug auf der benachbarten Fahrspur von einem

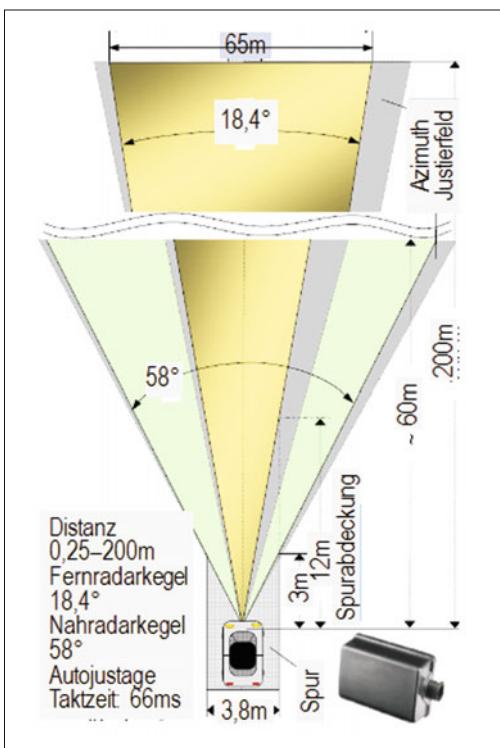


Bild 8-133: ARS300 77 GHz Radar der 3. Generation mit integriertem Fern(Gelb)- und Nahbereich (Grün) von CONTI [74]

auf der eigenen Fahrspur zu unterscheiden. Unnötiges Bremsen wird vermieden. Voraussetzung für ACC ist eine elektronische Motorsteuerung (z. B. E-Gas bzw. Electronic Diesel Control) sowie eine aktive, elektronische Bremsmodulation, wie sie durch ESP ermöglicht wird. Bremsungen erfolgen je nach Relativgeschwindigkeit der beiden Fahrzeuge im Komfortbereich mit einer Verzögerung von bis zu 25 % bei einer Eigengeschwindigkeit zwischen ca. 50 und 180 km/h.

Seit 2005 ist mit „ACC Stop&Go“ ein erweiterter Funktionsumfang lieferbar, der den Geschwindigkeitsbereich vom Stillstand bis 200 km/h bei maximaler Verzögerung bis zu 4 m/s^2 abdeckt. Dazu wurden zwei Nahbereichsradsensoren mit einer Mittenfrequenz im Bereich von 24 GHz bei einem Summenwinkel von 80° und 30 m Reichweite verwendet.

Reicht der Abstand zum Vorderwagen (Gefahrenbremse des Vordermanns oder plötzliches Einscheren eines Fahrzeugs) für die automatische Bremsung nicht aus, da eine höhere Bremsleistung erforderlich ist, wird der Fahrer optisch und akustisch zum Bremsen aufgefordert.

Die Weiterentwicklung der Distanzassistenz besteht in einem automatischen Notbremsystem (seit 2006) auf

Basis von ACC sowie der Überwachung des Verkehrsraums seitlich (Unfallgefahr beim Spurwechsel und ungewolltes Verlassen der Fahrbahn) und hinter dem Fahrzeug. Dazu werden weitere Sensorprinzipien wie Lidar, Video und Ultraschall zur Umfelderkennung eingesetzt. Ferner wird nach einem Stopf automatisch angefahren, wenn das Vorderfahrzeug innerhalb einer bestimmter Haltezeit wieder losfährt.

Ein größeres Potenzial zur Erlangung des Ziels einer signifikanten Verbesserung der Verkehrssicherheit bietet zudem die Fahrzeug/Fahrzeug-Kommunikation durch sogenannte „Ad-hoc-Netze“.

Der Vorteil besteht in einer schnelleren und umfangreicherem Informationsverfügbarkeit, als es die autarken Assistenzsysteme eines einzelnen Fahrzeugs leisten können. Neben dem Informationsfluss zwischen den Fahrzeugen können Hinweise hinsichtlich Witterung, Verkehrsgeschehen, etc. kommuniziert werden.

Die sogenannte „Car2Car-Kommunikation“ befindet sich jedoch noch wie vor im Forschungsstadium. Die komplexe Absicherung der Kommunikation ist eine wesentliche Fragestellung, die bisher nicht ausreichend gelöst ist. Zudem sind die Kosten derartiger Systeme nur eingeschränkt an Kunden weiterzugeben. Erst wenn eine Mindestanzahl von Fahrzeugen mit derartigen Systemen ausgestattet ist, entsteht für den Kunden ein signifikanter Mehrwert. Daher ist fraglich, ob ohne zusätzliche Anreize für derartige Anwendungen Aufpreise erzielbar sind.

Einen ähnlichen Funktionsumfang kann die Verständigung über zentrale Infrastruktur („Car2Infrastructure“) ermöglichen. Serversysteme nutzen die Informationen mehrerer Verkehrsteilnehmer und stellen die Daten den anderen Verkehrsteilnehmern zur Verfügung. Durch die Nutzung weiterer Informationen (z. B. Verkehrsmeldungen, Wetter, Internet) kann auf diese Weise bereits für den ersten Kunden ein Mehrwert geschaffen werden.

8.8.3 Lenkassistentz

Fortschritte bei der Entwicklung von Sensoren zur Fahrzeugumfeld- bzw. Fahrzustandserkennung haben in den letzten Jahren zahlreiche Möglichkeiten für die Unterstützung des Fahrers bei der Fahrzeugführung eröffnet. Wie in Abschnitt 8.8.1 beschrieben, wurde dieses Potenzial zunächst im Bereich der Bremsassistentz genutzt; durch den Einsatz moderner Aktoren und die Bereitstellung elektronischer Schnittstellen zur Ansteuerung dieser Aktoren ist auch im Lenkungssektor in letzter Zeit ein Trend zu verstärkter Fahrerunterstützung zu beobachten.

Im Folgenden werden aktuelle und zukünftig für die Lenkung verfügbare Assistenzfunktionen beschrieben, wobei eine Strukturierung hinsichtlich der Lenkeingriffsmöglichkeiten erfolgt, die von den verschiedenen Lenkungstypen (s. Abschnitt 3.4) zur Verfügung gestellt werden.

8.8.3.1 Lenkassistenz durch Anpassung der Unterstützungskraft

Erste Servolenksysteme, welche die grundlegende Form der Lenkassistenz – die Reduzierung des vom Fahrer aufzubringenden Lenkmoments durch Erzeugung einer hydraulischen Lenkunterstützung – bieten, wurden bei Pkws erstmals im Jahr 1951 von der Firma Chrysler eingeführt. Anfang der sechziger Jahre erfolgte die Verbreitung auf dem deutschen Markt durch Mercedes Benz Servolenkungen und ZF Lenksysteme.

Durch die Verringerung der erforderlichen Lenkmomente trugen bereits diese Lenksysteme zu einer deutlichen Komfortsteigerung vor allem bei niedrigen Geschwindigkeiten und hohen Spurstangenkräften (zum Beispiel bei Parkievorgängen) bei.

Durch eine situative Anpassung der hydraulischen Unterstützungskraft, die durch funktionale und konstruktive Erweiterungen des konventionellen hydraulischen Servolenkungsprinzips möglich wurde, können dem Fahrer weitergehende Assistenzfunktionen zur Verfügung gestellt werden:

So kann mit Hilfe einer hydraulischen Rückwirkeinheit (s. Servotronic, Bild 3-114) die Höhe des Fahrerhandmoments, das der Fahrer als Rückmeldung beim Lenkvorgang erhält, variiert werden. Die Variation erfolgt in der Regel geschwindigkeitsabhängig; Ziel ist eine beim Parkieren sehr leichtgängige Lenkung, die mit steigender Geschwindigkeit einen höheren Lenkwiderstand bietet, um so die Fahrstabilität des Fahrzeugs zu erhöhen.

Der für den Betrieb eines konventionellen hydraulischen Servolenksystems erforderliche kontinuierliche Hydraulikölstrom wird durch eine vom Verbrennungsmotor angetriebene Hydraulikpumpe sichergestellt. Bei einer Modifikation dieses Servolenkungsprinzips (s. Abschnitt 3.4.2) erfolgt diese Ölvorsorgung stattdessen bedarfsgerecht über einen die Lenkhilfepumpe

antriebenden drehzahlgeregelten Elektromotor. Auf diese Weise kann dem Fahrer auch beim Parkieren die volle Lenkunterstützung zur Verfügung gestellt werden, während bei schneller Fahrt die Lenkleistung durch Reduzierung des Hydraulikstroms zurückgenommen wird, um die Lenkung schwieriger zu machen. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, den Fahrer in fahrdynamischen Grenzsituationen zu unterstützen. Indem die Lenkhilfepumpe zum Beispiel in einer instabilen Fahrsituation den Hydraulikölstrom situationsgerecht anpasst, können dem Fahrer haptische Lenkempfehlungen gegeben werden, wie das Fahrzeug wieder in einen stabilen Fahrzustand gebracht werden kann.

Mit der Einführung der Elektrolenkung EPS lassen sich diese Funktionen wesentlich einfacher und präziser ausführen, weil der Elektrosteller sich aktiv regeln lässt. Darüber hinaus können weitere Funktionen realisiert werden, wenn z. B. bei einer Übersteuertendenz das Lenkmoment erhöht wird, damit der Fahrer ein Hinweis zum Gegensteuern erhält.

8.8.3.2 Lenkassistenz durch Überlagerung des Fahrerhandmoments

Die bisher beschriebenen Lenkungen sind dadurch gekennzeichnet, dass sie nur die Höhe des vom Fahrer aufzubringenden Lenkmoments beeinflussen können. Die aktive Erzeugung einer sowohl in Höhe als auch Wirkrichtung nur durch die Leistungsfähigkeit des verwendeten Aktors eingeschränkten Unterstützungskraft wird erst durch die Verwendung einer elektromechanischen Servolenkung (s. EPS, Abschnitt 3.4.5) bzw. einer aktiven hydraulischen Servolenkung mit elektronischer Regelung möglich.

Selbstverständlich kann dabei die schon bekannte Servo-Lenkunterstützung gewährleistet werden.



Bild 8-134: Pull Drift Compensation beim Seitenwind, Überholung von Lkws, Straßenquerneigung [123]

Darüber hinaus können jedoch auch Zusatzfunktionen realisiert werden, die ein aktives Überlagern des Fahrerhandmoments erfordern [122]. Beispiele hierfür sind die aktive Lenkvibrationskompensation (Lenkungszittern aufgrund von Radunwucht), aktive Lenkungsrückstellung, Trägheits- bzw. Reibungskompensation und die Geradeauslaufkorrektur. Bei der Geradeauslaufkorrektur etwa wird aktiv ein Unterstützungsmoment erzeugt, das es ermöglicht, Seitenkräfte, die ein permanentes Gegenlenken erfordern würden (z. B. verursacht durch Seitenwind, ungleichen Reifendruck oder eine seitlich geneigte Fahrbahn) durch den Servoaktor zu kompensieren und so dem Fahrer eine lenkmomentenfreie Geradeausfahrt zu gestatten (**Bild 8-134**) [123].

Die Funktion *Torque Steer Compensation* gleicht bei stark motorisierten Frontantriebfahrzeugen beim Gasgeben durch rechte und linke Drehmomentunterschiede das entstehendes Selbstlenken aus (**Bild 8-135**).



Bild 8-135: Torque Steer Compensation [123]

Fahrdynamische Assistenzfunktionen, die den Fahrer bei der Querführung des Fahrzeugs unterstützen sollen, sind ebenfalls möglich und werden zum Teil bereits in Serie eingesetzt. So ist es zum Beispiel möglich, dem Fahrer mit Lenkempfehlungen zu helfen, ein instabiles Fahrzeug wieder zu stabilisieren, indem über den aktiven Servoaktor dem Fahrerhandmoment ein Zusatzmoment überlagert wird, das dem Fahrer die sinnvolle Lenkrichtung anzeigt.

Auch bei der Spurführung kann dem Fahrer assistiert werden, wobei hier zwischen Spurhalten bzw. Spurwechseln unterschieden werden muss.

Für die *Spurhalteassistenz* werden die Fahrspur und ihre Begrenzung mittels Umfeldsensorik überwacht. Besteht die Gefahr, dass der Fahrer die Fahrspurmitte verlässt, so kann er über ein zum Abstand vom Fahrbahnrand indirekt proportionales Zusatzlenkmoment in der Fahrspur geführt werden. Dieses virtuelle Potenzialfeld entspricht in seiner Wirkung einer Fahrinne, die beim Überschreiten durch die entsprechende Lenkhilfe korrigiert wird (**Bild 8-136** links).

Die Weiterentwicklung dieser Funktion ist die *Spurführungsassistenz*, bei der das Fahrzeug durch aktive

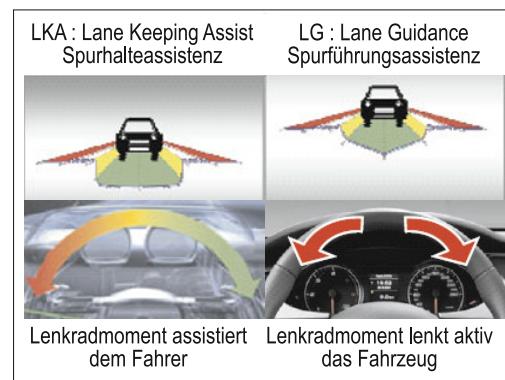


Bild 8-136: Spurhalteassistenz für ein Fahrzeug [113]

Lenkunterstützung immer entlang der Spurmitte geführt wird. Dieses virtuelle Potenzialfeld entspricht in seiner Wirkung einem zur Mitte der Fahrspur quergelegten Straßenbelag und erzeugt somit einen in der Fahrspurmitte gelegenen Fahrkorridor zur Fahrzeugführung (**Bild 8-136** rechts). In beiden Fällen muss der Fahrer seine Hände am Lenkrad halten, damit er in einer fehlerhaften Situation sofort selbst eingreifen kann [111].

Bei der Spurwechselassistenz wird durch Sensorik nicht mehr nur die Fahrspur, sondern auch der Verkehr im Fahrzeugumfeld überwacht. Will der Fahrer die Fahrspur wechseln, so wird auf Grundlage dieser Sensorikinformationen eine für den Spurwechsel optimale Trajektorie berechnet, in der der Fahrer dann durch ein dem Handmoment überlagertes Zusatzmoment geführt wird. Auch ein „quasiautonomer“ Spurwechsel, bei dem das Fahrzeug allein über den aktiven Servosteller gelenkt wird, ist aufgrund der Aktorfunktionalität prinzipiell denkbar, wobei es hier noch zu unterscheiden gilt, ob das Fahrzeug auf Grundlage der vorliegenden Informationen selbstständig über die Einführung des Spurwechsels entscheiden darf, oder ob der Spurwechsel vom Fahrer eingeleitet werden muss.

Für die Spurwechselfunktion wird die Zielpur nicht nur auf Vorhandensein eines dritten Fahrzeugs geprüft, sondern auch dessen Geschwindigkeit gemessen. Außerdem beinhaltet der Spurwechselalgorithmus auch ein Abbruchscenario, damit bei einer fehlgeschlagenen Überholung, diese ohne Gefahr abgebrochen werden kann (**Bild 8-137**).

Zu dieser Gruppe der Fahrerassistenzsysteme gehören auch die Baustellen- und Notbremsassistenzen mit Ausweichoption, die auf Basis von ACC funktionieren. Die *Baustellenassistenz* (**Bild 8-138**) führt das Fahrzeug in einer Baustelle wie eine Lotse, mit dem Ziel einer Beruhigung des Verkehrsgeschehens in Baustellen durch ein der Situation angepasstes, verkehrsoptimales Verhalten. Hierzu werden neben den Informationen im Bereich von Verkehrsstörungen auch die Informationen zum Verkehrsumfeld über Kommunikation (*Car-to-x*) mitbenutzt [122].



Bild 8-137: Spurwechselassistenz [111]



Bild 8-138: Baustellenassistenz [122]

Die Notbremsassistenz mit Ausweichoption oder *Emergency Steer Assist* ermöglicht bei einem drohenden Auffahren, dem Hindernis durch ein aktives Spurwechseln auszuweichen. Dazu wird zuerst berechnet, ob durch eine Notbremsung die Kollision vermeidbar ist. Ist dies nicht der Fall, wird erneut berechnet, ob ausreichend Zeit und Distanz für ein Ausweichmanöver verfügbar ist und ob rechts oder links vom Hindernis die Spur frei ist (**Bild 8-139**). Wenn auch diese Option nicht möglich ist, werden die Maßnahmen zur passiven Sicherheit aktiviert.

Schwieriger ist es, dem Fahrer in einer Kreuzung zu assistieren. Eine Herausforderung für die *Kreuzungsassistenz KAS* besteht in der großen Anzahl von möglichen kritischen Situationen, die zu Unfällen führen können (**Bild 8-140**). Daher besteht ein Kreuzungsassistent aus vielen anderen Assistenzfunktionen wie Stop-Schild-Assistenz, Ampelassistenz, Einbiegeas-

sistenz, Linksabbiegeassistenz, Überquerungsassistenz. Das System bewertet diese Informationen und schätzt die Kollisionsgefahren mit anderen Fahrzeugen und Fußgängern, die mittels Sensorik detektiert werden, um den Fahrer zu warnen bzw. einzugreifen [111], [119].

Auch eine Assistenz bei Parkievorgängen ist mit den in diesem Kapitel beschriebenen Aktoren möglich, wobei der Fahrer hier lediglich Gas und Bremse betätigen muss und die zum Einparken erforderlichen Lenkbewegungen vom Servosteller übernommen werden. Genauer wird auf die Parkierassistenz in Abschnitt 8.8.4 eingegangen.

Zusammenfassend bieten alle in diesem Unterkapitel beschriebenen Lenksysteme neben der Hilfskraftunterstützung des Fahrers zusätzlich die Möglichkeit, unabhängig vom Fahrer das Handmoment aktiv zu beeinflussen. Bisher ist die Kundenakzeptanz dieser Systeme noch nicht vollständig nachgewiesen. Zudem ist die Entkopplung des Lenkradmoments von der Fahrphysik durch die Überlagerung von Assis-

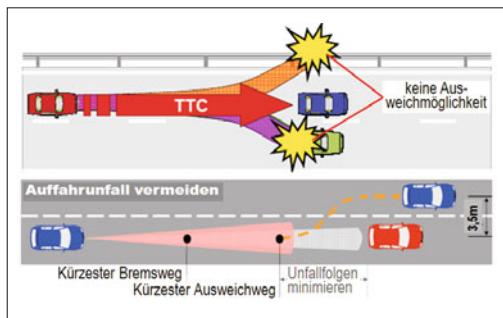


Bild 8-139: Emergency Steer Assist [74], [113]



Bild 8-140: Kreuzungsassistenz

trenzmomenten aus Perspektive des Fahrgefühls zu untersuchen. Besonders im Bereich des Mittengefühls besteht eine starke Kopplung mit dem Aufbau des Lenkradmoments. Auf die Möglichkeiten, die sich bei einer fahrerunabhängigen Beeinflussung des Radlenkwinkels bieten, wird im nächsten Kapitel eingegangen.

8.8.3.3 Lenkassistenz durch Überlagerung des Fahrerlenkwinkels

Die erste Lenkung mit der Möglichkeit zur Überlagerung des Fahrerlenkwinkel mit einem Zusatzlenkwinkel wurde in Europa im Jahr 2004 von der Firma BMW unter dem Namen „Active Front Steering“ in Serie eingeführt; bei diesem System handelt es sich um ein zweistufiges Planetengetriebe, dessen Funktionsweise in Abschnitt 3.4.6.4 beschrieben ist.

Die Anwendungsfälle für Winkelüberlagerungslenkungen sind zahlreich: Durch fahrgeschwindigkeitsabhängige Betriebskurvenlinien können zum Beispiel unterschiedliche Lenkuversetzungen realisiert werden. Dies kann ausgenutzt werden, um beim Parkieren schon bei verhältnismäßig kleinen Lenkbewegungen Volleinschlag zu erreichen bzw. um bei Autobahnfahrt die Übersetzung zu vergrößern und damit die Empfindlichkeit bei kleinen, abrupten Lenkmäövren zu verringern. Auch das Lenkungsverhärten bei schnellen Lenkbewegungen und hohen Zahnstangenkräften (z. B. im Parkierbetrieb) kann vermieden werden, indem mit dem Winkelüberlagerungsaktuator eine Stellbewegung entgegen der Lenkrichtung des Fahrers erzeugt wird. Auf diese Weise kann die effektive Radlenkgeschwindigkeit so reduziert werden, dass ein verhärtungsfreies Lenken möglich wird [125].

Aufwändig stellt sich bei diesen Systemen die Abstimmung des Mittengefühls dar. Aus den Zusatzlenkwinkeln am Rad resultieren Lenkmomente durch das Absüttzen der Drehbewegung. Dies kann vor allem bei Übersetzung ins Indirekte störende Effekte bewirken. Darüber hinaus kann durch eine zeitlich begrenzte Überhöhung des Fahrerlenkwinkels (VorhalteLenkung) ein schnellerer Aufbau der Reifenquerkräfte beim Einlenken in eine Kurve erzielt werden. Dies hat zur Folge, dass die gefühlte Agilität des Fahrzeugs spürbar steigt.

Neben diesen komfort- bzw. fahrdynamikrelevanten Aspekten unterstützt die Winkelüberlagerungslenkung den Fahrer vor allem in stabilitätskritischen Grenzsituationen. Beispiele hierfür sind die Unterstützung beim Über- bzw. Untersteuern eines Fahrzeugs oder die Giermomentenkompensation bei einer μ -Split-Bremsung (Bild 8-141).

Während bei einem System ohne Winkelüberlagerungslenkung der Giermomentenanstieg durch verzögerten Bremsdruckaufbau so abgeschwächt werden muss, dass der Fahrer das Giermoment durch Gegenlenken ausregeln kann, ist dies bei einem Fahrzeug mit aktiver Winkelüberlagerungslenkung nicht nötig. Der Bremsdruckaufbau kann verzögerungsfrei erfolgen,

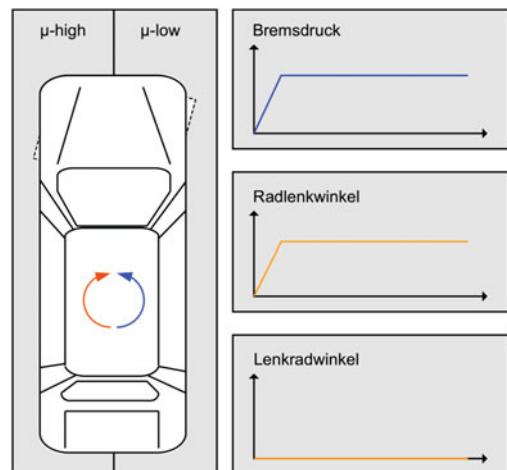


Bild 8-141: Giermomentenkompensation bei μ -Split-Bremsung mit Winkelüberlagerungslenkung

da das entstehende Giermoment nicht mehr durch den Fahrer, sondern durch den wesentlich schneller arbeitenden Lenkungsaktuator kompensiert wird. Das Resultat ist ein verkürzter Bremsweg, wobei durch den Fahrer zusätzlich nur noch geringe Lenkeingriffe erfolgen müssen.

8.8.3.4 Lenkassistenz durch kombinierten Eingriff aus Lenkradwinkel und -moment

Weiteres Potential bietet die Kombination von Momenten- und Winkelüberlagerung. Durch die Koordination beider Systeme ist es möglich, beispielsweise das Anfahren auf μ -Split so zu gestalten, dass am Lenkrad weder ein Korrekturwinkel des Fahrers erforderlich ist, noch ein zusätzliches Lenkmoment. Sicherheit und Komfort sind somit optimal auslegbar und sämtliche mit Steer-by-wire darstellbaren Funktionen möglich.

8.8.4 Einparkassistenz

8.8.4.1 Einführung

Einparkvorgänge sind komplexe Fahraufgaben. Der Fahrer muss Strecken und Entfernungen schätzen, Trajektorien mit gekoppelter Längs- und Querführung planen und fahren und dabei das Fahrzeug oft nach mehreren Seiten absichern. Einparksysteme verringern die Komplexität des Einparkvorgangs, indem sie eine oder mehrere der Teilaufgaben automatisieren oder zumindest erleichtern. Die Breite der Systeme reicht dabei von der einfachen Entfernungsmessung zur unmittelbaren Anzeige der Entfernung von Hindernissen (*Park Distance Control, PDC*) bis zu vollautonomen Parkassistenten.

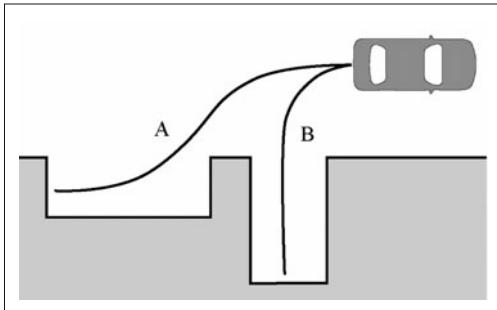


Bild 8-142: Längseinparken (A), Quereinparken (B)

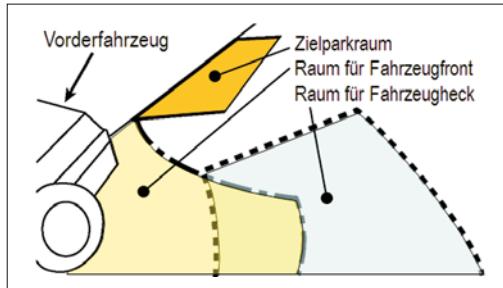


Bild 8-143: Mögliches Videobild einer Rückfahrkamera zur Parklückeneinstellung

Automatische oder teilautomatische Einparksysteme bestehen im Wesentlichen aus zwei Teilsystemen, die die beiden wichtigsten Aufgaben des Parkvorgangs erfüllen: Parklückenerkennung und -vermessung, sowie Trajektorienplanung und Ausführen des Einparkvorgangs. Aus Sicht dieser Systeme sind zwei grundlegende Einparkarten zu unterscheiden: Quer- und Längseinparken (**Bild 8-142**).

Da Quereinparken sowohl für den menschlichen Fahrer als auch für ein automatisches Einparksystem eine weniger komplexe Aufgabe darstellt, werden hier nur Längseinparksysteme behandelt.

8.8.4.2 Parklückenerkennung

Um ein Fahrzeug automatisch in eine Parklücke zu fahren, muss die Größe und Lage der Parklücke dem System bekannt sein. Für die Planung der Einparktrajektorie sind nur der Längs- und Seitwärtsabstand x und y und der Winkel zur gewünschten Endposition α nötig (s. Bild 8-145). Die Parklücke muss eine Mindestlänge aufweisen, damit der Einparkvorgang erfolgreich sein kann.

Die Parameter können von einem automatischen System bestimmt werden, oder der Fahrer gibt selbst die Lage der Parklücke ein. Dabei bleibt, im Gegensatz zu einer automatischen Vermessung, die Abschätzung, ob die Größe der Lücke für das Fahrzeug ausreichend ist, dem Fahrer überlassen.

Da der Fahrer bei Systemen mit Fahrereingabe die benötigten Werte nicht mit der nötigen Genauigkeit直接 schätzen kann, ist eine Hilfseinrichtung nötig, die ihm erlaubt, dem System den Zielparkraum anzugeben. Dies ist beispielsweise mit einem Videobild möglich, das nach der Vorbeifahrt an der Parklücke von einer nach hinten gerichteten Videokamera aufgenommen wird [126]. In das Videobild kann der Zielparkraum in Form eines perspektivisch angepassten, fahrzeuggroßen Rechtecks eingebettet werden. Der Fahrer verschiebt mit einem Eingabesystem das Rechteck in die Parklücke im Videobild. Aus der Positionierung des Rahmens im Bild lassen sich für das Einparken notwendigen Parameter berechnen. Es können zusätzliche Hilfslinien eingeblendet werden, die dem Fahrer helfen

abzuschätzen, ob der vom System geplante Einparkvorgang ohne Kollision möglich ist. So werden im Beispiel von **Bild 8-143** der Zielparkraum, und der beim Einparkvorgang benötigte Platz für die Fahrzeugfront und das Fahrzeugheck eingeblendet.

Der Fahrer kann im dargestellten Fall erkennen, dass sich das im Videobild sichtbare Vorderfahrzeug außerhalb des benötigten Platzes befindet, und Einparken somit möglich ist.

Automatische Systeme zur Parklückenerkennung benötigen eine geeignete Sensorik sowie einen Auswerteargorithmus, der die zur Trajektorienplanung nötigen Parameter aus den Sensordaten bestimmt. Eine geeignete und häufig gewählte Sensorkonfiguration beinhaltet einen Sensor an der Fahrzeugseite zu der eingeparkt werden soll, der senkrecht zur Fahrtrichtung Entfernung misst. Durch die Vorwärtsbewegung des Fahrzeugs und wiederholte Messung wird der Raum neben dem Fahrzeug abgetastet. Die Einparkparameter werden durch den Auswerteargorithmus aus den Sensorsmesswerten und den Werten der Raddrehzahlensensoren berechnet.

Das Sensorsystem muss geeignet sein, übliche Begrenzungen einer Parklücke, wie beispielsweise Bordsteine, Fahrzeuge oder Metallbügel zu erfassen. Der Erfassungsbereich (die sogenannte Sensorkeule) muss dabei hoch genug sein, um sowohl flache Hindernisse und den die Parklücke seitlich begrenzenden Bordstein zu erfassen, als auch nicht unter hohen Hindernissen hindurch zu messen, beispielsweise unter der Ladefläche eines Lkw-Anhängers. Die Empfindlichkeit des Sensorsystems ist so einzustellen, dass Bodenunebenheiten oder in der Parklücke liegende Kiesel nicht das Signal des begrenzenden Bordsteins überdecken.

Die Auflösung der Parklückenerfassung ist von der Messrate und der Vorbeifahrgeschwindigkeit abhängig. Bei Ultraschallsensoren [127] wird die Messrate aufgrund der geringen Schallausbreitungsgeschwindigkeit durch die Anforderungen an die Mindestreichweite begrenzt. Die Genauigkeit der Längenmessung wird auch durch Messfehler bei ungünstigen Lückenbegrenzungen wie abgerundeten Fahrzeugkanten und die Breite der Sensorkeule beeinträchtigt.

Auch mit sehr guter Abtastsensorik muss der Fahrer die Entscheidung treffen, ob die Parklücke prinzipiell geeignet ist, bzw. das Parken in der Lücke legal ist.

Um die Anzahl der vom System angebotenen, nicht benutzbaren Parkmöglichkeiten zu reduzieren, ist eine Vorselektionierung aufgrund von erweiterten digitalen Karten möglich. So kann die Parklückensuche bei Seitenstraßen oder in der Karte verzeichneten Parkverbotsflächen automatisch deaktiviert werden.

Passiert das Fahrzeug die Parklücke nicht gerade und parallel, muss dies in der Auswertung der Sensordaten mit einbezogen werden. Dabei muss die Veränderung der Sensorlage zum Fahrzeugbezugspunkt durch die Fahrzeugsdrehung berücksichtigt werden, die Änderung der gemessenen Entfernung durch die Bewegung des Fahrzeugs in y -Richtung und die Änderung des vom Fahrzeug zurückgelegten Wegs in Relation zur tatsächlichen Bewegung in x -Richtung. Die Basis für die entsprechenden Korrekturen ist ein Fahrzeugmodell, das aus den Fahrzeugsensoren die Fahrzeubewegungen genau berechnen kann.

Des Weiteren sind bei der Korrektur von Winkelabweichungen zwischen Fahrzeug und Parklücke die Eigenschaften des Sensors zu berücksichtigen (**Bild 8-144**). So kann ein Sensor bei der gezeigten Konfiguration dazu tendieren, die Entfernung A oder B zu messen, je nachdem, ob die Sensorik eher auf Reflexionen aus kurzer Entfernung (Fall A), oder auf Reflexionen von senkrechten Hindernissen (Fall B) anspricht.

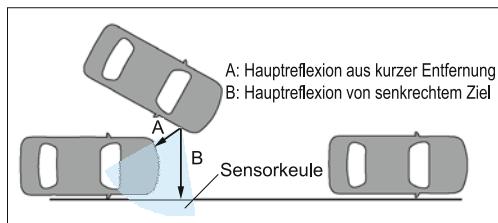


Bild 8-144: Unterschiedliche Sensoreigenschaften bei schräger Vorbeifahrt an der Parklücke

8.8.4.3 Einparkvorgang

Ist die Position der Parklücke zum eigenen Fahrzeug bestimmt, wird das Fahrzeug bei einem automatischen Einparksystem autonom in die Lücke bewegt. Bei einem halbautomatischen System übernimmt das Fahrzeug nur die Lenkaufgabe, während der Fahrer die Längsregelung behält. Für automatisches und halbautomatisches Einparken muss das Fahrzeug mit einem Lenksystem ausgestattet sein, das erlaubt, automatisch beliebige Lenkwinkel einzustellen. Dazu müssen sowohl Lenkwinkel als auch Lenkmoment frei vom System wählbar sein. Bei einer minimalen Form der Unterstützung übernimmt der Fahrer sowohl Längs- als auch Querregelung, erhält vom System aber konkrete Handlungshinweise. Allen drei Varianten ist die

Aufgabe gemein, eine eindeutige Lösung zu finden, wie das Fahrzeug unter den gegebenen Zwangsbedingungen (Lenken der Vorderachse mit begrenztem Lenkwinkel, Parkendposition nur von einer Seite aus erreichbar) in die Parkendposition gebracht werden kann. Dabei müssen bei den nicht vollautomatischen Varianten die Möglichkeiten des Fahrers, der nicht beliebig exakt Lenkwinkel oder Geschwindigkeit regeln kann, berücksichtigt werden.

Die Fahrzeugposition gegenüber der Zielposition lässt sich durch die Entfernung x und y sowie dem Winkel zur Parkendposition α beschreiben (**Bild 8-145**).

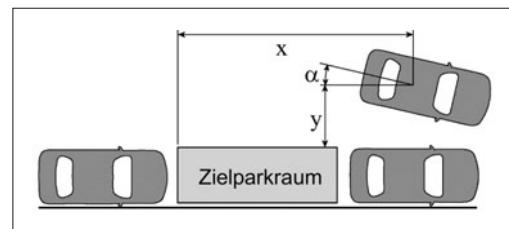


Bild 8-145: Parameter für die Trajektorienplanung

Der prinzipielle Aufbau des Einparkvorgangs gleicht dem beim manuellen Einparken (**Bild 8-146**).

Während der Rückwärtsfahrt wird zuerst in Richtung der Parklücke eingelenkt und dann in die entgegengesetzte Richtung. Das Fahrzeug legt dabei eine S-förmige Trajektorie zurück. Die Komplexität der Zusammenstellung der Grundtrajektorie bestimmt die Möglichkeiten, die der Parkalgorithmus besitzt. In der einfachsten Form legt der Fahrzeugbezugspunkt annähernd zwei Kreisbogenstücke zurück. Dabei liegt jeweils ein fester Lenkwinkel an. In diesem Fall ist ein erfolgreiches Einparken nur von Startpositionen aus möglich, die bestimmte Kombinationen von x , y und α aufweisen. Auch die nötige Länge der Parklücke l_{\min} ist von den Startparametern abhängig. Durch Einfügen zweier gerader Strecken vor und nach dem ersten Kreisbogenstück werden diese Abhängigkeiten weitgehend aufgelöst. So ist für eine gültige Startposition nur noch eine Minimumsbedingung für y/x zu erfüllen. Die minimale Parklückenlänge ist nur noch abhängig von Fahrzeugparametern wie Länge, Breite, Radstand und maximaler Lenkwinkel.

Der Lenkwinkelverlauf einer derartigen Einparktrajektorie weist über dem Weg Sprünge auf, d. h., die Lenkwinkeländerung muss im Stand erfolgen. Für ein System, das dem Fahrer sowohl Längs- als auch Querregelung überlässt, ist dies gut geeignet, da der Fahrer Längs- und Querregelung zeitlich nacheinander durchführen kann.

Für halbautonome und autonome Einparksysteme ist eine kontinuierliche Lenkregelung während der Fahrt besser geeignet. Der Lenkwinkelverlauf muss dafür über dem Weg stetig sein. Zur Verbindung von Kreis-

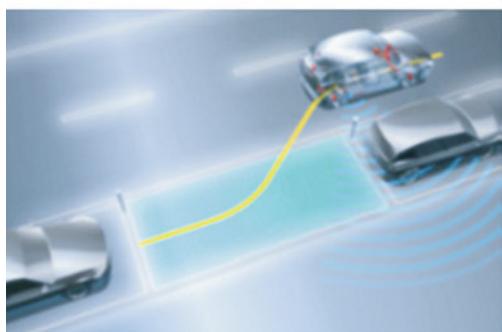


Bild 8-146: Einparkvorgang: Suchen, Vermessen, Trajektorie berechnen, Rückwärtsfahren und Lenken [113]

bögen und Geradestücken in der Fahrzeugtrajektorie eignen sich Kurvenstücke mit sich stetig ändernder Krümmung [128]. Die Fahrzeuggeschwindigkeit beim Einparkvorgang ist durch die maximale Lenkwinkelgeschwindigkeit und -beschleunigung begrenzt [129]. Bei einer Steuerung ist der Lenkwinkelverlauf über dem Weg während des Einparkvorgangs zum Startzeitpunkt bekannt. Somit ist ebenfalls bekannt, ob der Parkvorgang von der aktuellen Startposition erfolgreich abgeschlossen werden kann.

Bei einer Steuerung können Abweichungen, die während des Parkvorgangs auftreten, nicht ausgeglichen werden. Ausgangsposition und Kurswinkel müssen deshalb zu Beginn des Einparkmanövers genau bekannt sein. Einflussfaktoren wie seitlich hängende Fahrbahn, Bodenunebenheiten oder erhöhter Schlupf

durch glatte Fahrbahnen können auch bei genau bekannter Startposition zu Abweichungen in der Endposition führen. Eine Trajektorienregelung kann eine Abweichung während des Parkvorgangs ausgleichen. Es muss eine Messgröße zur Verfügung stehen, aus der die Abweichung ermittelt werden kann. Die Korrektur kann eingeschränkt über Veränderung der Längen der einzelnen Teilabschnitte erfolgen, oder über Lenkwinkelanpassung. Um Spielraum für eine Korrektur zu lassen, darf in diesem Fall die Trajektorie nicht mit maximalen Lenkwinkeln gefahren werden [130].

8.8.4.4 Lenkaktuator

Für die Übernahme der Lenkaufgabe durch das Einparksystem muss das Fahrzeug mit einem Lenkaktuator ausgestattet sein, der erlaubt, ohne Fahrereingriff beliebige Lenkwinkel einzustellen. Dazu müssen vom System sowohl Winkel, als auch Lenkmoment frei wählbar sein. Herkömmliche hydraulische Lenkunterstützungssysteme oder Überlagerungslenkungen bieten diese Funktionalität nicht. Geeignet sind elektrische Servolenkungen, oder ein Lenkmotor, der Moment und Winkel an der Lenksäule einstellen kann. Das Maximalmoment des Motors muss groß genug sein, um die Einstellung des benötigten Lenkwinkels auch unter ungünstigen Umständen (stehendes Fahrzeug, hoher Reibwert) sicher zu stellen.

8.8.5 Zusammenfassung

Die gestiegenen Anforderungen an Fahrsicherheit und Fahrkomfort haben in letzter Zeit – begünstigt durch Fortschritte in der Fahrzeugumfeld- bzw. Fahrzustandserkennung – zur Entwicklung vieler neuer Lenksysteme geführt, welche die schon lange etablierte Hilfskraftlenkung um zahlreiche Zusatzfunktionen erweitern. Grundsätzlich lassen sich diese Lenksysteme in zwei Gruppen unterteilen – die Momenten- und die Winkelüberlagerungslenkung. Die Momentenüberlagerung ermöglicht die aktive Beeinflussung des Fahrerhandmoments, während durch die Winkelüberlagerung der Radlenkwinkel unabhängig von der Fahrervorgabe eingestellt werden kann.

Mit diesen Lenksystemen lässt sich ein breites Funktionspektrum im Bereich der Querführung abdecken. Hierzu zählen Komfortfunktionen wie Geradeauslaufkorrektur, Parkassistenz oder auch Spurhalte- bzw. Spurwechselassistenz. Auch Sicherheitsfunktionen (Giermomentenkompensation bei μ -Split-Bremsungen oder die Vermeidung von Über- bzw. Untersteuern) können durch moderne Lenksysteme erfüllt werden. Da gerade für Sicherheitsfunktionen auch Fahrdynamiksysteme wie zum Beispiel ESP oder eine aktive Dämpferregelung genutzt werden können, wird neben der Entwicklung noch leistungsfähigerer Lenkaktoren ein weiterer Schwerpunkt auf der Vernetzung der unterschiedlichen Systeme im Rahmen eines gesamtfahr-dynamischen Regelkonzepts liegen.

Die Funktionen von Fahrerassistenzsystemen (abgesehen von Stabilisierungssystemen wie beispielsweise ABS und ESP) werden sich jedoch auch weiterhin überwiegend auf Situationen mit entweder niedriger Fahrgeschwindigkeit oder geringer Situationskomplexität beschränken (siehe dazu auch Abschnitt 9.5).

Literatur

- [1] Wallentowitz, Schrullkamp: Fahrwerkentwicklungen am IKA. Tag des Fahrwerks 2004. Aachen, 2004
- [2] Dirndörfer, T.: The new generation of BMW All-Wheel Drives. 9. European All-Wheel Congress Graz. April 2009
- [3] Sawase, K.: S-AWC, Integrated Vehicle Dynamics Control for high performance All-Wheel-Drive vehicles. 9. European All-Wheel Congress. Graz, April 2009
- [4] Meissner, T.; Pischmidt, U.; Martin, F.; Schwarz, R.: The new Sport Differential in the Audi RS5. 9. European All-Wheel Congress. Graz, April 2009
- [5] Fischer, Pfau, Braun, Billig: xDrive – Der neue Allradantrieb im BMW X3 und BMW X5. In: ATZ 2004
- [6] Pfau, Rastel, Nistler, Billig, Straub: BMW xDrive in der 3er- und 5er-Reihe – Der BMW-Allradantrieb für Limousine und Touring. In: ATZ 2005
- [7] Sawase, K. et al.: Development of Active Yaw Control System. In: JSAE, Vol. 50, 1996, No. 11, pp. 52–57
- [8] Frömmig, L.; Pawallek, T.; Küçükay, F.: Systematische Analyse quer und längsverteilender Antriebssysteme, S. 705–731. 19. Aachener Kolloquium. Aachen, Okt. 2010
- [9] Frömmig, L.; Pawallek, T.; Henze, R.; Küçükay, F.: Vergleich unterschiedlicher Systeme zur aktiven Antriebsmomentenquerverteilung. In: ATZ, 2010, Heft 06, S. 468–473
- [10] Metzner, F. T.; Heilenkötter, D.; Gröhlich, H.: Die Getriebe – Hochwertig schalten, auch mit 4Motion-Allradantrieb. In: ATZ MTZ Extra. Der Tiguan. S. 66–73, Sept. 2009
- [11] Fennel: ABSplus und ESP – Ein Konzept zur Beherrschung der Fahrdynamik. In: ATZ 1998
- [12] Mitschke, Schartz, Wallentowitz: Vermeiden querdynamisch kritischer Fahrzustände durch Fahrzustandsüberwachung. VDI-Berichte Nr. 916, Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. 1991
- [13] Risse: Das Fahrverhalten bei normaler Fahrzeugführung. VDI Fortschrittberichte Reihe 12, Nr. 160. 1991
- [14] Wallentowitz: Fahrzeugtechnik III. Umdruck zur Vorlesung. RWTH Aachen, 2005
- [15] Wallentowitz: Krafträder. Umdruck zur Vorlesung. RWTH Aachen, 2005
- [16] Becher: Entwicklungskriterien für gesteuerte Fahrwerke von Nutzfahrzeugen. Dissertation, Universität Hannover. Hannover, 1991
- [17] Kallenbach, Schramm, Kunz: Optimieren des Fahrzeugverhaltens mit semiaktiven Fahrwerkregelungen. VDI-Berichte 699. 1988
- [18] Becher: Fahrwerkregelung in Nutzfahrzeugen. Internet Bericht der Firma WABCO Fahrzeugsbremsen. 2003
- [19] Hahne: Konstruktion einer gewichtsoptimierten Hochleistungs-Luftfeder für Personenkraftwagen. Diplomarbeit RWTH Aachen, IKA. Aachen, 2003
- [20] Wallentowitz, Schrullkamp: Geregelte Fahrwerke. In: Mettner, M. (Hrsg.): Elektronik im Kraftfahrzeugwesen, 3. Auflage. Renningen: expert Verlag, 2002
- [21] N.N.: Die neue S-Klasse von Mercedes Benz. In: ATZ Sonderheft, 2005
- [22] Isermann, R.: Fahrdynamikregelung. ATZ/MTZ Fachbuch. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2006
- [23] Causemann: Moderne Schwingungsdämpfer. In: ATZ, 2003
- [24] Jantze, M.; Bogner, A.; Eggendinger, J.; Fröhlich, M. et al.: An innovative variable Damper System for further improvement of ride comfort und handling. FISITA Congress March 2008
- [25] rei.: Stufenlos geregelte Stoßdämpfer für VW Passat CC. In: ATZ 110, Juli 2010, S. 620
- [26] Delphi Homepage: delphi.com/manufacturers/auto/chsteer/steering/electric/activerear/
- [27] Bilstein Homepage: www.bilstein.de
- [28] Bosch: Fahrstabilisierungssysteme. Bosch Gelbe Reihe. Plochingen, 2004
- [29] Hilgers, Ch.: The air suspension system and the system engineering for the new Panamera. Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. Hannover, Okt. 2009
- [30] Puff, M.; Pelz, P.: Optimization of the Vehicle Dynamics by means of Controlled Air Spring Dampers. ChassisTech-Plus, S. 235–252. München, Mai 2010
- [31] Fröhlauf: Aktive Fahrzeugfederung. In: Mettner, M. (Hrsg.): Elektronik im Kraftfahrzeugwesen, 3. Auflage. Renningen: expert Verlag, 2002
- [32] Merker, Wirtz, Hill, Jeglitzka: Das SL-Fahrwerk – Dynamik und Komfort vereint, Sonderausgabe der ATZ, Der neue Mercedes SL, 2001
- [33] Wolfried, Schiffer: Active Body Control (ABC) – Das neue aktive Federungs- und Dämpfungssystem des CL-Coupés von DaimlerChrysler. VDI-Berichte, Nr. 1494. 1999
- [34] Fröhlauf: Aktive Fahrzeugfederung. VDI-Berichte, Nr. 1533. 2000
- [35] Thomä, A.; Gilsdorf, H. J.; Münster, M.; Mair, U.; Müller, Ch.; Hippo, M.; Hoffman, J.: Electromechanical Semi-Active Body control. FISITA Congress, March 2008
- [36] N.N.: Innovative Denkweise – BOSE Suspension System. www.bose.de/DE/de/learning-centre/suspension-problem/
- [37] Ersoy, M.; Hartmann, A.: Aktives Fahrwerk zum integrierten Aufbaustabilisierung und variabler Raddämpfung ASCA. 15. Aachener Kolloquium. Aachen, 2006
- [38] Bartz: Untersuchungen zum Einsatz adaptiver und aktiver FahrwerkLAGER in Pkw. VDI-Fortschrittsbericht Reihe 12, Nr. 452. 2001
- [39] Beller, Rieth: Mit Total Chassis Management auf dem Weg zum intelligenten Fahrwerk. XX. µ-Symposium, 2000
- [40] Gruber, Winner, Härtel, Holst: Beeinflussung des Fahrzeugverhaltens durch adaptative FahrwerkLAGER. VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, 2003
- [41] Presseseite der Firma ContiTech: www.contitech.de/ct/contitech/themen/kommunikation/presse/_050811_iaa_08/de.html
- [42] Holst, Eberhard, Karkosch, Marienfeld, Rieth, Linkenbach, Jungbecker: Adaptive und aktive FahrwerkLAGER zur Optimierung von Fahrdynamik und -komfort. In: Fahrwerk.tech, 2005
- [43] Gärtner, A.; Klank, M.; Spratte, J.: Intelligent Suspension Sensor for Vertical Dynamics Measurements in Passenger Cars. 8th Stuttgart International Symposium Automotive and Engine Technology, 11./12. 03. 2008. Stuttgart, 2008
- [44] Holle: Fahrdynamikoptimierung und Lenkmomentrückwirkung durch Überlagerungslenkung. Dissertation, 2003
- [45] Brand, Hoffmann, Fuhr: Einbeziehung des Normalfahrers in den Entwicklungsprozess aktiver Lenkungssysteme. 6. VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn. 2003
- [46] Winterhagen, J.: Sportwagen von Mercedes künftig mit Direktlenkung. ATZ-Online 07.02.2008. www.atzonlin.de
- [47] Gaedke, A.; Häger, M.; Vehring, A.: Electric Powersteering in all Vehicle classes- State of the Art. Chassis.techPlus, S. 61–79. München, Mai 2010
- [48] Meitinger, Th.; Bebusmann, Ch.; Herold, P.: Die elektronischen Lenksysteme im neuen BMW 5er. Chassis.techPlus, S. 81–99. München, Mai 2010

- [49] Hoffmann, Dick: Funktionsentwicklung einer Überlagerungslenkung – Von der Idee zum fertigen C-Code. Autoreg 2004. 2004
- [50] Donges: Die Vierradlenkung – Fortschritt oder Mode? In: Automobil Revue Katalog, 1988
- [51] Hirano: Development of an Integrated System of 4WS and 4WD by Infity Control. SAE 930267
- [52] Kawakami: Development of Integrated System Between Active Control Suspension, Active4WS, TRC and ABS. SAE 920271
- [53] Sano: Four Wheel Steering System with Rear Wheel Steer Angle Control as a Function of Steering Wheel Angle, SAE 860625
- [54] Sato: Development of Four Wheel Steering System Using Yaw Rate Feedback Control. SAE 91.1922
- [55] Nagai: Active Four-Wheel-Steering by Model-Following-Control. 11th IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks. 1989
- [56] Pruckner: Nichtlineare Fahrzustandsbeobachtung und -regelung einer Pkw-Hinterradlenkung. Dissertation. 2001
- [57] Mori, et al.: Super-HICAS – Verbesserung der Stabilität und Kontrollierbarkeit von Pkws durch Optimierung der Übergangseigenschaften der 4-Radlenkung. In: JASE, Nr. 891068, 1989
- [58] Richter: Entwicklungstrends bei aktiven Fahrwerkssystemen. VDI-Berichte, Nr. 816. 1990
- [59] Berkefeld: Theoretische Untersuchungen zur Vierradlenkung, Tagung „Allradlenkung bei Personewagen“. Haus der Technik, 1989
- [60] Donges: Funktion und Sicherheitskonzept der Aktiven Hinterachskinematik von BMW. Tagung „Allradlenkung bei Personewagen“. Haus der Technik, 1989
- [61] Kuroki, Irie: HICAS: Nissan Four-Wheel-Steering Technology, Tagung „Allradlenkung bei Personewagen“. Haus der Technik, 1989
- [62] Kuroki, Irie : HICAS: Nissan Vierradlenkungstechnologie, In: Wallentowitz, H. (Hrsg.): Allradlenksysteme bei Personenkraftwagen. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1991
- [63] Irie, et al.: HICAS- Verbesserung der Stabilität und Kontrollierbarkeit von Pkws durch die Steuerung an der Hinterachsauflängung. XXI FISITA Kongress, 1986
- [64] Wallentowitz, Donges, Wimberger: Die Aktive-Hinterachskinematik (AHK) des BMW 850 Ci, 850 Csi. In: ATZ, 1994
- [65] Murrenhoff, Wallentowitz: Fluidtechnik für mobile Anwendungen. Umdruck zur Vorlesung. RWTH Aachen, 2005
- [66] Donges, Aufhammer, Fehrer, Seidenfuß: Funktion und Sicherheitskonzept der Aktiven Hinterachskinematik von BMW. In: Wallentowitz, H. (Hrsg.): Allradlenksysteme bei Personenkraftwagen. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1991
- [67] Erfahrungen mit serienreifen, elektrohydraulischen Stellsystemen für Hinterachskinematik (BMW, AHK). Essen: Haus der Technik, 1991
- [68] Firmenprospekt Hyundai AGCS Active Geometry Control Suspension
- [69] Hrachowy, F.: Dynamik um jeden Preis. Lenksysteme-Automobiltechnik. www.kraftfahnd.de scriptec.de/downloads/dynamikumgedenpreis.pdf
- [70] Kurz, G.: Fahrwerk des neuen BMW 5er. Chassis.techPlus, S. 671–673. München, Mai 2010
- [71] Scholz, R.: Aktive Fahrwerke in Beispiel einer Hinterradlenkung, 6. Tag des Fahrwerks, 6. Okt. 2008, S. 113–131, Aachen, 2007
- [72] Fleck, R.: Das mechatronische Fahrwerk des neuen BMW 5er Grand Turismo. Tag des Fahrwerks, RWTH Aachen, Institut für Kraftfahrwesen. Aachen, Okt. 010
- [73] Wiesenthal, M.; Krimmel, H.; Collenberg, H.: Aktive Hinterachskinematik (AKC) – ein Beitrag zu Fahrdynamik, Sicherheit und Komfort, 17. Aachener Kolloquium, 6.-8.10.2008. Aachen, 2008
- [74] Hartman, B.; Eckert, A.; Rieth, P.: Emergency Steer Assist. 12. VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn. Okt 2009
- [75] Ersøy, M.; Vortmeyer, J.; Grannemann, B.: Schaltbare Stabilisatorsysteme. 5. Grazer Allradkongress. Graz, 2004
- [76] Ersøy, M.; Gärtner, A.; Vortmeyer, J.: AOplus Adaptive Stabilisatorsysteme mit semiaktiver Zusatzdämpfung. 7. Grazer Allradkongress. Graz, 2006
- [77] Konik, Bartz, Bärnthol, Bruns, Wimmer: Dynamic Drive – Das neue aktive Wankstabilisierungssystem der BMW Group. 9. Aachener Kolloquium. Aachen, 2000
- [78] Schäfer, P.; Harrer, P.; Höll, M.: Use of Mechatronical Chassis Systems to achieve a Synthesis of driving and Comfort ChassisTech-Plus, S. 705–724. München, Mai 2010
- [79] Parsons, Pask, Burdock: The Development of ACE for Discovery II. SAE-Paper, 2000-01-0091, 2000
- [80] Nissing, D.: Einfluss mechatronischer Systeme in der Fahrzeugechnik
- [81] hlo.: Energiesparend Stabilisieren: Automobilproduktion. März 2008
- [82] Buma, S.; Taneda, A.: Design und Entwicklung des Electric Active Stabilizer Suspension System, S. 1581–1602. 19. Aachener Kolloquium. Aachen, 2010
- [83] Neerpasch, Klander, Braun, Köhn, Holdmann: Ein Konzeptfahrzeug mit aktiven Fahrwerkkomponenten. 7. Aachener Kolloquium. Aachen, 1998
- [84] Mäckle, Schirle: Active Tire Tilt Control (ATTC) – Das neue Fahrwerkkonzept des F400 Carving. 11. Aachener Kolloquium. Aachen, 2002
- [85] Serra: Michelin Optimised Contact Patch (OCP)-System angewendet auf ein F3000-Fahrzeug. 13. Aachener Kolloquium. Aachen, 2004
- [86] Andre: OCP Michelin Fahrwerksystem, 11. Aachener Kolloquium. Aachen, 2002
- [87] Schmid, W.; Meitinger, K. H.; Kunsch, P.; Glaser, H.: Twin – A Revolutionary Approach for Active Toe and Camber Regulation, S. 1617–1636. 19. Aachener Kolloquium. Aachen, 2010
- [88] Ersøy, M.; Hartmann, A.: Aktives Fahrwerk zum integrierten Aufbaustabilisierung und variabler Raddämpfung ASCA. 15. Aachener Kolloquium. Aachen, 2006
- [89] ZF-Friedrichshafen: Firmeninformationsmaterial. Friedrichshafen, 2008
- [90] Raste, T.; Bauer, R.; Rieth, P.: Global Chassis Control: Challenges and Benefits within the Networked Chassis. FISITA Congress March 2008
- [91] Schröder, W.; Knoop, M.; Liebemann, E.; Deiss, H.; Krimmel, H.: Zusammenwirken aktiver Fahrwerk- und Triebstrangsysteme zur Verbesserung der Fahrdynamik, S. 1671–1684. 15. Aachener Kolloquium. Aachen, 2006
- [92] Onoda, Y.; Onuma, Y.; Goto, T.; Sugitani, T.: Design Concept and Advantages of Steer-by-wire System. SAE World Congress Detroit, Michigan, 2008
- [93] Hartmann: Das 42-V-Bordnetz für Kraftfahrzeuge – Motivation und Innovation. Forum Bordnetzarchitektur, 2000
- [94] Hüsemann: Konstruktion einer elektrischen Radialbremse. Diplomarbeit, RWTH Aachen, IKA. Aachen, 2003
- [95] Achenbach, Stoll: Bremsysteme der Zukunft. Tag des Fahrwerks, RWTH Aachen, Institut für Kraftfahrtwesen. Aachen, 2000
- [96] Fischle, Stoll, Hinrichs: Bremsen auf höchstem Niveau – Die Sensotronic Brake Control. In: ATZ/MTZ Sonderausgabe. Die neue Mercedes-Benz E-Klasse, 2002
- [97] N.N.: Die elektrische Bremse kommt. In: Automobil-Entwicklung, 1999
- [98] Bosch: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1999
- [99] Balz, Bill, Böhm, Scheerer, Semsch: Konzept für eine elektromechanische Fahrzeugbremse. In: ATZ, 1996
- [100] Braess, Seiffert: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. ATZ/MTZ Fachbuch. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2001

- [101] Schwarz, Isermann, Böhm, Nell, Reith: Modelling and Control of an Electromechanical Disc Brake. SAE paper 980600, 1998
- [102] Breuer, B.; Bill, K.H.: Vieweg Handbuch Bremsenhandbuch. ATZ/MTZ Fachbuch. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2004
- [103] Schwarz: Bremskraft-Rekonstruktion für elektromechanische Fahrzeugbremsen. In: ATZ, 1999
- [104] N.N: Auto Bild, 2001
- [105] Neitzel, Lienkamp: Entwicklung einer neuen Bremsanlage. In: ATZ, 2001
- [106] Gombert, Hartmann: e-brake® – Die mechatronische Keilbremse. In: AutoTec, 2003
- [107] Roberts, R.; Gombert, B.; Hartmann, N.; Schaut, M.: Modelling and Validation of the Mechatronic Wedge Brake. SAE paper 2003-01-3331
- [108] Lang, H.; Roberts, R.; Jung, A.: The Road to 12 V Brake-by-Wire Technology. AutoReg 2006. VDI-Berichte Nr. 1931, S. 55–71, 2006
- [109] N.N: Mechatronische Bremse. Patentanmeldung, DE 10134 259, 2003 – DE 102 43 399 – DE 101 10 738
- [110] Eulenbach: Kraftfahrzeugtechnisches Seminar. Aachen, 2004
- [111] Winner, H.; Hakuli, S.; Wolf, G.: Handbuch Fahrassistentensysteme. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2009
- [112] Schimmel, C.: Entwicklung eines fahrerbasierten Werkzeugs zur Objektivierung subjektiver Fahreindrücke, Technische Universität München, 2010
- [113] Nissing, D.: Future Functionality of Electric Power Steering Systems. ChassisTech-Plus, S. 299–309. München, Mai 2010
- [114] Kodaka, K.; Otabe, M.; Urai, Y.; Koike, H.: Rear-End Collision Velocity Reduction System. SAE World Congress, Detroit Michigan, März 2003
- [115] Jungmann, T.: Citroen C4, all4engineers Nachrichten. 22.11.2004.
- [116] N.N: BMW Firmenprospekte
- [117] Bismis, E.: Identifikation dynamischer Eigenschaften des Systems Fahrer-Fahrzeug. Konferenz-Einzelbericht. Braunschweig, 1976
- [118] Statistisches Bundesamt: diverse Statistiken zum Straßenverkehr bis 2004, Wiesbaden
- [119] Kramer, U.: Kraftfahrzeugführung. München: Hanser Verlag, 2008
- [120] Baumgarten, G. et al.: Die Entwicklung der Stabilisierungsfunktion für die Aktivlenkung. In: ATZ 106 (2004)
- [121] Baun, R.: Das neue E-Klasse T-Modell von Mercedes-Benz. In: ATZ 105 (2003)
- [122] Gies, S.; Schachner, M.: Neue Funktionalitäten durch elektronifizierte Lenksysteme. 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motoren technik. Aachen, 2004
- [123] Bongarth, W.: Das elektrische Lenksystem der neuen Ford Focus Plattform. IKA 7. Tag des Fahrwerks, S. 778–792. Aachen, Okt. 2010 .
- [124] Hackenberg, U.: Trends in der Fahrwerk und Elektronik Entwicklung, S. 1–10. 17. Aachener Kolloquium. Aachen, 2008
- [125] Schutzrecht WO 2005/047079 Veröffentlichte Internationale Anmeldung (2005-05-26). Bayerische Motoren Werke AG, Pr.: DE 10353083 2003-11-13, DE 10353084 2003-11-13 – Fleck R., Glanzer M., Meister T.: Power Assisted Steering System Pertaining to a Motor Vehicle.
- [126] Schutzrecht DE 10065327 Offenlegungsschrift (2000-27-12). Kabushiki Kaisha Toyoda Jidoshokki Seisakusho, Karriya, Aichi, JP – Asahi et al.: Lenkhilfsvorrichtung.
- [127] Schutzrecht DE 10251558 Offenlegungsschrift (2002-6-11). Bayerische Motoren Werke AG – Pruckner, Alfred, Gensler, Frank et al.: Verfahren zur Ermittlung von Geometriedaten für Einparkvorgänge von Fahrzeugen.
- [128] Schutzrecht DE 10256770 Offenlegungsschrift (2002-5-12). Bayerische Motoren Werke AG – Pruckner, Alfred, Meitinger, Karl-Heinz et al.: Verfahren zum Lenken eines rückwärts in eine Parklücke einzuparkenden Fahrzeugs.
- [129] Pruckner, A.; Gensler, F. et al.: Park Assistance, Another Innovative BMW ConnectedDrive Project. 10th Word Congress ITS, Madrid, 2003
- [130] Müller, B.; Deutscher, J.: Zweistufige Trajektorienplanung für das automatisches Einparken. VDI Berichte Nr. 1981, S. 378–387. Düsseldorf: VDI Verlag, 2005

9 Zukunftsaspekte des Fahrwerks

Die in **Bild 9-1** zusammengefassten Megatrends der Gesellschaft bestimmen auch die Zukunftsaspekte des Fahrwerks. Diese sind die Treiber für die Anforderungen der Kunden an die Automobilhersteller. Die stark wachsende Bedeutung von Elektronik im Automobilbau wird einerseits durch die Nachhaltigkeitsdiskussion und den Trend zur Elektrifizierung des Antriebsstranges bestimmt. Andererseits wird die Weiterentwicklung von Komponenten, z. B. für das Fahrwerk maßgeblich von der Elektronik geprägt (**Bild 9-2**) [1], [2]. Für die fahrwerkrelevanten Anforderungen stehen neben dem Umweltschutz die Themen Komfort, Sicherheit, Elektrifizierung und Fahrerassistenzsysteme im Vordergrund [1].



Bild 9-1: Megatrends der Gesellschaft [1], [2]

Komfort	Wohlfühl-Mobilität schaffen in einer aggressiven Welt
Fahrerassistenzsysteme	Hohe Ansprüche – geringe Aufpreisbereitschaft
Umweltschutz	Verbrauch und CO ₂
Sicherheit	Notwendige Voraussetzung um am Markt erfolgreich zu sein

Bild 9-2: Megatrends treiben Fahrzeugherrsteller [1]

Mit steigender Urbanisierung, größerem Wohlstand und verbessertem Lebensstandard in unserer Gesellschaft wächst auch der Anspruch nach mehr Komfort und Lebensfreude auf der einen sowie das Bedürfnis nach mehr Schutz und Sicherheit auf der anderen Seite. Dies erstreckt sich auf alle Gebiete unseres täglichen Lebens. Bezogen auf das Automobil als unverzichtbarem Bestandteil unserer individuellen Mobilität, haben

diese Bedürfnisse die Fahrzeugentwicklung auch in den Bereichen Fahrwerk und Fahrzeugregelsysteme geprägt. Ziel der Fahrzeugregelsysteme ist es, für den Fahrer schwer zu kontrollierende, nichtlineare und verkoppelte Vorgänge beherrschbar zu machen und so die Sicherheit zu erhöhen. Die Fahrwerke selbst sollen den Kundenwunsch durch ihre Eigenschaften Agilität, Fahrdynamik, Komfort und Sicherheit erfüllen helfen aber die Bedienung nicht komplizierter machen.

Durch die Weiterentwicklung der Fahrwerkselemente und durch ein immer besseres und tieferes Verständnis der Fahrzeug- und Zuliefererindustrie für das komplexe Zusammenwirken dieser Komponenten konnten gerade in den letzten zwei Jahrzehnten große Fortschritte in der Qualität und den Eigenschaften von Fahrwerken erzielt werden. Dazu trugen aber auch immer leistungsfähigere Entwicklungswerzeuge, Materialien und Herstellverfahren bei.

Obwohl aus Kostengründen auch heute noch die meisten Fahrwerke konventioneller Natur, d.h., aus passiven Komponenten aufgebaut sind, darf von einem hohen erreichten Niveau „mechanischer Intelligenz“ gesprochen werden.

Eine der großen Herausforderungen ist es, diesen systemübergreifenden Kenntnisstand über kausale Zusammenhänge zusammen mit leistungsfähigen Rechnern und Programmen zur Optimierung des virtuellen Entwicklungsprozesses zu nutzen. Auch die intensive Einbeziehung anderer Wissenschaftszweige wie der Psychologie in den Prozess bietet Möglichkeiten zur Verbesserung des Kundennutzens.

Eine technische Revolution auf dem Fahrwerkssektor ist durch den Einsatz leistungsfähiger, vernetzter Fahrwerkregelsysteme abzusehen. Dabei spielt das Thema der zeitlichen und räumlichen Vorausschau für Fahrspurführung und Fahrbahnunebenheiten eine große Rolle. Das hohe mechanische Ausgangsniveau bleibt dennoch die unverzichtbare Basis der Fahrwerksabstimmung, auch wenn unter den neuen technischen Randbedingungen der Kompromisszwang für die konventionellen, passiven Teile des Fahrwerks gegenüber heute reduziert sein wird.

In Forschung und Vorentwicklung fließen ca. 40% der Investitionen in die Neuentwicklungen, die es nie zum Serieneinsatz schaffen. Dieses Risiko steigt mit der Größe des Investitionsschritts. Zum Beispiel weist Steer-by-wire im Vergleich zu anderen Lenkungskonzepten den höchsten Innovationsgrad auf. Doch der starke Eingriff in das Fahrkonzept und die hohen Kosten ergeben ein derzeit sehr niedriges Marktpotential. Mit einem Einsatz der Technologie ist nicht vor 2020 zu rechnen [2].

Die aktuellen Themen der CO₂-Reduzierung und Elektrifizierung werden, wenn auch nicht revolutionär, das

Fahrwerk der künftigen Modelle beeinflussen und den in letzter Zeit vernachlässigten Leichtbau wiederbeleben.

9.1 Fahrwerkkonzepte – Fokussierung auf den Kundenwert

9.1.1 Auslegung des Fahrverhaltens

Basis des folgenden Abschnitts ist eine Expertenbefragung des Lehrstuhls für Fahrzeugtechnik der TU München in Zusammenarbeit mit einem Verhaltensforscher. Es wurden 12 Experten aus den Bereichen Fahrwerkstechnik über Kundenwerte und Subjektivbeurteilung von Fahrzeugen befragt. Die wichtigsten Erkenntnisse werden nachfolgend zusammengefasst. Die von einem Fahrzeug vermittelten gesellschaftlichen Werte werden immer deutlicher zur Kaufentscheidung herangezogen, während relativ dazu die Funktion an Bedeutung verliert. Produkte können noch so hoch in ihrer Qualität und angemessen in der Preisgestaltung sein – nur wenn es ihnen gelingt, die Aufmerksamkeit der Konsumenten zu erregen und als wünschenswert, nützlich und emotional befriedigend betrachtet zu werden, sind sie erfolgreich.

Das Ansprechen von tief sitzenden Emotionen und Werthaltungen wird erfolgreich eingesetzt, um Kunden zu gewinnen. Durch eine möglichst zutreffende Planung der Produktidentität und der Zielgruppe können die für diese Gruppe relevanten Wertvorstellungen erarbeitet werden. In **Bild 9-3** ist dargestellt, wie die Experten das für die Kaufentscheidung relevante Wertgefüge beispielhaft für das Jahr 2008 einschätzen und wie die Entwicklung der Werte vom Zeitpunkt der

Befragung (2004) aus verlaufen wird. Es ist anzunehmen, dass vergleichbare Tendenzen auch zukünftig zu erwarten sind.

Ausgehend von diesen Werthaltungen muss eine transparente Logik hin zu den für den Entwickler bestimmenden technischen Kriterien und Lösungen gefunden werden. Der bei den OEM zunehmend verwendete Ansatz der Ausrichtung an kundenwerten Eigenschaften muss daher um den Aspekt der gesellschaftlichen Werthaltungen erweitert werden [3].

Fahrdynamische Eigenschaften waren stets ein wichtiges Differenzierungs- und Kaufentscheidungskriterium für Fahrzeuge in allen Segmenten. Von neuen Fahrwerkskonzepten wird nicht nur ein höheres Potential an Sicherheit, sondern auch eine verbesserte Fahrdynamik und höherer Fahrkomfort erwartet. Mit diesen Eigenschaften wird heute aber nicht mehr nur technische Kompetenz nachgewiesen, sondern es werden eben auch zunehmend subjektiv geprägte Werte vermittelt. Die Fahrdynamik mit ihrer stark subjektiv geprägten Wahrnehmung einerseits und ihrem komplexen technischen Anforderungsprofil andererseits erfordert deshalb besonders eine geeignete Methode zur Ableitung von Zielbereichen für die technische Entwicklung.

Für die einzelnen Bereiche aus **Bild 9-4** sind subjektive und objektive Beurteilungsmethoden etabliert, wobei es zur Erreichung größerer Sicherheit im Prozess das Ziel ist, alle Bereiche zunehmend der objektiven Beurteilung zugänglich zu machen. Die Verknüpfung der Ebenen ist aber nicht durch Methoden abgedeckt. Da der Zusammenhang stark von der Interaktion der im Fahrzeug verwendeten Einzellösungen und vom Fahrzeugkonzept abhängig ist, kann er nur durch Experten für einen Teilbereich hergestellt werden. Die Zusammenhänge müssen für jedes Fahrzeug neu validiert werden, da sich diese mit wechselnden Technologien über der Zeit verändern. Diese herstellerspezifische Abhängigkeit macht den Ansatz wertvoll, weil mit ihm – bei Verwendung geeigneter Rohdaten – der Bei-

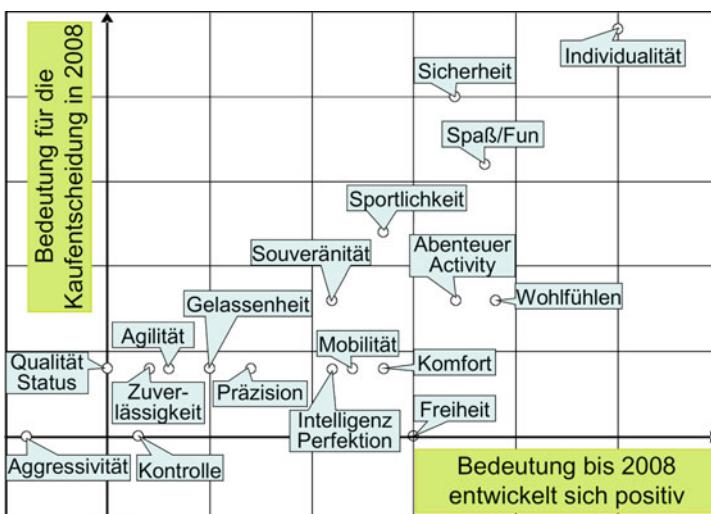


Bild 9-3:
Kaufentscheidende Werthaltungen bis 2008 in der Mittelklasse, Einschätzung der Experten

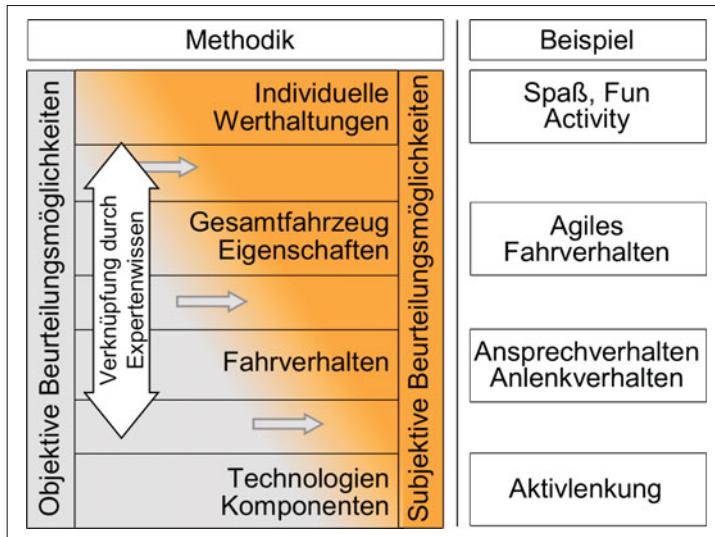


Bild 9-4:
Vom Kundenwert zur Fahrwerkstechnik, Methode und Beispiel

trag einzelner Technologien zur Produktpersönlichkeit nachvollzogen werden kann. Der Ansatz der Methode ist es, diese Beziehungen durch Expertenwissen herzustellen.

Dazu ist es zunächst von Interesse, wie sich der Einfluss wertorientierter Eigenschaften auf die Kaufentscheidung bis zum Zielzeitraum entwickeln wird, und welche Werte dem Kunden zukünftig bestimmte Fahrdynamikeigenschaften vermitteln. Im nächsten Schritt finden diese Werte Eingang in die Spezifikation der Gesamtfahrzeugeigenschaften. Aufbauend auf Expertenwissen wird hinterfragt, wie durch die Ausprägung der fahrdynamischen Merkmale die priorisierten Gesamtfahrzeugeigenschaften gefördert werden können. Als letzter und für die Entscheidung wesentlicher Schritt, kann dann der Beitrag einer Technologie zur Verbesserung der betreffenden Fahrdynamikeigenschaften ermittelt werden. Die Experten müssen dazu in der Lage sein, den Zusammenhang zwischen Wert und Technik im Bereich des Fahrwerks herzustellen. Die Methode erlaubt es, aus einem Profil gesellschaftlicher Werte ein Profil der dafür förderlichen Fahrdynamikeigenschaften abzuleiten und kann daher zum einen im Bereich der Vorentwicklung die Entscheidung über neue Technologien auf eine nachvollziehbare Basis stellen. Zum anderen ist die Rückverfolgbarkeit von Änderungen an der Fahrdynamik auf die kundenrelevanten Eigenschaften und die Wertvermittlung ein Werkzeug, um in der Serienentwicklung Zielkonflikte rational und nachvollziehbar lösen zu können.

9.1.2 Diversifizierung und Stabilisierung der Fahrwerkstechniken

Der Trend zur Individualisierung betrifft neben der Gestaltung des Innenraums auch die Konzipierung

des Gesamtfahrzeugs. Der Nachfrage nach neuen, den individuellen Bedürfnissen der Endkunden angepassten Fahrzeugkonzepten wird zuerst von einzelnen OEM entsprochen und veranlasst andere Hersteller dazu, diese Nischen ebenfalls zu bedienen. Eine Diversifizierung des Fahrzeugmarktes ist die Folge.

Der Diversifizierung der Fahrzeugkonzepte steht eine Stabilisierung der verwendeten Fahrwerkstechniken gegenüber. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass die Bedeutung des mechanischen Anteils des Fahrwerks als Differenzierungsmerkmal auf Grund der hohen Ausreifung und der resultierenden Performance bereits eine Sättigung erreicht hat. Ein Großteil der Differenzierung im Bereich zukünftiger Fahrwerke wird besonders im Bereich kleiner und mittlerer Pkws über die Verwendung elektronischer Assistenzsysteme erfolgen. Die Anzahl der unterschiedlichen Aufhängungs- und Lenkungskonzepte wird sich stark verringern.

Schon in den letzten Jahren wurde bei fast 100 % aller Fahrzeuge der Klein-, Kompakt- und Van-Klasse eine McPherson-Federbein-Vorderachse verbaut. Bei den Hinterachsen werden zum gleichen Zeitpunkt bereits bei ca. 75 % der Klein- und 40 % der Kompaktklasse Verbundlenkerachsen verbaut. Hier ist eine weitere Verbreitung abzusehen. Davon abweichende Lösungen werden zumeist nur aus Gründen der Markenidentität (z. B. Luftfederung Citroen) oder des Bauraumes (Deichselachse Smart) beibehalten.

Die Schwierigkeiten, eine Differenzierung vom Wettbewerb durch aufwändige Lösungen, z. B. in der Kompaktklasse zu erreichen, zeigen den hohen Reife-grad der Verbundlenkerlösungen. Die Standardlösung aus McPherson vorn und Verbundlenker hinten, ist mit den korrespondierenden Fahrzeuggewichten und -abmessungen in der Lage, für fast den gesamten fahrdynamischen Bereich ein sehr gutes Fahrverhalten zu gewährleisten.

Von der Mittelklasse an aufwärts scheint die Verwendung von Mehrlenker-Hinterachsen zum Standard zu werden (ca. 70 bis 90 % der Fahrzeuge). Bis zum Jahr 2015 ist eine weitere Verbreitung abzusehen. Für die Vorderachse werden vorrangig Doppel-Querlenker- und Mehrlenkeraufhängungen verbaut.

Differenzierungsfähige Innovationen mit teuren elektromechanischen Komponenten, wie z. B. aktive Stabilisatoren oder Überlagerungslenkungen, etablieren sich in der Regel zunächst im Premiumsegment und werden erst bei entsprechender Marktdurchdringung und damit verbundener möglicher Kostensenkung in die niedrigeren Klassen eingeführt. Voraussetzung dafür ist die Generierung eines für diese Klassen relevanten Kundennutzens. Obwohl entwicklungsintensive Innovationen vielfach vorrangig der Stärkung des Markenprofils dienen, kann dies nicht immer den Erfolg garantieren. Ausnahmen hiervon bilden mechanisch-elektrisch-elektronische Innovationen in den kostensensitiven Marktsegmenten, die auf eine Reduktion der Herstellkosten oder der Betriebskosten durch Verbrauchsverringerung abzielen (z. B. elektromechanische Lenkung).

Bei den Fahrzeugklassen Sportwagen und SUV/ Geländewagen können auf Grund des speziellen Anforderungsprofils die o. g. Trends nicht ohne weiteres transferiert werden.

In den letzten Jahren gewinnen immer mehr Fahrerasistenzsysteme an Bedeutung. Diese greifen auf vorhandene Brems- bzw. Lenksysteme zurück und werten diese durch Hinzufügen von Sensorik und Regelung mit relativ geringen Mehrkosten auf.

9.1.2.1 Vorderachsen

Bei den bisher verbauten Achssystemen der Vorderachse zeigt sich eine deutliche Konzentration auf die drei Achskonzepte Mehrlenker, Doppel-Querlenker und McPherson-Achsen, wobei letztere eine klar beherrschende Stellung vor allem in den leichteren und preissensitiveren Marktsegmenten einnimmt. Mit Ausnahme der Oberklasse und bei Sport- und Geländewagen ist die McPherson-Aufhängung das vorwiegend verwendete Vorderachskonzept. In der oberen Mittelklasse werden zu 50 % Mehrlenkerachsen und vor allem im niedrigeren Preissegment bis zu 80 % McPherson verbaut. Das große Potenzial der McPherson-Aufhängung an der Vorderachse zeigt sich in der Verwendung in Fahrzeugen der oberen Mittelklasse und sogar der Oberklasse bei nicht angetriebenen Achsen.

Es ist in den nächsten Jahren nicht mit einer wesentlichen Verschiebung der beschriebenen Verhältnisse zu rechnen. Die McPherson-Aufhängungen können wegen der gestiegenen Anforderungen an den Fahrkomfort ggf. mit einer aufgelösten unteren Lenkerebene konstruiert werden.

9.1.2.2 Hinterachsen

Differenzierter stellt sich die Technologielandkarte bei den aktuell verbauten Hinterachskonzepten dar. Während in den kostengünstigen Modellen halbstarre Verbundlenkerachsen und in geringem Umfang noch Längslenkerachsen zum Einsatz kommen, ist bei den schweren bzw. teureren Fahrzeugklassen eine breite Fächerung abzusehen.

Starrachsen kommen nur noch bei SUV, Geländewagen, Vans und vor allem in Pickups zum Einsatz, wohingegen in der Ober- und Mittelklasse aufwändige Doppelquerlenker- oder Mehrlenkeraufhängungen eingesetzt werden, um trotz des höheren Fahrzeuggewichts die klassenspezifisch hohen Anforderungen an Fahrkomfort und Fahrdynamik erfüllen zu können.

Generell zeigt sich eine Abnahme von Schräg- und Längslenkerhinterachsen sowie von nicht angetriebenen Doppelquerlenker- und Federbeinaufhängungen. An Bedeutung werden dagegen die Mehrlenkerhinterachsen gewinnen. Die Zunahme von Verbundlenkerachsen ist durch den steigenden Marktanteil von kleineren Fahrzeugen bedingt. Der Einzug elektronischer Regelsysteme wird ebenfalls zu einer Erhöhung des Anteils von Mehrlenkeraufhängungen führen [3].

Revolutionäre Änderungen an den Hinterachsen sind nach 2012 mit dem Seriendurchsatz von Elektrofahrzeugen zu erwarten. Diese vorwiegend kleinen Stadtfahrzeuge werden durch Elektromotoren an der Hinterachse angetrieben und lassen eine unveränderte Übernahme heutiger nichtangetriebener Hinterachsen der Kleinwagenklassen nicht sinnvoll zu (s. Abschnitt 9.3).

9.1.3 Fahrwerkbestandteile der Zukunft

Die Fahrwerkbestandteile und Systeme der Zukunft werden in den folgenden Abschnitten kurz beschrieben. Eine umfassende Befragung unter den Chefentwicklern der Automobilindustrie findet man in [4].

9.1.3.1 Achsantrieb der Zukunft

Bei den Volumenmodellen werden Frontantriebe und an das Getriebe angeflanschte Seitenwellen als Standard gelten. Bei den Premium-Fahrzeugen werden Frontmotor mit Getriebe, Kardanwelle, Hinterachs-antrieb und Seitenwellen auch in Zukunft verwendet. Die Integration der Achsgetriebe in den Achsträger ist realisierbar. Die SUVs werden Allradantriebe mit der Möglichkeit des Torque Vectoring haben. Die eigentliche Umstellung wird jedoch mit der Einführung von Hybrid- bzw. Elektroantrieben erfolgen, die dann den ganzen Antriebsstrang revolutionieren wird. Dies gilt insbesondere bei den Elektrofahrzeugen, bei denen keine oder nur einfache Ein- bis Zweiganggetriebe benötigt werden und die Elektromotoren radnah verbaut werden.

9.1.3.2 Bremse der Zukunft

Für die Bremse der Zukunft zeigt sich eine Tendenz zur Einführung elektrischer Bremsen mit Brake-by-wire-Funktionalität, wenn das elektrische Bordnetz des Fahrzeugs zum Beispiel aus Gründen der Einführung des Elektro- oder Hybridantriebs zweikanalig ausgeführt ist. Die Bremse wird weiterhin für viele fahrdynamische Systeme als wesentlicher Aktuator dienen und im Verbund mit anderen Fahrwerksystemen die Längs- und Querstabilisierung des Fahrzeugs sichern. Die Rekuperation der Bremsenergie wird an Bedeutung gewinnen und der Elektroantrieb einen Teil der Bremsaufgabe übernehmen.

9.1.3.3 Lenkung der Zukunft

Auch die Lenkung der Zukunft wird rein elektrisch arbeiten – auch bei oberen Fahrzeugklassen – und alle Funktionalitäten des Steer-by-wire erfüllen jedoch weiterhin über eine mechanische Kopplung durch eine Lenksäule verfügen. Viele neue Fahrerassistenzsysteme werden mit Hilfe der Elektrolenkung realisiert. Die Integration der Lenkung in den Achsträger ist durchführbar. Zusätzlich zur Vorderachslenkung, wird bei Premium- und Sportfahrzeugen zunehmend die Hinterachslenkung verwendet. Als Vision gilt dagegen noch die Allradlenkung (*All Wheel Steering*) mit vier individuell gelenkten Rädern.

9.1.3.4 Federung der Zukunft

Luftfederung oder Aktivfederung werden wegen der hohen Mehrkosten auf Premiumfahrzeuge beschränkt bleiben. Die Volumenautos werden weiterhin mit den passiven Stahlschraubenfedern ausgestattet. Für die Leichtbaufahrzeuge sind die Composit-Blattfedern interessant, wenn deren Herstellkosten weiter sinken. Die ersten Balgfedern aus GFK sind schon vorgestellt [5].

9.1.3.5 Dämpfung der Zukunft

Die hydraulischen Dämpfer werden wegen der günstigen Herstellungskosten und Nutzung als Radführung bestehen bleiben. Neben den linearen Dämpfern könnten auch Rotationsdämpfer wieder interessant werden, jedoch nur bei Fahrzeugen die an der Hinterachse Packageprobleme haben (z. B. Kombifahrzeuge) und zu annehmbaren Kosten. Bei Premiumfahrzeugen, die bereits eine Luftfederung haben, können die Luft-Feder-Dämpfer die hydraulischen Dämpfer und Stahlschraubenfedern ersetzen, um einen besseren Komfort und eine feinere Regelbarkeit zu bieten.

9.1.3.6 Radführung der Zukunft

Die Radführungen der Zukunft werden durch die Herstellkosten bestimmt. McPherson, Verbundlenker und Mehrlenkeraufhängungen werden alle anderen Arten verdrängen. Wenn die Compositwerkstoffe kosten-

günstig herstellbar sind, ist es denkbar, völlig neue Aufhängungsarten zu realisieren, die Anzahl der Lenker zu reduzieren und die Aufgaben der Radführung, Federung (vielleicht auch Dämpfung) mit zu übernehmen. Wenn die Elektroantriebe unmittelbar am Rad positioniert werden, benötigen diese eine neue Art der Radführung (s. Abschnitt 9.3.2).

9.1.3.7 Radlager der Zukunft

Die Radlagerung wird als Wälzlager bestehen bleiben, mit Verbesserungen an den Wälzkörpern und Werkstoffen um Reibung zu senken und Tragzahl zu erhöhen. Die Sensorik und die Radnabe werden voll integriert sein und auch bei Volumenmodellen mit dem Radträger als Radmodul zum Einsatz kommen.

9.1.3.8 Reifen und Räder der Zukunft

Die Reifen der Zukunft werden durch einen niedrigeren Rollwiderstand Energie sparen helfen (z. B. Gummi mit Organosilan-Additiven [6]), auch bei Luftverlust weiter benutzbar (Notlaufreifen z. B. *Run Flat*) und Allwetter tauglich sein. In die Reifen wird mehr Intelligenz in Form von Identifikationschips und Sensoren eingebaut werden. Die Flüsterreifen der Zukunft werden die Rollgeräusche deutlich senken. Die Luftbereifung wird noch lange Zeit als einzige Lösung bestehen bleiben.

9.1.4 Elektronische Fahrwerksysteme der Zukunft

Im Bereich der Ausrüstung mit Fahrwerksregelsystemen sind zwei Schwerpunkte festzustellen. Zum einen sind fast 100 % der untersuchten Fahrzeuge aus allen Klassen mit ABS ausgestattet. In der Regel gehört das ABS bereits zur serienmäßigen Ausstattung, sogar im Niedrigpreissegment. Es wird zukünftig weltweit gemeinsam mit dem ESP zur Grundausstattung von Pkws sowie Lkws gehören. Die elektronische Bremskraftverteilung und Bremsassistenzfunktionen zeigen ebenfalls einen sehr hohen Ausrüstungsgrad. Den zweiten Schwerpunkt bilden elektronische Stabilitätsprogramme, die sich ausgehend von der Ober- und Mittelklasse zunehmend in die niedrigeren Klassen ausbreiten. Deren Funktionsumfang beschränkt sich jedoch nicht ausschließlich auf die Fahrstabilitätsregelung, vielmehr umfasst ein modernes ESP-System auch eine ganze Reihe weiterer Funktionen. Zu nennen sind die Traktionsregelung durch EDS und ASR, die elektronische Bremskraftverteilung EBV und Cornering Brake Control (CBC) zur Erhöhung der Fahrzeugstabilität bei Kurvenfahrt. Durch diese Funktionen kann das Potential, das Bremseingriffe und die Schnittstelle zum Antriebsstrangmanagement bieten, vollständig ausgeschöpft werden. Der volle Funktionsumfang, insbesondere bei der Traktionsregelung, wird jedoch nur in höheren Klassen, bzw. bei Fahrzeugen mit höheren Motorleistungen genutzt.

Erst der Einbau weiterer aktiver Fahrwerkelemente schafft dann Spielraum für zusätzliche Funktionen. Grundsätzlich gilt, dass Zusatzaktorik und damit auch neue Funktionalitäten zunächst bei Premiumfahrzeugen bzw. bei Sportfahrzeugen eingeführt werden.

Was die weitere Entwicklung kundenrelevanter Funktionen anbelangt, lässt sich feststellen, dass die Stabilitätsregelung an den fahrdynamischen Grenzen bereits einen sehr hohen Reifegrad erreicht hat. Weitere Funktionen sind dort kaum zu erwarten, lediglich der Zeitpunkt von unkomfortablen Bremseingriffen kann durch zusätzliche Aktorik weiter hinausgezögert werden.

Gleiches gilt für den Komfortbereich. Systeme zur Beeinflussung der Aufbaubewegung, allen voran Luftfederung, semi-aktive Dämpfer oder Active Body Control (ABC), sind bereits fest etabliert und sowohl was die Hardware also auch die Regelung anbelangt bereits weit entwickelt, sind jedoch noch zu teuer.

Anders sieht dies im Bereich Agilität aus. Zwar wurde bisher versucht, durch eine entsprechende Ansteuerung von aktiven Lenksystemen, Dämpfern und Stabilisatoren das Fahrzeugangspreschverhalten zu verbessern und das Fahrverhalten meist in Richtung Sportlichkeit zu verändern. Mit der Einführung von aktiven Allradsystemen ist hier allerdings noch ein deutlicher Fortschritt zu beobachten sein, von dem vor allen Dingen der besonders sportliche Fahrer profitieren wird.

Alle geregelten Systeme benötigen Informationen über den Ist-Zustand des Fahrzeugs. Diese werden durch einzelne Sensoren aufgenommen, die zunehmend in einem Chip integriert sind und dem jeweiligen Einzelsystem zugeordnet sind. Künftig werden Sensorcluster, unabhängig von Einzelsystemen, eigenständig die den Ist-Zustand beschreibenden physikalischen Größen aufnehmen und allen Systemen zur Verfügung stellen. Dadurch lassen sich nicht nur die Kosten senken, sondern es werden auch widersprüchliche Informationen verschiedener Sensoren vermieden.

9.1.4.1 Systemvernetzung

In der Fahrwerksentwicklung wird eine weitere deutliche Funktionssteigerung durch die Ausweitung von Regelsystemen erwartet. Die zunehmende Zahl an Fahrwerkegelsystemen (**Bild 9-5**) macht es erforderlich, das Zusammenspiel so zu gestalten, dass funktionale Synergien ausgenutzt werden können. Möglich wird dies erst durch einen intensiven Informationsaustausch zwischen den einzelnen Systemen. Die Kommunikation zwischen Regelsystemen ist bisher allerdings nur für einige Kombinationen, beispielsweise für die kombinierte Ansteuerung von Lenkung und Bremse im ESP2 etabliert. Mit der steigenden Anzahl von aktiven Fahrwerkelementen, insbesondere in Premiumfahrzeugen, wächst auch die Notwendigkeit, Regelsystemarchitekturen einzuführen, die den Umgang mit der resultierenden umfangreichen Variantenvielfalt erleichtern und gleichzeitig die gezielte Nutzung von Synergieeffekten erlauben [7].

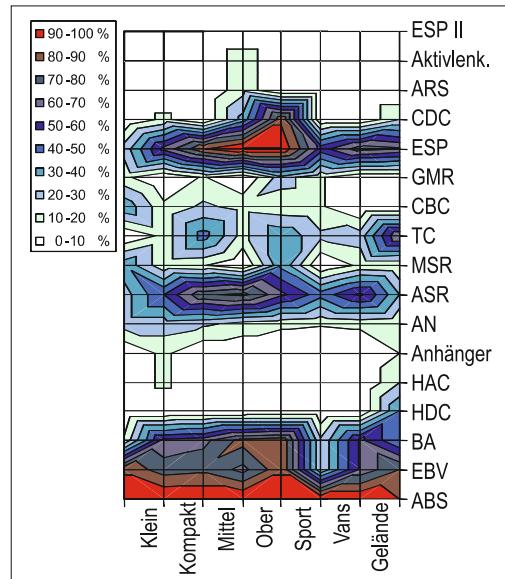


Bild 9-5: Marktübersicht der elektronischen Systeme

9.1.4.2 Leistungsfähigkeit

Wie bereits angesprochen lassen sich durch eine integrierte Regelung Synergieeffekte deutlich effizienter nutzen als bei „friedlicher Koexistenz“ (s. Abschnitt 7.6.4).

Um darzustellen, in welchen Bereichen Verbesserungen erzielt werden könnten, wurde von Tanaka [8] ein „G-G-Diagramm“ der Fahrzeugaufbaubeschleunigungen vorgeschlagen (**Bild 9-6**). Aufgetragen wurde dort die Fahrleistung mit und ohne Schlupf- und Lenkregelsystemen. Durch die reine Kombination, also bei friedlicher Koexistenz, sind besonders im längsdynamischen Bereich deutliche Verbesserungen zu verzeichnen, während bei großer Querbeschleunigung beide Systeme passiv bleiben.

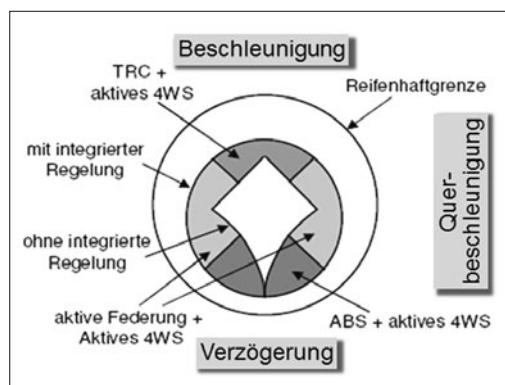


Bild 9-6: Verbesserungspotenzial durch integrierte Regelung [8]

Erst bei einer integrierten Regelung von Lenkwinkel und Längsschlupf wird dort eine signifikante Verbesserung prognostiziert. Die Einführung einer vernetzten Regelung wird zwar Zugewinne auch im querdynamischen Bereich erlauben, jedoch die Niveau der integrierten Regelung ohne erheblichen Aufwand nicht erreichen.

9.1.4.3 Systemsicherheit

Die Architektur der „friedlichen Koexistenz“ ist aus Sicht der Systemsicherheit auf Grund der großen Redundanz an Sensorik und Software als sehr vorteilhaft einzustufen. Die Fehlfunktion eines Systems kann durch die entsprechende Fehlererkennung schnell festgestellt und das System abgeschaltet werden. Die während der Fehlerlatenzzeit, also des Zeitintervalls zwischen Auftreten des Fehlers und Abschaltung des Systems, eintretenden Fehleingriffe können durch die übrigen Systeme aufgefangen werden.

Um die Betriebssicherheit zu gewährleisten, sind bei einer integralen Regelung deutlich erhöhte Anforderungen an die Fehlererkennung und sichere Systemabschaltung zu stellen. Unerkannte Sensorfehler beispielsweise würden zu falschen Stellgrößen für alle Aktoren führen, sodass das Fahrzeug im Gegensatz zur friedlichen Koexistenz unter Umständen nicht mehr beherrschbar wäre.

Die vernetzte Regelung ist im Havariefall mit der friedlichen Koexistenz zu vergleichen, da die Redundanz von Sicherheitsalgorithmen nach wie vor erhalten bleibt. Allerdings ist sicherzustellen, dass sich bei Ausfall eines Systems der Fehler durch den Austausch von möglicherweise falscher Information mit anderen Reglern nicht im Netzwerk ausbreitet. Die Abschaltung des ausgefallenen Reglers muss deshalb sehr schnell erfolgen und durch eine entsprechende Statusmeldung im Netzwerk also auch gegenüber der Reglerüberwachung und -koordination kommuniziert werden.

9.1.4.4 Elektronik Entwicklungsprozess

Bei „friedlicher Koexistenz“ können die einzelnen Regelsysteme als abgeschlossene Komponenten durch unterschiedliche Zulieferer unabhängig voneinander entwickelt und vorappliziert werden. Dies räumt dem OEM nach Erstellung eines Lastenheftes große Freiheit bei Vergabe von Entwicklungsaufträgen ein. Die Vorapplikation ist in der Regel Bestandteil des Auftrags und wird vom Zulieferer für sein stand-alone-System vorgenommen. Erst beim OEM werden erstmals die Systeme in einem Fahrzeug zusammengeführt und in ihrer Kombination getestet. Treten hier funktionelle Konflikte zwischen den Einzelsystemen auf, werden sie zu diesem späten Zeitpunkt im Entwicklungsprozess meist durch eine Reglerumparametrierung und entsprechend erhöhtem Versuchsaufwand abgestellt. Bei einer integralen Fahrzeugregelung wird der Funktionsumfang der Einzelsysteme zunächst einmal auf die Ebene von „*Smart Actuators*“ reduziert. Die Auf-

gaben der Systemzulieferer beschränken sich damit auf die Entwicklung der reinen Aktorhardware und hardwarenaher Regelungsfunktionen. Die Entwicklung des zentralen fahrdynamischen Reglers hingegen wird, da es sich hier um die vom Kunden letztendlich wahrnehmbaren Funktionen handelt, vom OEM übernommen. Das bedeutet, dass sich dort im ersten Schritt der Entwicklungsaufwand deutlich vergrößert. Im Gegenzug jedoch wird der Applikationsaufwand deutlich sinken, da zum einen fahrdynamische Wechselwirkungen zwischen den verschiedenen Systemen bereits bei der Reglerentwicklung berücksichtigt werden. Zum anderen kann durch die intime Kenntnis des Reglers die Applikation deutlich effizienter abgewickelt werden.

Die vernetzte Regelung nimmt auch hier eine Zwischenstellung ein. Der Tätigkeitsumfang für den Lieferanten bleibt zunächst einmal unverändert. Er entwickelt nach wie vor ein komplettes Systempaket von Aktorhardware und Reglersoftware. Allerdings muss er die prinzipielle Funktionsweise gegenüber seinem Auftraggeber offen legen, sofern diese nicht im Lastenheft spezifiziert wurde. Dies ermöglicht dem OEM, bei zentraler Koordination der Einzelsystementwicklung, eventuelle Funktionskonflikte noch während relativ früher Phasen der Reglerentwicklung festzustellen. Werden derartige Probleme festgestellt, können diese effizient durch entsprechende Anpassung der Reglersoftware (durch den Zulieferer) beseitigt werden.

9.1.4.5 Anforderungen an die Datenübertragung

Bei der „friedlichen Koexistenz“ sind die Systeme von vorne herein als autarke Einheiten ausgelegt. Falls es die Umweltbedingungen und das Package erlauben, laufen alle Regelfunktionen, angefangen bei der reinen Aktorregelung bis hin zu Fahrdynamikfunktionen, auf einem Anbausteuergerät. Die Verbindung zur ausgelagerten Sensorik wird entweder durch harte Verdrahtung oder aber durch systemeigene Bussysteme hergestellt. Der Fahrzeugdatenbus wird dann nur zum Abgreifen globaler Fahrzeuggrößen bzw. zum Senden von Statusinformationen verwendet. Sensorikdaten und Stellgrößen werden ausschließlich über systeminterne Wege übertragen. Die zusätzliche Belastung des Fahrzeug-CANs ist relativ gering.

Oft ist diese Lösung auf Grund der widrigen Bedingung am Aktoreinbauort nicht möglich. Dann kommt ein Wegbausteuergerät zum Einsatz, das wie auch der Aktor über eine Schnittstelle zum Fahrzeugbus verfügt. Der Datenaustausch zwischen intelligentem Aktor und Steuergerät lässt die Buslastbelastung stärker als bei der Lösung mit Anbausteuergerät aber linear zur Anzahl der Einzelsysteme ansteigen. Bei den heute gebräuchlichen ereignisgesteuerten Busarchitekturen kann dies dazu führen, dass die zeitliche Determiniertheit der Kommunikation nicht mehr sichergestellt werden kann.

Bei einer vernetzten Regelung erhöht sich die Buslast, wie im letzten Abschnitt geschildert, zunächst einmal

linear mit den verbauten Systemen. Zusätzlich dazu tauschen jedoch auch die Regler untereinander (quadratischer Anstieg mit der Systemanzahl) als auch mit einem übergeordneten Systemkoordinator (linearer Einfluss) Information aus. Die Kapazität des Fahrzeugbusses ist je nach Intensität der Vernetzung deutlich früher erreicht als bei friedlicher Koexistenz. Die Buslast bei einem integrierten Fahrwerksregler ist aus mehreren Gründen geringer: Bei der Umsetzung eines zentralen Fahrwerksreglers wird, um die Einsparungsmöglichkeiten bei der Hardware optimal nutzen zu können, auch ein zentrales Sensorcluster eingeführt. Das Kommunikationsaufkommen für die Übermittlung von Sensorrohdaten verringert sich. Ebenso entfällt gegenüber der vernetzten Regelung der Informationsaustausch zwischen den Einzelsystemen, deren Intelligenz jetzt zentral zusammengefasst ist. Insgesamt verringert sich die Buslast gegenüber der vernetzten Regelung. Gleichzeitig sind an die Bussysteme jedoch erhöhte Anforderungen bezüglich Determiniertheit und Echtzeitfähigkeit zu stellen, die die Einführung von zeitgesteuerten Busarchitekturen, z. B. FlexRay (s. Abschnitt 7.7.3.2) erforderlich machen. Die Systemarchitektur der „friedlichen Koexistenz“ verliert mit der zunehmenden Anzahl von Regelfunktionen und aktiven Fahrwerkselementen und den damit auftretenden Problemen zunehmend an Boden und wird auf lange Sicht von einer integrierten Regelung mit hierarchisch organisierten, zentralisierten Reglerstrukturen weichen müssen. Diese wird jedoch neben der Einführung zeitgesteuerter Busarchitekturen, dem erheblichen Aufwand in Bereichen des Reglerentwurfs und der Sicherheitskonzepte auch große Veränderungen in den Entwicklungsprozessen erfordern, sodass sich als mittelfristige Übergangslösung die Vernetzung einzelner auch autark funktionsfähiger Regelsysteme fortsetzen wird.

9.2 Umweltschutz und CO₂

9.2.1 Bedeutung der CO₂-Senkung

Die wichtigste Kundanforderung „Umweltschutz“ schlägt sich bei Pkws als Reduzierung des CO₂-Ausstoßes nieder. Der Treibhauseffekt, der durch CO₂ in der Atmosphäre entsteht und das Weltklima stark beeinflusst, ist zu ca. 12 % von den Verbrennungsmotoren der Pkws und 8 % von übrigem Verkehr zu verantworten. Die Anordnung der europäischen Gemeinschaft für die Automobilfirmen, in den Jahren 2012 bis 2015 den Flotten-CO₂-Ausstoß auf 130 g/km zu reduzieren, mit dem Ziel, diesen in 2020 auf 95 g/km zu senken [9], bedeutet einen Flottenverbrauch von nur 5 und ab 2020 gar weniger als 4 l/100 km. Dieses Ziel wird erreicht einerseits durch Verbrauchssenkung und andererseits aber auch durch neue Antriebskonzepte wie Hybrid, Brennstoffzellen sowie Elektromotor, die weniger oder gar keinen CO₂-Ausstoß haben.

Eine wichtige Motivation zur Verbrauchssenkung ist die begrenzte Verfügbarkeit der Mineralkraftstoffe und deren stetig steigende Kosten. Die Ölfördermenge der Welt wird wohl ab 2020 zurückgehen. Auf der anderen Seite wird der stark steigende Bedarf der aufstrebenden Länder wie China, Russland, Indien, Brasilien den Kraftstoff verknappen. Steigende Nachfrage und sinkendes Angebot werden zu einer Preisspirale führen.

9.2.2 Beitrag des Fahrwerks zur CO₂-Senkung

Nach Bild 2-20 ist 31 % des Kraftstoffverbrauchs, bedingt durch den Verbrennungsprozess, nicht ersparbar. Mit weiteren 19 % liegt das größte Ersparnispotential am Verbrennungsmotor selbst. Die übrigen Verbraucher sind mit 12 % das Fahrzeuggewicht, mit 11 % die Reifen und Lenkung, mit 11 % der Luftwiderstand, mit 8 % der Antriebsstrang und schließlich mit 8 % Klima, Kühlung und Nebenaggregate. Das Fahrwerk verursacht primär nur 12–15 % des Kraftstoffverbrauchs. Das Fahrwerk kann durch rollwiderstandsarme Reifen, wirkungsgradoptimierte Lenkungen, reibungsarme Gelenke, reduzierten Luftwiderstand (Aufbauabsenkung, Unterbodenverkleidung) und Gewichtsreduzierung an Fahrwerksbauteilen Kraftstoff sparen helfen. Da das anteilige Gewicht des Fahrwerks bei max. 20 % des Fahrzeuggesamtgewichtes liegt, ist es mit 2,5 % jedoch relativ gering am Verbrauch beteiligt, trotzdem muss auch das Gewicht der Fahrwerkskomponenten reduziert werden.

Bild 9-7 zeigt die vom Fahrzeuggewicht abhängigen Kraftstoffverbrauchsanteile an einem Pkw der Kompatiklasse [10].

9.2.2.1 Reifen und Bremse

Das größte Sparpotenzial am Fahrwerk liegt in der Reduzierung des Reifenrollwiderstandes. Wenn der Rollwiderstand von derzeit 0,008 auf 0,004 gesenkt werden kann, ist eine Kraftstoffersparnis von 10 % erzielbar (s. Bild 2-11). Auch die Reifendrucküberwachung kann zur Kraftstoffeinsparung beitragen, wenn

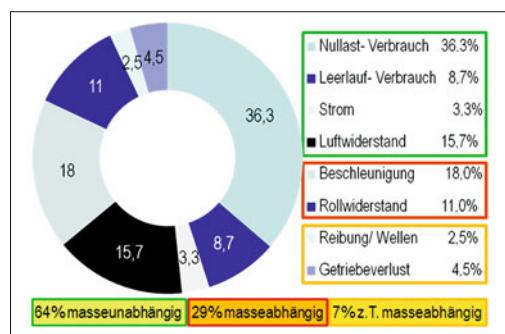


Bild 9-7: Verbrauchsaufteilung am Golf VI 1.4 TSI 90 kW [10]

dadurch der Fahrer angehalten wird, den Reifenluftdruck nicht unter den Solldruck abfallen zu lassen. Die Bremsenergie, die bei jedem Bremsvorgang in Wärme umgewandelt wird, lässt sich durch einen Generator in elektrische Energie umwandeln und dann in die Batterie zurückspeisen. Physikalisch lässt sich jedoch nur bis zu 30 % dieser Energie rekuperieren. Die starken Bremsungen über 0,3 g würden solch hohe Spannungsspitzen hervorrufen (s. Bild 3-40), die mit heutiger Generator- und Batterietechnologie nicht regeneriert werden können. Hohe elektrische Ströme lassen sich zwar sehr schnell in Supercaps (leistungsfähige Kondensatoren) speichern, diese haben jedoch eine deutlich geringere Energiedichte als Li-Ionen Batterien (Faktor 20). Es muss deshalb die Rekuperation nicht als „stand alone“ sondern integriert in die klassische Bremse betrachtet werden. Durch die Bremsenergierückgewinnung ist eine Kraftstoffersparnis von 20 % möglich [11].

9.2.2.2 Nebenaggregate mit Elektroantrieb

Die Nebenaggregate mit hydraulischem Antrieb haben auch im Leerlauf eine hohe Leistungsaufnahme. Der Grund liegt daran, dass die Hydraulikpumpe meist direkt am Motor angeflanscht ist und immer mit dem Motor mitläuft. Wenn solche Systeme elektrisch angetrieben werden, ziehen sie die Energie nur dann ab, wenn sie benötigt wird (*Power on Demand*).

So benötigt eine Elektrolenkung EPS im Durchschnitt nur 10 Watt, eine konventionelle Hydrolenkung HPS dagegen 500 Watt (jede 100 Watt verbraucht bis zu 0,1 l/100 km). Die Verbrauchersparnis der Elektrolenkung liegt bei ca. 0,4 l/100 km [12].

Ähnlich ist es auch beim Wankstabilisierungssystem (ein elektrisches System verbraucht nur 20 % des hydraulischen Systems, s. Abschnitt 8.4.3) oder Aktivfahrwerk ABC (ein elektrisches System verbraucht ca. Hälfte des hydraulischen Systems, s. Abschnitt 8.4.3). Deshalb strebt man die Elektrifizierung aller Nebenag-

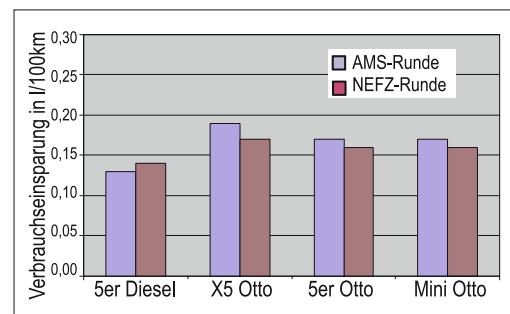


Bild 9-8: Verbrauchseinfluss von 100 kg Mindergewicht [Quelle BMW]

gregate an. Alle diese elektrischen Aktuatoren zusammen würden bei einem Premiumfahrzeug bis zu 1 Liter Kraftstoffersparnis pro 100 km bringen.

9.2.2.3 Fahrwerksgewicht

Jede 100 kg Gewichtersparnis senkt den Kraftstoffverbrauch bis zu 0,2 l/100 km (**Bild 9-8**). Es gibt viele Wege zur Gewichtersparnis [13]:

- ◆ Systemleichtbau,
- ◆ repräsentative, realistische Lastkollektive,
- ◆ Belastungsreduzierung
- ◆ Konzeptoptimierung,
- ◆ Materialleichtbau,
- ◆ Fertigungsleichtbau.

In **Bild 9-9** sind einige Maßnahmen zur Gewichtseinsparung am Beispiel einer Vorderachse dargestellt [12].

Bereits mit der Konzeptentscheidung einer Achse wird deren Gewicht maßgeblich beeinflusst. Es ist jedoch nicht allein das Gewicht, welches durch die-

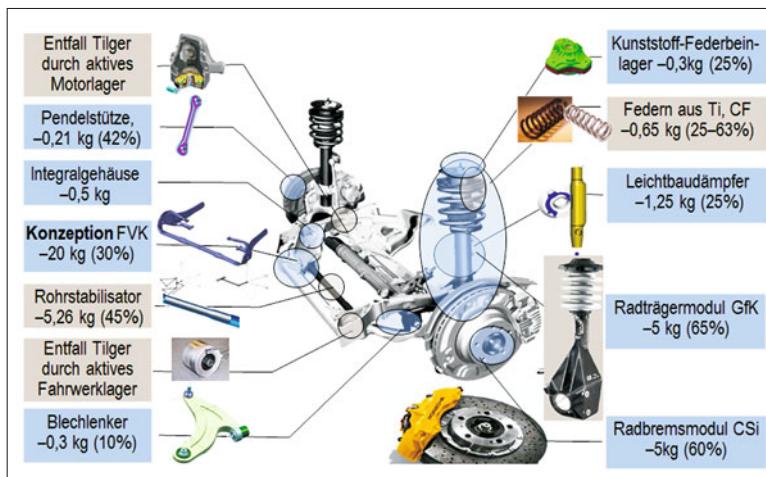


Bild 9-9: Leichtbaumaßnahmen an einer Vorderachse [12]

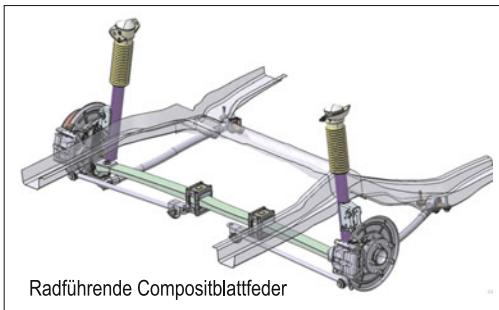


Bild 9-10: Gewichts- und kostenoptimierte Hinterachse [14]

se Entscheidung bestimmt wird. **Bild 9-10** zeigt eine innovative Hinterachse, die im Hinblick auf Gewicht (43 kg) und Kosten (Verbundlenkerkostenniveau) Vorteile aufweist [14].

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das Fahrwerk ein Gewichtsreduzierungsvermögen von 20 bis 40 kg bietet, was zu einer Verbrauchssenkung von 0,3 bis 0,6 l/100 km beiträgt.

9.2.2.4 Fahrwiderstand

Wenn ein Fahrzeug eine 4-Rad Luftfederung oder Niveauregelung hat, lässt sich durch Absenken des Aufbaus bei schnellen Fahrten der C_w -Wert und damit der Luftwiderstand um 0,002 verbessern. Eine derartige Reduzierung des Luftwiderstands ergibt bei einer Fahrt im gemischten Straßenverkehr auf Stadt-/Bundesstraßen/Autobahnen eine Verbrauchsreduzierung von 0,1 bis 0,2 l/100 km. Bei ausschließlicher Autobahnfahrt ist die Verbrauchsreduzierung deutlich höher. Diese Maßnahme ist damit eher bei Langstreckenfahrten von Bedeutung [12].

9.2.2.5 Energierückgewinnung an Stoßdämpfern

Wie die Bremse in Längsrichtung wandeln die Stoßdämpfer in Vertikalrichtung die kinetische Energie

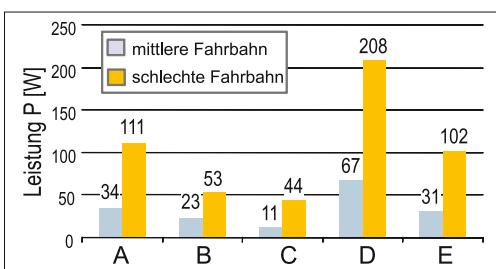


Bild 9-11: Energiedissipation auf verschiedenen Straßen A: Bundesautobahn 120 km/h, B: Bundesstraße außerorts 80 km/h, C: Bundesstraße innerorts 60 km/h, D: sonstige Straßen außerorts 60 km/h, E: sonstige Straßen innerorts 30 km/h

in Wärme. Demnach ist auch diese Energie rekuperierbar. Die Menge ist abhängig von der Fahrbahn, dem Fahrzeug und der Geschwindigkeit (**Bild 9-11**). Im Durchschnitt kann man von maximal 100 W pro Fahrzeug bei Fahrt auf Straßen mit normaler Oberflächenbeschaffenheit ausgehen [15]. Das entspricht einer Kraftstoffersparnis von bis zu 0,1 l/100 km. Um diese Energie zu rekuperieren, ist jedoch entweder ein elektromagnetischer Dämpfer oder ein Induktionsfeld um den Dämpfer mit entsprechender Leistungselektronik notwendig, wodurch das Gesamtsystem im Hinblick auf die geringe Energierückgewinnung unwirtschaftlich wird.

9.2.2.6 Zusammenfassung

Der Beitrag des Fahrwerks zur Kraftstoffverbrauchssenkung- und damit CO₂-Reduzierung lässt sich wie folgt zusammenfassen:

- ◆ Das Fahrwerk beeinflusst die CO₂-Emissionen weniger als der Antrieb, beeinflusst indirekt aber zusätzliche Verluste.
- ◆ Das Leichtbaupotenzial im Fahrwerk beträgt bis zu ca. 20–40 kg/Fahrzeug und kann zu einer Kraftstoffersparnis von bis zu 0,1 l/100 km beitragen.
 - Bei Antriebsstranganpassung verstärkt sich dieser Einspareffekt weiter.
 - Der Leichtbau ist besonders effektiv bei Konzeptauswahl und Integralbauweise.
 - Drohende CO₂-Strafen begünstigen die Akzeptanz erhöhter Bauteilkosten.
- ◆ Leichtlaufreifen bringen heute schon eine Kraftstoffersparnis von 0,2 l/100 km.
- ◆ „Power-On-Demand“-Technologien für Nebenaggregate ermöglichen eine Kraftstoffersparnis von 0,6 bis 0,9 l (inkl. EPS).
- ◆ Rekuperative Dämpfer stellen weiteres Potenzial von ca. 0,1 l/100 km in Aussicht.
- ◆ Eine aktive 4-Rad-Niveauregulation bietet ein Einsparpotenzial von bis zu 0,2 l/100 km und ein glatter Unterboden 0,1 l/100 km.
- ◆ Das Fahrwerk ist „Enabler“-Technologie für z. B.:
 - Rekuperation bei Hybrid- und Elektrofahrzeugen,
 - Antriebsstrangoptimierung (Downsizing, Übersetzungsänderung) durch Leichtbaufahrwerk,
 - Motor Start-Stopp-Automatik durch elektrische Energieversorgung der Nebenaggregate.

9.2.3 Beitrag des Hybirdantriebs zur CO₂-Senkung

Haupttreiber für die Entwicklung von Hybirdantrieben sind heute die Erfordernisse zur Senkung der CO₂-Emissionen, zur Verbrauchsminderung und zur Verbesserung von Fahrleistungen. Entscheidend für den Markterfolg wird dabei ein gutes Kosten-Nutzen-Verhältnis sein.

Tabelle 9-1: Varianten des Hybrid-Antriebs

	Mikro-hybrid	Mild-hybrid	Parallel	Vollhybrid seriell
Elektr. Leistung kW	3–5	5–20	30–120	60–400
Spannung Volt	14	>42	144–600	144–600
Batterieleistung kWh				
Verbrauchsenkung	3–5 %	ca. 15 %	15–30 %	15–30 %
Start-Stopp/Generator	+	+	+	+
Rekupieren	teilweise	+	+	+
Boosten		+	+	+
Rein elektr. Anfahren			+	+
Rein elektr. Fahren			+	+

Es ist grundsätzlich unter drei Hybridarten zu unterscheiden:

Die einfachste Bauart wird als „**Microhybrid**“ bezeichnet. Diese hat meist nur einen verstärkten Generator und Batterie mit den Funktionen Start-Stopp und in kleinem Umfang Energierückgewinnung (z. B. BMW Efficient dynamics).

Der „**Mildhybrid**“ hat zusätzliche Komponenten und einen stärkeren Elektromotor mit meist 42 Volt, mit dem man auch boosten kann (Unterstützung des Verbrennungsmotors beim Starten bzw. Überholen).

Ein „**Vollhybrid**“ besitzt einen deutlich größeren Elektromotor mit mehr als 144 Volt Spannung und kann elektrisch anfahren bzw. kurze Strecken rein elektrisch fahren. Inzwischen wurden zahlreiche Varianten des Vollhybrid vorgestellt, die sich u. a. durch serielle oder parallele Anordnung von Verbrennungsmotor und Elektromotor unterscheiden.

Beim *seriell* angeordneten Vollhybrid wird die elektrische Energie mit einem Stromgenerator erzeugt, den der Verbrennungsmotor antreibt.

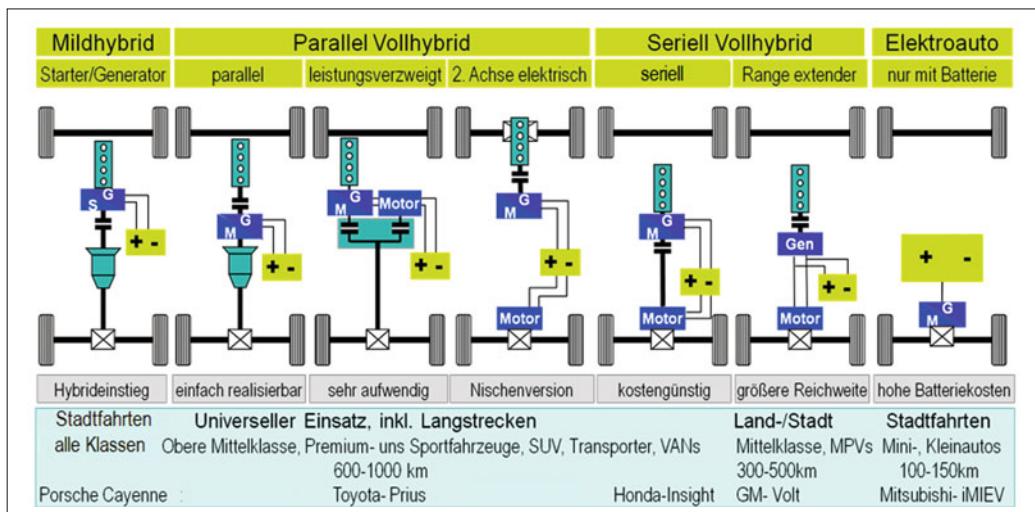
Beim *parallel* angeordneten Vollhybrid ist der Elektromotor zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe angeordnet. Eine zweite Trennkupplung ermöglicht das Abtrennen des Verbrennungsmotors [16]. Beim Beschleunigen arbeiten Verbrennungsmotor und Elektromotor gemeinsam. Beim Bremsen und im Schubbetrieb wird ein Teil der Bremsenergie zurückgewonnen. Darüber hinaus kann der Verbrennungsmotor im Schubbetrieb oder bei Stillstand abgeschaltet werden. Der *Hybrid mit Leistungsverzweigung* verfügt zusätzlich über einen unabhängigen, zweiten elektrischen Antriebsstrang.

Vor allem in Stadtverkehr mit häufigen Beschleunigungs- und Bremsvorgängen sowie langen Leerlaufphasen zeigt der Hybridantrieb ein hohes Einsparpotenzial. Die Kombination von Verbrennungs- und Elektromotor verbessert die Fahrdynamik. Der Verbrennungsmotor liefert im mittleren Drehzahlbereich ein hohes Drehmoment und ergänzt sich somit ideal mit dem Elektromotor, der im unteren Drehzahlbereich sein maximales Drehmoment entfaltet [16].

Tabelle 9-1 zeigt diese Varianten mit ihrer elektrischen Leistung, Motorspannung, Verbrauchsrreduzierung und Zusatzfunktionen.

Vollhybridsysteme bieten ein größeres Einsparpotenzial als Micro- oder Mildhybridsysteme. Gemessen an den geringeren Anschaffungskosten können sich aber auch die Einsparungen von Mikro- und Mildhybriden (Boost- und Start-Stopp-Funktionalität) für Fahrer oder Flottenhalter rechnen [17].

Im Markt befindliche Hybride arbeiten mit in den herkömmlichen Antriebsstrang integrierten Elektromotoren. Die Integration erfolgt über leistungsverzweigte Getriebe (Lexus RX400h, Toyota Prius und

**Bild 9-12:** Varianten der Hybrid- und Elektroantriebe

Auris, Ford Escape HEV) oder direkt in die nicht vom Verbrennungsmotor angetriebene Achse (Honda Civic IMA / Insight, GM Tahoe / Yukon).

Bild 9-12 gibt einen Gesamtüberblick auf alle Varianten des Hybridfahrzeugantriebs inklusive Elektroauto.

Im Funktionsumfang Fahrwerk kann die Nutzung des Elektromotors im Generatorbetrieb (*Rekuperation*) als „Dauerbremse“ die Auslegungsmöglichkeiten der reinen Betriebsbremsen durch ein verändertes Lastkollektiv positiv beeinflussen.

Das Sparpotenzial des Hybridantriebs liegt in den Stadtfahrten und auf den bergigen Landstraßen, wo bei unteren und mittleren Geschwindigkeiten häufig gebremst, angehalten und gestartet wird. Auf den Schnellstraßen dagegen wird der Verbrauch maßgeblich durch den nicht rekuperierbaren Luft- und Reifenrollwiderstand bestimmt.

Hybridfahrzeuge produzieren ihre elektrische Energie über den Verbrennungsmotor und die Energierückgewinnung beim Verzögern. Bei leistungsfähigen und kompakten Batterien ist es auch möglich, die elektrische Energie aus der Steckdose zu laden und größere Fahranteile nur mit Elektroantrieb zu bewältigen. Dieses Konzept wird „Plug-In-Hybrid“ genannt. Toyota Prius Plug-In und GM Volt bzw. Opel Ampera sind die Beispiele dazu.

Der Einsatz von Hybrid-Antriebskonzepten sollte nicht zu einer Verschlechterung der Fahreigenschaften gegenüber dem jetzigen Stand der Technik führen. Deshalb erfordern Fahrwerke für Hybrid-Fahrzeuge keine revolutionär neuen Lösungen, sondern nur Anpassungen der herkömmlichen Fahrwerke.

9.2.3.1 Mild- und Parallel-Hybridantriebe

Der Antriebsstrang eines Mild- bzw. Parallel-Hybrids ohne Leistungsverzweigung wird erreicht durch Integration eines leistungsfähigen Permanentmagnet-Starter/Generators zwischen Motor und Getriebe. Jeweils vor und hinter dem Starter-Generator angeordnete Kupplungen ermöglichen die Betriebszustände Normalfahrt, Boosten, Segeln, Bremsenergie rekuperieren und Batterie laden.

Dieses Konzept ist geeignet für schwere Fahrzeuge und mit relativ einfachen Mitteln und geringen Änderungen an Serienfahrzeugen realisierbar. Rein elektrisch können diese Fahrzeuge nur wenige Kilometer fahren. Trotzdem werden Verbrauchsenkungen bis zu 20 % erreicht. Die Beispiele sind Mercedes S400 Hybrid, Porsche Cayenne, VW Touareg, 7er BMW.

Aufwendiger und komplexer ist eine Leistungsverzweigung der Parallel-Hybride, weil diese zwei Elektromotoren, ein aufwendiges Getriebe zur Verzweigung der Leistung und größere Batterien brauchen. Dann sind auch längere Strecken rein elektrisch befahrbar, weil beide Antriebsarten sich voneinander voll entkoppeln lassen. Es ist auch nicht mehr möglich, diese Antriebsart in ein vorhandenes Serienmodell mit kleinen Änderungen zu applizieren. Beispiele für die leistungsverzweigte Vollhybride sind Toyota Prius, Auris HSD, Lexus 450h und BMW X6 [18].

9.2.3.2 Seriell-Hybridantriebe

Bei einem Seriell-Hybrid ergibt sich der geringst mögliche Änderungsumfang gegenüber einem konventionellen Fahrzeug. Der Elektroantrieb wird mit einem zentralen Elektromotor und einem integrierten Achs-

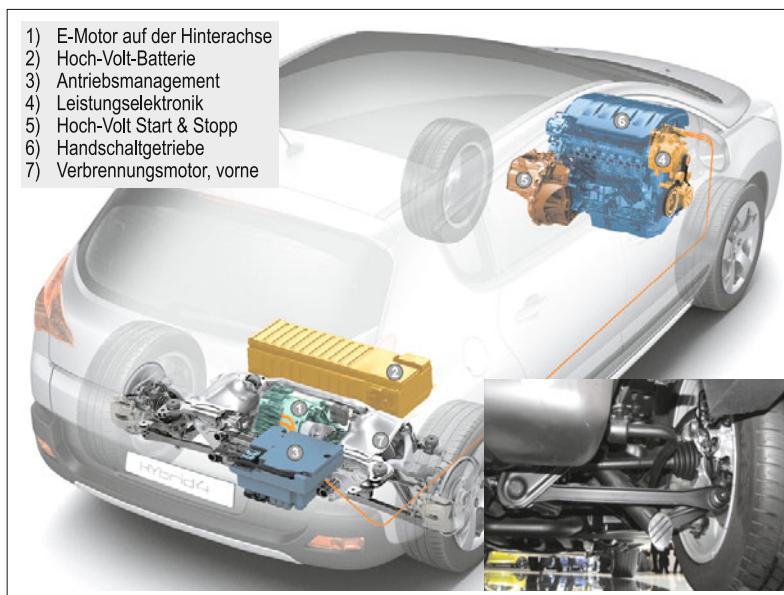


Bild 9-13:
Seriell-Hybrid Peugeot 3008 mit einem zentralen E-Motor auf der Mehrlenker-Hinterachse
[Quelle: Peugeot]



Bild 9-14:
Seriell-Hybrid des 1er BMW mit Brennstoffzelle als Stromerzeuger und zentralem E-Motor auf einer Mehrlenker-Hinterachse
[Quelle: BMW]

getriebe an die nicht angetriebene Achse eingebaut. Über die elektrische Antriebsachse kann das Fahrzeug alleine anfahren, kurze Strecken bewältigen, Bremsenergie dieser Achse rekuperieren und den Verbrennungsmotor unterstützen (boosten). Fahrzeuge mit serielltem Hybridantrieb benötigen eine deutlich vergrößerte Batteriekapazität (5–10 kWh).

Viele der bekannten und angekündigten Hybride arbeiten nach diesem Konzept: Honda Insight, GM Thaoe, Peugeot 3008 (**Bild 9-13**).

Das Konzept ist auch sehr gut geeignet für Elektrofahrzeuge mit „Range Extender“.

Bild 9-14 zeigt die geplante Hybrid-Version des BMW 1er mit Verbrennungsmotor vorne und einem von einer Brennstoffzelle gespeisten E-Motor auf der Hinterachse.

9.2.4 Bremsblending für Rekuperation

Der Hauptvorteil der Hybridfahrzeuge ist die CO₂-Emissionssenkung durch Rekuperation der Bremsenergie. Eine 100 % Rückgewinnung ist jedoch nicht möglich, weil bei starken Bremsungen extreme Ladeströme entstehen, die z. Z. technisch (Generatorleistung, Regelungseinschränkungen, Batteriekapazität) nicht in die Batterie zurückspeisbar sind. Erst bei einer moderaten Bremsung von 50 km/h mit 0,15 g lässt

sich das Bremsen voll durch Rekuperation vollziehen (bei einem Mittelklassefahrzeug mit einer 50 kW Generatorleistung). In der Praxis entstehen jedoch häufig mittlere und bei Notbremsung höhere Bremsleistungen. Bei einer Bremsung von 100 km/h mit 0,35 g kann nur die Hälfte der Energie durch Rekuperation abgefangen werden (**Bild 9-15**) [19]. Der Rest ist weiterhin konventionell abzubauen. Diese Art der Bremsung wird „Bremsblending“ genannt. Dafür braucht man ein aktives Bremssystem.

Zur Erfüllung der Bremsblending-Funktion muss das Reibbremssystem eine Entkopplung zwischen Bremspedalbetätigung und Regelung des Reibbremsemoments für die Radbremsen, d. h. eine Brake-by-Wire-Funktion gewährleisten.

Ein Beispiel für ein derartiges Bremssystem ist das „Slip-Control-Boost“ (SCB) von TRW, das sich seit 2007 im Serieneinsatz bewährt. SCB ersetzt den herkömmlichen Bremskraftverstärker, den Hauptbremszylinder und die Vakuumpumpe durch eine Elektrohydraulische Regeleinheit HECU und einen Bremspedalsimulator, in dem der Mehrkammer-Hauptbremszylinder integriert ist. Die Energiequelle des Systems besteht aus einem Hochdruckspeicher mit integrierter Motor-Pumpen-Einheit zum Laden des Speichers [19].

Bild 9-16 zeigt den hydraulischen Systemaufbau und **Bild 9-17** die Hardwaremodule des SCB.

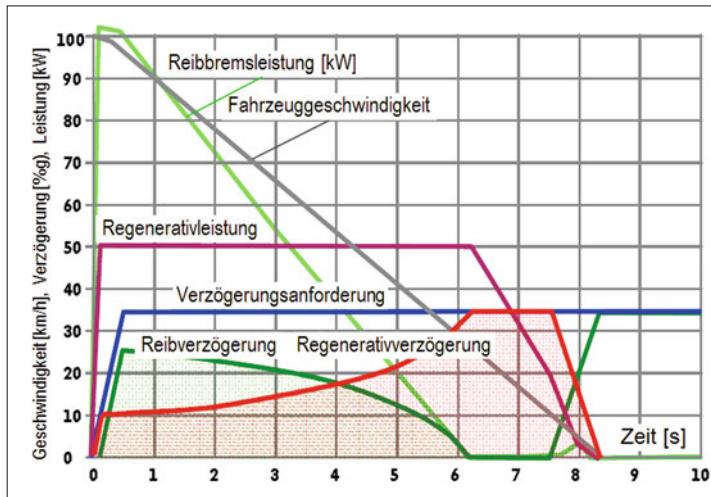


Bild 9-15:

Simulierter Stopp aus 100 km/h bei 0,35 g mit Bremsblendung aus Regenerativ- und Reibbremsmoment (Mittelklassefahrzeug, max. Regenerativleistung 50 kW [19])

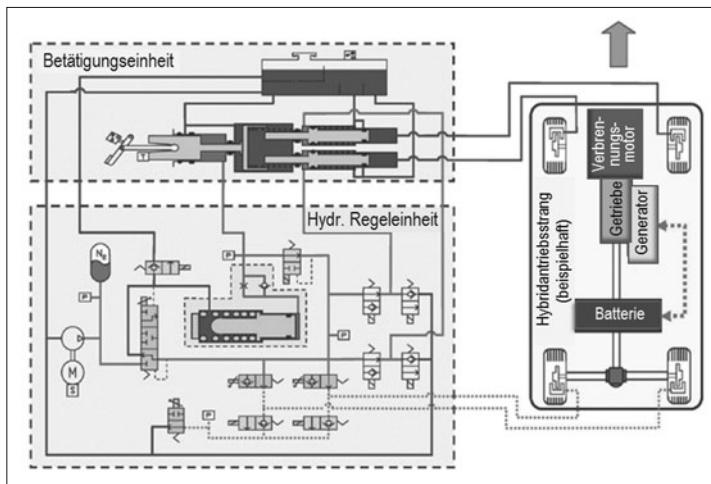


Bild 9-16:

Slip-Control-Boost-System (TRW SCB), hydraulischer Aufbau [19]



Bild 9-17:

Slip-Control-Boost-System (TRW SCB), Hardware-Module [19]

Die Blendfunktion von Reib- und Regenerativ-Bremsmoment wird aus einem Bremsmoment-Blend-Algorithmus abgeleitet, wobei das Regenerativmoment der Antriebsachse aus der Generatorabgabeleistung bestimmt wird. Die Summe aus Regenerativ- und Reibmoment entspricht dem Fahrerbremswunsch.

Die Reibbremse muss stets sicherstellen, dass das Betriebsbremssystem auch beim Ausfall der regenerativen Bremsung mit vorgeschriebenem Wirkungsgrad arbeitet [11].

9.3 Elektrofahrzeuge

Urbanisierung, Umweltschonung, wachsender Mobilitätsbedarf, verschärfte Gesetze sind die Megatrends, die die Popularität von Elektroautos begründen (**Bild 9-18**). Ein Auto mit Elektroantrieb ist eine der möglichen Antworten auf diese Trends. Das absehbare Ende der Förderung fossiler Kraftstoffe und steigende Kraftstoffpreise bei steigender Nachfrage erhöhen die Chancen der Elektrofahrzeuge.

Der Antriebsstrang des Elektrofahrzeug bestehst aus Elektromotor, Batterie, Leistungselektronik und Steuerung. Der kritische Bestandteil ist jedoch die Batterie, weil auch die bisher leistungsfähigsten Lithium-Ionen-Batterien noch zu teuer sind (ca. 400–800 €/kWh in 2010), eine relativ geringe Leistungsdichte (ca. 0,1–0,17 kWh/kg in 2010) aufweisen und lange Aufladezeiten benötigen. Getrieben durch das wachsende Interesse an Elektrofahrzeugen macht die Batterietechnology jedoch in Leistung, Haltbarkeit und Preis große Fortschritte (**Bild 9-19**).

9.3.1 Antriebskonzepte für das Elektrofahrzeug

Werden die Räder direkt durch einen Elektromotor angetrieben, werden grundsätzlich kein Getriebe, keine

Kupplung und keine Übertragungselemente benötigt. Wenn jedoch, um Motogröße, -gewicht und -wirkungsgrad zu verbessern, schnell laufende E-Motoren (> 6000 UPM) eingesetzt werden, muss als Untersteller ein 1- oder 2-Gang-Getriebe hinzugeschaltet werden. In [20] wurde ein Vergleich gezeigt, bei dem ein 2-Gang-High-Speed-Antrieb eine Gewichtersparnis von 53 kg bzw. 37 % gegenüber einem High-Torque-Antrieb ohne nennenswerte Mehrkosten bringt.

Da Batterie und Elektronik die kostenintensivsten Module eines E-Antriebs sind, können mit vertretbaren Mehrkosten statt einem zwei kleinere Motoren an einer Achse verwendet werden. Dadurch entfällt das Achsgetriebe und man kann so bei Antrieb beider Achsen die Vorteile eines Allradantriebs nutzen.

Als Antriebsachse bei Elektrofahrzeugen ist sowohl die Hinter- als auch Vorderachse geeignet.

Ein Elektromotor und eine Antriebsachse

Wenn das Elektrofahrzeug eine Variante eines Modells mit Verbrennungsmotor ist, wird der Verbrennungsmotor durch einen Elektromotor ersetzt, damit möglichst geringe Änderungskosten entstehen. Die restlichen Module bleiben bestehen, wenn die Batterie den Raum des Kraftstofftanks einnimmt (obwohl dieser Raum für den Batterieblock noch zu klein ist). Dies ist sicherlich die kostengünstigste Lösung, solange die

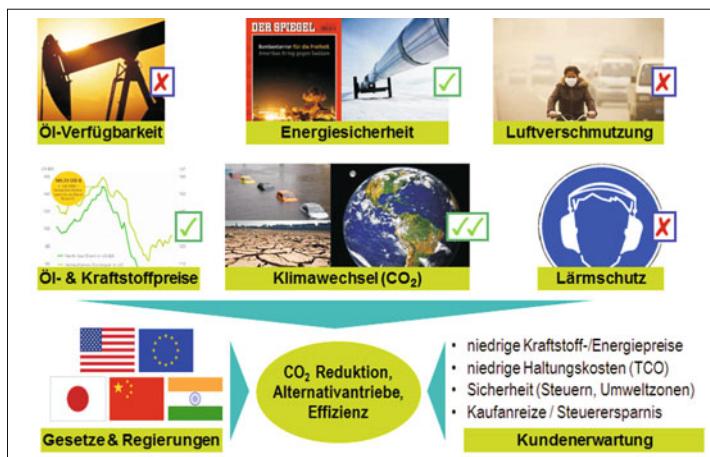


Bild 9-18:
Gründe für Elektrofahrzeuge,
✓ primäre Gründe,
✗ sekundäre Gründe [21]

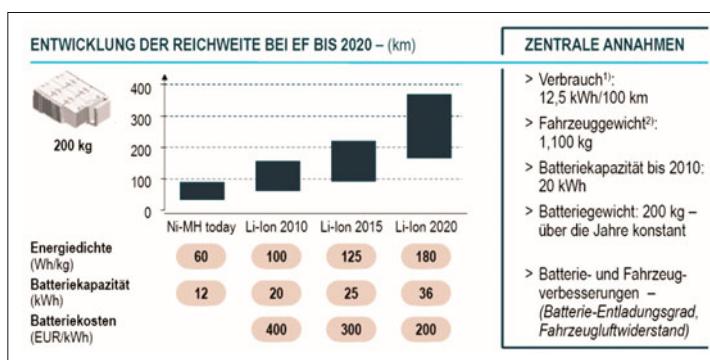


Bild 9-19:
Prognose der Energiedichte, Batteriekapazität und Batteriekosten [9]

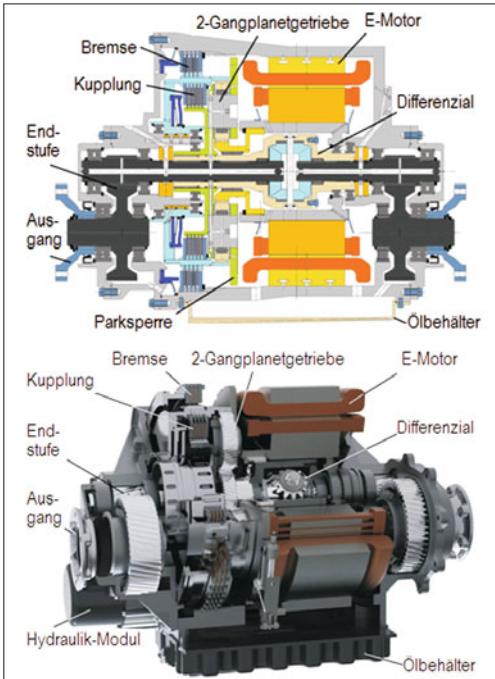


Bild 9-20: Hinterachsmodul für Elektroantrieb mit 2-Ganggetriebe und Differenzial IAV [22]

erwarteten Verkaufszahlen der Elektro-Version noch überschaubar bleiben. Eine derartige Variante erfordert keine Eingriffe an dem vorhandenen Fahrwerk. Es gibt bereits Aggregate, die Elektromotor, Achsgetriebe und Differenzial in einem gemeinsamen Gehäuse darstellen (**Bild 9-20**) [22], und sowohl an der Front-, als auch an der Hinterachse eingebaut werden können.

Ein Elektromotor, ein Verbrennungsmotor und eine Antriebsachse

Dieses aus der ersten Variante abgeleitete Konzept ist für Elektrofahrzeuge mit Range-Extender geeignet. An einer Achse ist weiterhin der Verbrennungsmotor als Range-Extender angeordnet und der Elektromotor ist in die zweite Achse integriert. Für dieses Konzept sind jedoch Änderungen an den vorhandenen Fahrzeugen notwendig (**Bild 9-21**) [23].

Ein Elektromotor, ein Verbrennungsmotor und zwei Antriebsachsen

Diese Variante ist identisch mit einer Parallel-Hybrid-Anordnung. Eine Achse wird mit einem Verbrennungsmotor (Hauptantrieb) und die zweite mit einem Elektromotor (**Bild 9-22**) angetrieben. Der Verbrennungsmotor ist gleichzeitig für das Laden der Batterie zuständig (z. B. während Stillstand oder Schubbetrieb). Eine mechanische Verbindung (Kardanwelle) ist nicht notwendig.

Konstruktiv lässt sich diese Variante ohne große Änderungen am Fahrwerk aus einem vorhandenen Serienfahrzeug aufbauen.

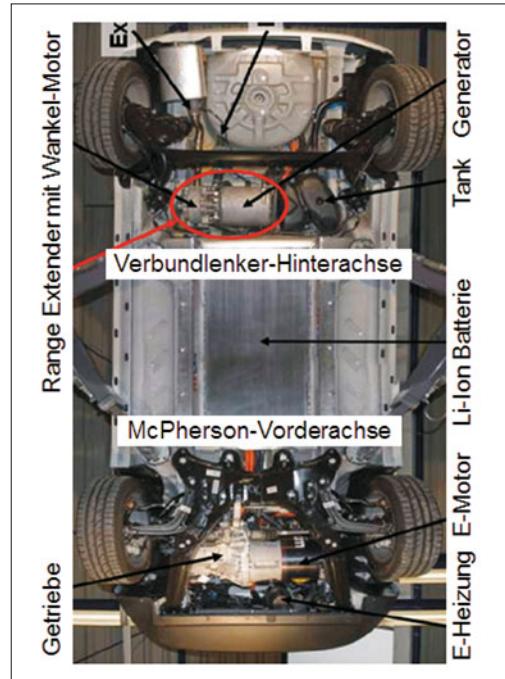


Bild 9-21: Vorderachse mit Elektroantrieb, hinten Range Extender mit Wankelmotor FEV auf Fiat 500 [23]

Ein Elektromotor, zwei Antriebsachsen

Auch aus einem Allradantrieb kann, ohne große Änderungen, ein Allrad-Elefktrofahrzeug abgeleitet werden, indem der Verbrennungsmotor durch einen Elektromotor ersetzt wird. Das Fahrwerk und ein Großteil der Karosserie bleiben unverändert. Dieses Konzept ist jedoch relativ ungünstig, weil das Mehrgewicht und die Reibung eines Allradantriebsstrangs einen starken Elektromotor und eine sehr große Batterie erfordern würden. Für Allradfahrzeuge ist ein Mild-Hybrid eher geeignet.

Zwei Elektromotoren und zwei Antriebsachsen

Für die Darstellung eines Allrad-Elefktrofahrzeugs ist es günstiger, jeweils einen Elektromotor pro Achse einzusetzen, weil dadurch die Notwendigkeit zur Verbindung beider Achsen (Kardanwelle) entfällt und beide Achsen ohne ein Längsdifferential unabhängig voneinander angetrieben werden können.

Zwei Elektromotoren und eine Antriebsachse

Wenn jedes Rad einer Achse mit einem eigenem Elektromotor angetrieben wird, können Achsgetriebe und Differenzial entfallen und es ergeben sich alle Vorteile des Torque-Vectoring mit zusätzlicher Nutzung des Raums zwischen den Rädern. Der Elektromotor kann radnah mit Wellenverbindung zur Radnabe oder in der Felge als Radnabenmotor eingebaut sein. Diese Varianten werden in Abschnitt 9.3.2 ausführlich diskutiert, weil sie großen Einfluss auf das Fahrwerk ausüben.

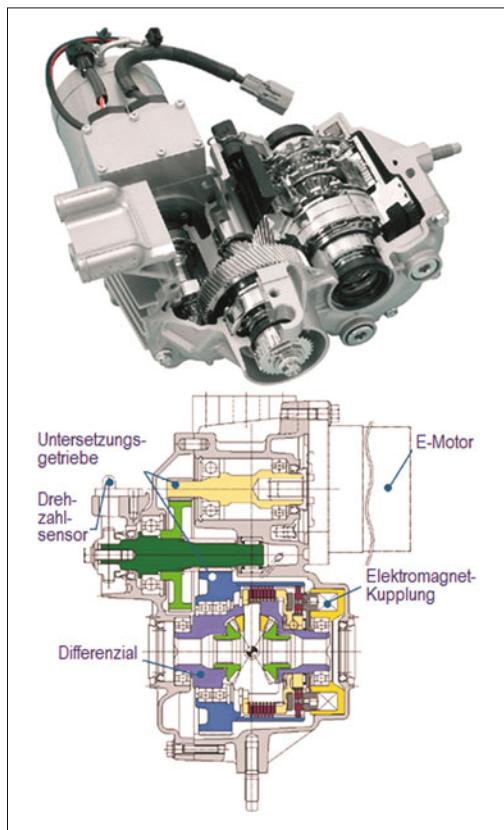


Bild 9-22: Hinterachsmodul für E-Antrieb mit aktiver Kupplung, 2-Ganggetriebe und Differential GKN [24]

Vier Elektromotoren und zwei Antriebsachsen

Die letzte mögliche Variante besteht aus vier radindividuellen Elektromotoren, die radnahe oder in der Felge angeordnet werden. Damit hat man antriebsseitig alle Freiheiten, die Fahrdynamik zu beeinflussen. Ein derartiges Konzept lässt sich jedoch nicht mehr aus herkömmlichen Fahrzeugkonzepten ableiten.

9.3.2 Fahrwerkkonzepte für Elektro-Autos

Elektrofahrzeuge sind als Stadt- oder Zweitwagen für kürzere Strecken bereits mit der heute verfügbaren Technik geeignet. Stadtfahrzeuge benötigen keinen großen Innenraum, keine hohen Geschwindigkeiten, keine Schlechtweg- oder Geländetauglichkeit und keine großen Radhübe.

Diese Merkmale lassen deutlich einfachere und kostengünstigere Fahrwerke zu, bei denen nicht die Fahrdynamik, sondern Raumökonomie, Wendigkeit, Gewicht und Kosten im Vordergrund stehen. Für viele dieser Fahrzeuge wird eine McPherson-Vorderachse und eine Verbundlenker-Hinterachse als Grundkonzept völlig ausreichen (s. Bild 9-21).

Die einfachste Variante für den Elektroantrieb ist ein zentraler Elektromotor mit integriertem Achsgetriebe an der Vorder- oder Hinterachse. Man kann aber diese Anordnung durch zwei Elektromotoren ersetzen, um das Achsgetriebe zu sparen und Torque-Vectoring-Funktionen zu nutzen. Schließlich kann zur Darstellung von allradgetriebenen Fahrzeugen an oder in jedem Rad ein Elektromotor angeordnet werden. **Bild 9-23** stellt diese vier Anordnungsvarianten schematisch dar.

9.3.2.1 Fahrwerkkonzepte mit zentralem Elektromotor

Die Mehrheit der bekannten Elektrofahrzeuge haben einen zentralen Elektromotor an der Hinterachse mit integriertem Hinterachsgetriebe. Die Achskonzepte für einige der bisher vorgestellten Kleinwagen sind eine starre Hinterachse bei Peugeot iON (**Bild 9-24**), De-Dion-Achse bei Smart For Two (**Bild 9-25**), Verbundlenker-Hinterachse bei Dacia (**Bild 9-26**) und die Zentralrallenker Hinterachse bei BMW Mini (**Bild 9-27**).

Diese sind aus den Serienmodellen mit Verbrennungsmotoren übernommene Hinterachsen.

9.3.2.2 Fahrwerkkonzepte für zwei Elektromotoren

Ein zentraler Elektromotor als Achsantrieb braucht immer ein Achsgetriebe, um die Motordrehzahl zu

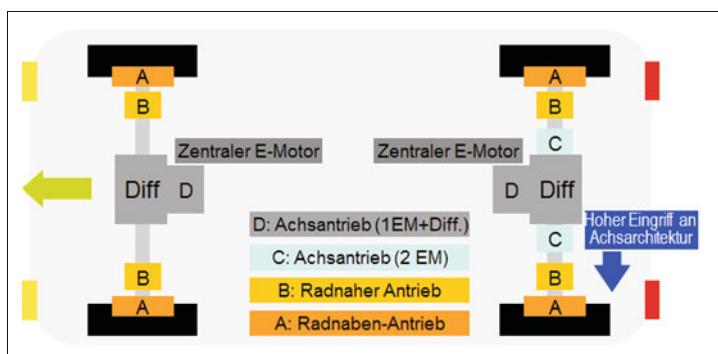


Bild 9-23:
Anordnungsvarianten der
Elektrofahrzeuge

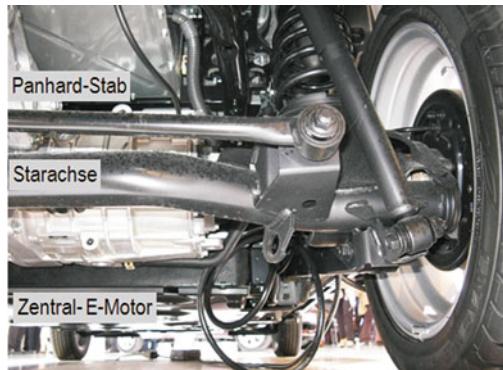


Bild 9-24: Zentraler Elektromotor auf einer Starrachse mit Panhard-Stab (Peugeot iON / Citroen C-Zero)



Bild 9-25: Zentraler Elektromotor auf einer De-Dion Starrachse (Smart DE)



Bild 9-26: Zentraler Elektromotor auf einer Verbundlenkerachse (Dacia Hamster)



Bild 9-27: Zentraler Elektromotor auf einer Zentrallenkerachse (BMW Mini)



Bild 9-28: Doppelte Elektromotoren mit Getriebe an einer Mehrlenker-Hinterachse (Bosch) [25]

reduzieren, das Drehmoment an die beiden Räder zu verteilen und die Drehzahldifferenzen in den Kurven zuzulassen. Diese Aufgaben kann man aber auch durch zwei eigenständige Elektromotoren erfüllen, von denen jeder ein Rad antreibt. Je nach Elektromotor müssen sie gegebenenfalls auch ein einfaches Unterstellungsgetriebe haben.

Obwohl diese zwei Motoren Lösung mehr kostet, bietet sie die Möglichkeit, jedes Rad völlig unabhängig voneinander anzutreiben. Dadurch lassen sich alle Vorteile der Einzelrad-Rekuperation (Radbremse), Torque-Vectoring-Funktionalität, aber auch einer Hinterradlenkung (bessere Manövrierbarkeit) darstellen.

Bild 9-28 zeigt eine Mehrlenkerhinterachse, die von der Fa. Bosch zum Validieren dieser Funktionalitäten entwickelt wurde [25].

9.3.2.3 Fahrwerkkonzepte für radnahen Antrieb

Interessante und innovative Radaufhängungen sind zu erwarten, wenn der Elektromotor radnah oder in der Radfelge angeordnet wird. Nur bei diesen beiden Anordnungen sind vollständig neue, bisher unbekannte Fahrwerkkonzepte vorstellbar.

Die Darstellung eines radnahen Antriebs benötigt für jedes Rad einen Elektromotor. Dies ist bei Starr- und Halbstarrachsen oder Einlenker-Radaufhängungen (Längslenker, Schräglenger, s. Bild 4-36) sehr einfach zu realisieren, weil der Elektromotor direkt am Radträger befestigt werden kann. Das hat zwar den Nachteil der erhöhten ungefederten Massen, jedoch lässt sich dieser Nachteil bei niedrigen Geschwindigkeiten noch in Kauf nehmen.

Der Elektromotor muss allerdings zentralisch zur Radmitte an der Fahrzeuginnenseite angeflanscht sein, welches enge Bauraumverhältnisse mit sich bringt (**Bild 9-29**).

Aus diesen Gründen ist dieses Konzept nur für kleinere Elektromotoren mit geringer Leistung geeignet.

Wenn der Elektromotor zu groß und schwer wird, muss er am Aufbau bzw. Achsträger befestigt werden. Bedingt durch den kurzen Abstand von Motorwelle zur Radnabe ist der Einbau einer Seitenwelle nicht möglich, weil die notwendigen Beugewinkel zu groß wären.

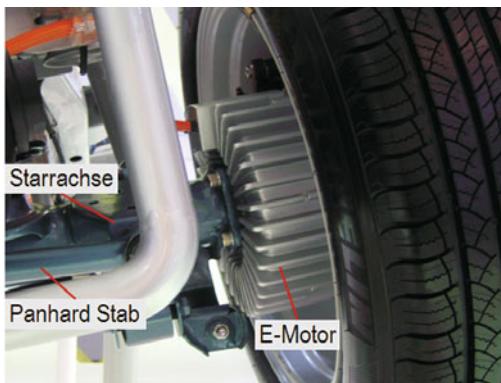


Bild 9-29: Direkt am Radträger angeflanschter Elektromotor

Hier gibt es zwei Möglichkeiten das Problem zu lösen:

- ♦ Durch einen Hohlwellenmotor, durch den die Seitenwelle durchgeht und an die Motorinnenseite angeflanscht wird, um die Wellenlänge zu erhöhen bzw. den Beugewinkel zu verkleinern (**Bild 9-30**),
- ♦ oder durch ein, in der Felge angeordnetes Sonder-Planetengehäuse, mit dem jeder beliebige Vertikalsversatz zwischen Radmitte und Elektromotorantriebswelle ausgeglichen wird. Das Planetengehäuse ermöglicht außerdem die meist notwendige Drehzahlabsenkung des Elektromotors bis zu 6:1 (**Bild 9-31**) [26].

Bei beiden Lösungen bietet sich es an, das Motorgehäuse so zu gestalten, dass die Radaufhängungslenker direkt an diesem gelagert werden, um ein integriertes und kompaktes Antriebmodul mit Radaufhängung zu bilden. Durch eine Verbindung mit großvolumigen Gummilagern am Aufbau erfüllt das Motorgehäuse gleichzeitig die Funktion eines Achsträgers.

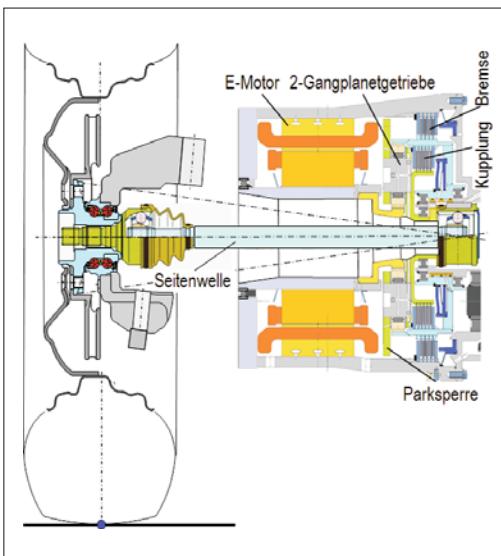


Bild 9-30: Seitenwelle durch Hohlwelle des Elektromotors

9.3.2.4 Fahrwerkkonzepte für Radnaben-Antriebe

Die Ausrüstung von Fahrzeugen mit Radnabenmotoren würde je nach Ausführung zu einer Erhöhung der ungefederten Massen und damit zu einer Verschlechterung des Fahrkomforts führen. Dem kann durch eine intelligente (z. B. semi-aktive) Dämpfung und Federung entgegen gewirkt werden. Zugleich muss das Gewicht des gesamten Rades so gering wie möglich gehalten werden.

Grundsätzlich bieten Radnabenantriebe viele Vorteile (**Tabelle 9-2**). So ist eine relativ einfache Realisierung von Allrad-Funktionen möglich, mit den damit verbundenen Vorteilen hinsichtlich Handling und Traktion. Zur Verbesserung der Handlichkeit und der Manövrierbarkeit trägt die Möglichkeit dazu bei, die Antriebsmomente frei auf die einzelnen Rädern zu verteilen (Torque Vectoring) und die möglichen Rad-einschlagswinkel durch den Wegfall der Antriebswelle.

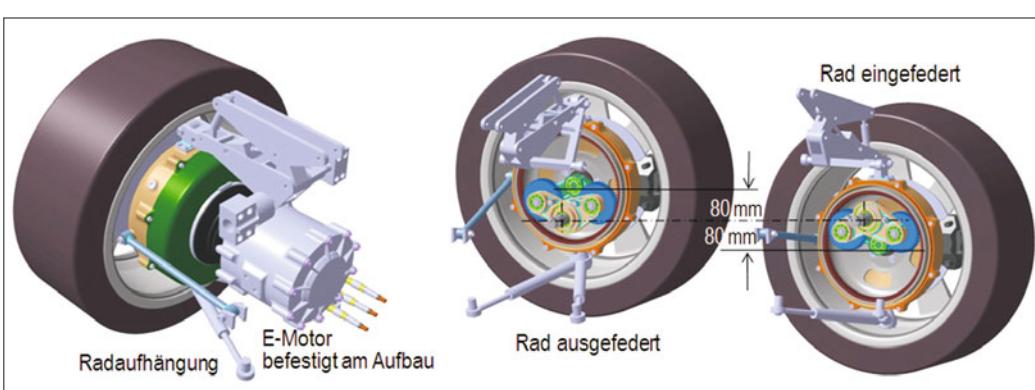


Bild 9-31: Radnaher Elektromotor mit Sonder-Planetengehäuse in der Felge [26]

Tabelle 9-2: Vor- und Nachteile der Radnabenantriebe

Vorteile	Nachteile
Höherer Designfreiheitsgrad	Höheres Gewicht
Individuelle Radsteuerung	Temperatur, Motorkühlung
Hohe Energieeffizienz	Größere Witterungseinflüsse
Entfall V-Motor, Getriebe, Welle	Lebensdauer
Integration weiterer Systeme	Fail-Safe
Viel Freiraum zwischen den Rädern	Hohe Kosten
Große Manövrierbarkeit	Aufwändige teure Regelung

**Bild 9-32:** Große Lenkwinkel des Toyota Fine-X

len zu erweitern, wie es bei der Toyota-Studie Fine-X realisiert ist (**Bild 9-32**).

Ein weiteres Argument für den Einsatz von Radnabenantrieben ist der Wegfall von Achsgetrieben und Antriebswellen. Dies bedeutet in erster Linie einen erheblichen Bauraumvorteil, verbunden mit der Entzerrung und Flexibilisierung des Package, aber auch eine Senkung der Verlustleistung im Antriebsstrang.

Es gibt zwei mögliche Varianten für Radnabenmotoren: mit Innen- oder mit Außenrotor (**Bild 9-33**).

Beim Innenläufer dreht sich die Motorwelle, die dann an der Radnabe befestigt wird (**Bild 9-34**).

Beim Außenläufer dreht sich das Motorgehäuse, das an der Felge befestigt werden muss. Vom Einbau her bietet der Außenläufer mehr freien Innenraum an und erzeugt höhere Drehmomente, obwohl er den Einsatz von Sonderfugen benötigt (**Bild 9-35**).

Der Einsatz von Radnabenmotoren wäre in Fahrzeugen sinnvoll, deren Einsatzspektrum von dem herkömmlicher Fahrzeuge abweicht. Denkbar wären kleinere Fahrzeuge, die im Bereich geringer Längs- und Querdynamik eingesetzt werden, was den Nachteil der höheren ungefederten Massen relativiert. Zugleich ist davon auszugehen, dass das Transport- und Innenraumvolumen bei diesen Fahrzeugen eine übergeordnete Rolle spielt, da hier der Radnabenmotor seinen Bauraumvorteil ausspielen kann. Die Fahrdynamik wäre zu Gunsten eines erhöhten Transportvolumens und der Flexibilität im Innenraum eingeschränkt. Extreme Handlichkeit und Emissionsfreiheit prädestinieren ein solches Fahrzeug für den Einsatz besonders in Ballungsräumen [27].

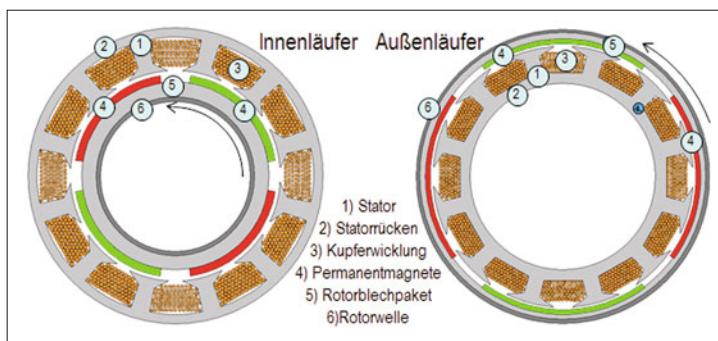
**Bild 9-33:**
Innen- und Außenläufer eines
Permanentmagnet-Synchron-
motors**Bild 9-34:**
Innenläufer von Elektromotoren
(Protean Drive [11] und
Mitsubishi Colt MIEV [29])



Bild 9-35:
Außenläufer von Elektromotoren (E-Wheel Drive und Lancer EVO-MIEV) [29]

9.3.2.5 Gegenüberstellung radnahe Antriebe und Radnaben-Antriebe

Die **Tabelle 9-3** zeigt eine Gegenüberstellung der Vorteile und Nachteile von radnahen Antrieben und Radnabenantrieben.

Tabelle 9-3: Vergleich von radnahen Antrieben und Radnabenantrieben

	Radnabe	Radnahe
■ zentral freiwerdender Bauraum	++	++
■ Bauraum Achszentrum	++	+
■ Package in der Achse	-	-
■ hohe Temperaturen	-	0
■ Möglichkeit Torque Vectoring	+	+
■ Rekuperationspotenzial	++	++
■ erhöhte ungefederte Massen	-	0
■ komplexe Radführung	-	-
■ permanente Differentialfunktion	-	-
■ Verkabelung	-	0
■ LE motornah anbringen	-	0
■ Einfluss auf ABS/ASR/ESP	-	-
■ Getriebeintegration	-	+
■ Manövriertfähigkeit	++	0



Bild 9-36: Radnabenmotor von Bridgestone

9.3.3 Elektro-Radnabenfahrwerk „eCorner“

Als nächster Evolutionsschritt nach der Entwicklung von Radnabenmotoren ist die Elektrifizierung aller Fahrwerksfunktionen und deren Integration in ein Radmodul vorstellbar. Damit hätte jedes Rad seine eigenen Brems-, Antrieb-, Federungs-, Dämpfung- und Lenkfunktionen. In den letzten Jahren sind einige Vorschläge und Prototypen in dieser Richtung bekannt geworden. In den Radnabenantrieb der Fa. Bridgestone sind die Dämpfung und Radführungsfunctionen integriert (**Bild 9-36**).

Michelin hat in ihrem „Active Wheel“ alle Fahrwerk-funktionen bis auf die Lenkung integriert. Sogar eine aktive Federung ist vorgesehen (**Bild 9-37**). Von diesen beiden Beispielen gibt es mehrere Prototypen, die auch an Fahrzeugen getestet wurden.

Eine noch weiter führende Integrationsstufe wurde von VDO [30] vorgestellt (**Bild 9-38**). Hier ist auch die Lenkung im Radmodul angeordnet. Zu diesem Konzept ist jedoch kein lauffähiger Prototyp bekannt. Für den Serieneinsatz solcher Konzepte ist noch eine lange Entwicklungs- und Validierungsarbeit erforderlich. Mit einer Markteinführung ist nicht vor 2020 zu rechnen.



Bild 9-37: Michelin „Active Wheel“

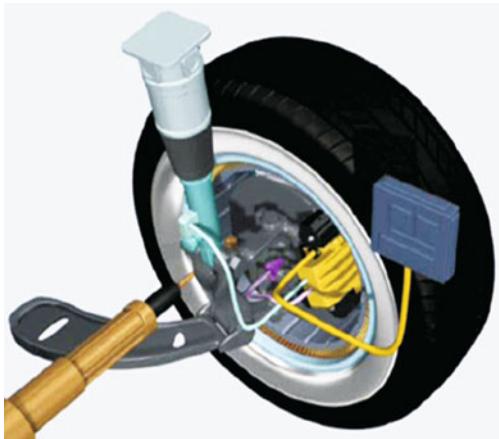


Bild 9-38: Antriebskonzept „eCorner“ von Siemens-VDO [30]

9.4 X-by-wire-Systeme der Zukunft

Die Vision künftiger Fahrwerkkonzepte könnte wie in **Bild 9-39** dargestellt aussehen: Jedes einzelne Rad hätte seine individuellen Funktionsmodule, die Längs-, Vertikal- und Querdynamik bestimmen. D.h., jedes Rad besitzt einen eigenen Antrieb, Bremse, Lenkung, Federung, Dämpfung und Führung. Damit hätte man die maximale Flexibilität und die Steuerungsmöglichkeiten jedes Rades erreicht, unabhängig von den anderen Rädern.

Dies setzt jedoch voraus, dass alle Systeme aktiv funktionieren, miteinander vernetzt sowie ineinander integriert und als X-by-wire steuerbar sind. Das Unterbringen aller Funktionen in einer Einheit erfordert ein hohes Maß an Modulintegration, das sich nur durch Einbeziehung einer intelligenten Mechatronik realisieren lässt (s. auch Abschnitt 4.7.4).

Ein sehr wichtiger Vorteil dieser Vision ist die völlige räumliche Abkopplung des Fahrwerks vom Rest des

Fahrzeuges und damit die größtmögliche Designflexibilität beim Festlegen der Fahrzeugkonzepte. Einige Teile der Vision sind ja jetzt schon Realität: Allradantrieb, Radbremse, Einzelrauflaufhängung, Allrad-Lenkung, aktive Fahrwerksysteme, X-by-wire, Global Chassis System. Dies beweist die Richtigkeit und Machbarkeit der Vision.

Mit dem Einsatz von Elektrofahrzeugen liegt es nahe, dass jedes Rad einen eigenen Antrieb als E-Motor hat. Die ersten Projekte in dieser Richtung sind bereits bekannt; Radantrieb von Michelin (IAA 2003) und Bridgestone (s. Bild 9-36, Bild 9-37) mit Radnabenmotoren. Die Integration des E-Motors könnte die Bremsen, zumindest an der Hinterachse, durch Energierückgewinnung ersetzen. Die Federung und Dämpfung lassen sich in einer 18- oder 19-Zoll-Felge unterbringen, solange der Gesamtradhub 150 mm nicht überschreitet.

Brake-by-wire als Haltebremse anstelle der handbetätigten Feststellbremse ist heute in vielen Fahrzeugen der Serienstand. Eine Umstellung der gesamten Bremsanlage auf die Brake-by-wire-Technologie würde hohe Kosten für die Bereitstellung der Energieversorgung und die Absicherung der Funktion durch Redundanzen verursachen, ohne dass sich wesentliche Verbesserungen in der Funktion ergeben. Das Elektrofahrzeug weist allerdings hier den Vorteil auf, dass die elektrische Leistung am Bord deutlich höher ist und das Bordnetz sehr sicher ausgelegt wird. Damit öffnen sich Möglichkeiten für neue Technologien auf Basis von Elektroaktoren. Eine voll elektromechanische, trockene Bremse wird sich sicherlich erst nach der Einführung der Hybridsysteme und insbesondere bei Elektrofahrzeugen durchsetzen [32].

Ähnlich verhält es sich auch beim Steer-by-wire, dessen Notwendigkeit nach Einführung der aktiven Elektrolenkung in Frage gestellt ist, weil diese ohne aufwändige, teure Sicherheitsmaßnahmen alle Vorteile des Steer-by-wire aufweist. Nur wenn die heutige räumliche Nähe des Fahrers zum Lenkgetriebe aufgegeben, das Lenkrad durch ein anderes Steuerelement ersetzt wird oder deutlich kleinere Lenkradwinkel heute noch nicht erkennbare Vorteile bieten, wird Steer-by-wire eine Chance zum Serieneinsatz haben [33] (**Bild 9-40**).

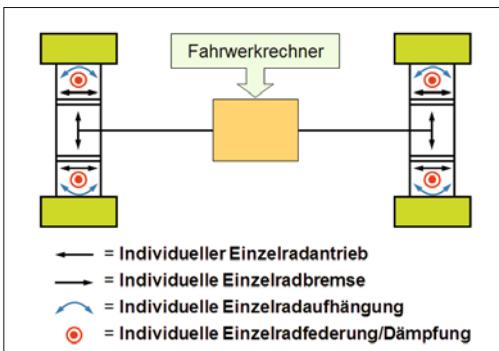


Bild 9-39: Vision vom Fahrwerk der Zukunft mit radindividuellen Systemen [31]

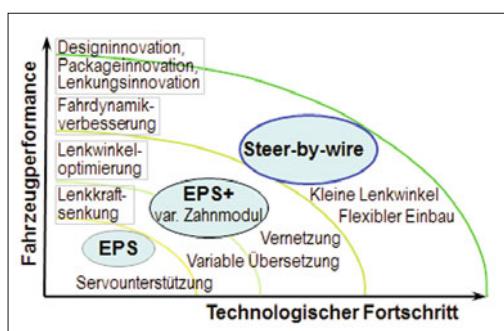


Bild 9-40: Positionierung des Steer-by-wire-Systems [33]

Gas-by-wire, Clutch-by-wire, Shift-by-wire bilden heute den Stand der Technik und Leveling-by-wire ist relativ einfach realisierbar.

Weitere Voraussetzungen für die umfassende Einführung der X-by-wire-Technologie sind kompakte elektrische Dreh- und Linearaktuatoren, 42-Volt-Bordspannung, aktive Regelungsprogramme und -geräte. Diese Voraussetzungen werden sicher in den nächsten 10–20 Jahren erfüllt sein. Die wichtigste Hürde ist aber die 100 % Sicherheit solcher Systeme, die durch zahlreiche Redundanzen und damit erhöhten Kosten zu gewährleisten ist.

X-by-wire ist selbst die Voraussetzung für das autonome Fahren, welches erst nach der völligen Drive-by-wire-Steuerung des Fahrzeugs realisiert werden kann. Daher werden die Anstrengungen zum autonomen Fahren die Entwicklungen an den X-by-wire-Technologien vorantreiben.

9.5 Fahrerassistenz-Systeme der Zukunft

Fahrerassistenz-Systeme *FAS* unterstützen den Fahrer bereits heute in vielen für ihn unangenehmen oder unkomfortablen Szenarien. Mit steigender Leistungsfähigkeit von Sensorik und Aktorik werden neuartige Informations-, Warn- und Assistenzsysteme zur Serienreife entwickelt. Nach [34] ist aber davon auszugehen, dass deren Einsatzszenarien auf Verkehrssituationen mit geringer Fahrgeschwindigkeit oder kleiner Komplexität beschränkt bleiben. Bild 9-41 stellt dies in einem Kennfeld der Fahrgeschwindigkeit über der Situationskomplexität dar. In Bereichen hoher Komplexität und großer Fahrgeschwindigkeit ist der Mensch als Fahrzeugführer bisher noch nicht zu ersetzen, sondern lediglich zu unterstützen.

Nach [35] können hochautomatisierte Fahrerassistenzsysteme nur zugelassen werden, wenn ein deutlicher Sicherheitsgewinn gegenüber menschlichen Fahrern mit anerkannten Methoden nachgewiesen wurde. Durch die geringe Anzahl von Unfällen pro gefahre-

ner Strecke entsteht so ein Testdilemma [35]. Allein der Nachweis eines Sicherheitsgewinns für ein Assistenzsystem kann enormen Testumfang bedingen. Die Kosten hierfür steigen zusätzlich, da dieser Nachweis für jede Weiterentwicklung des Systems zu wiederholen wäre. Auswege aus dieser Problematik setzen voraus, dass als Gütekriterium für Assistenzsysteme neue Metriken etabliert werden.

Ein weiteres Forschungsfeld stellt die Fragestellung dar, wie bei Erreichen der Grenzen eines Systems verfahren wird. Bisher etablierte Funktionen beinhalten eine kontinuierliche Überwachung durch den Fahrer. Dadurch kann angenommen werden, dass der Fahrer die Fahrzeugführung schnell genug wieder übernehmen kann. Das Fernziel von Assistenzsystemen ist jedoch gerade die Möglichkeit, dass der Fahrer anderen Tätigkeiten nachgehen und sich von der Fahraufgabe abwenden kann. Neben gesetzlichen Fragestellungen der Verantwortlichkeit für die Fahrt ist es folglich notwendig, eine zuverlässige Übernahme der Fahrt durch den Fahrer sicherzustellen.

Bisherige Untersuchungen behandeln überwiegend Reaktionszeiten des Fahrers in Abhängigkeit von der Abwendung vom Fahrgeschehen. Die Tendenz, dass bei intensiver Nebentätigkeit eine stärkere Verzögerung bis zur Wiederaufnahme der Fahraufgabe eintritt, ist durch viele Experimente belegt. Durch den momentanen Funktionsumfang erfolgen Übernahmemauforderungen allerdings in Zuständen, die den Fahrer nicht überfordern. Er findet zum Zeitpunkt der Funktionsgrenze ein ihm bekanntes, vorhersehbares und im Verhalten möglichst lineares System vor.

Aus der Forschung mit Autopiloten in Flugzeugen geht hervor, dass dieses Bewusstsein eines bekannten Systemverhaltens von essentieller Bedeutung für eine erfolgreiche Übernahme ist. Wird bei engagierter Fahrweise beispielsweise bei einer Kurvenfahrt eine Gegenlenkbewegung auf Grund dynamischer Effekte notwendig, sind erfahrene Fahrer in der Lage, die richtige Handlung abzurufen. Dafür ist allerdings das Wissen über die eingegangene dynamische Kurvenfahrt erforderlich. Der selbe Fahrer kann, wenn die Kurvenfahrt mit einem Assistenzsystem erfolgt und er einer Nebenbeschäftigung nachgeht, das Fahrzeug unter Umständen nicht stabilisieren. Daher ist ein verstärkter Fokus auf die Gestaltung von Übernahmaufforderungen zu erwarten.

Neben diesen Faktoren bestimmen vor allem die folgenden Themen die zukünftige Entwicklung von Assistenzsystemen [35]:

Integrierte Bediensysteme sind erforderlich, um die Funktionalität der Systeme intuitiv zugänglich zu machen. Die Relevanz einer schlüssigen Bedienlogik steigt mit der Komplexität der Assistenzfunktionen. Vor dem Hintergrund der aktuellen Diskussionen um CO₂-Einsparungen wird es notwendig, eine Verbesserung der Umweltbilanz durch Fahrerunterstützung zu erreichen. Fahrerassistenzsysteme bieten zudem das Potential, größere Verkehrsleistungen in dichtem Verkehr zu erzielen. Die aktive Sicherheit kann durch

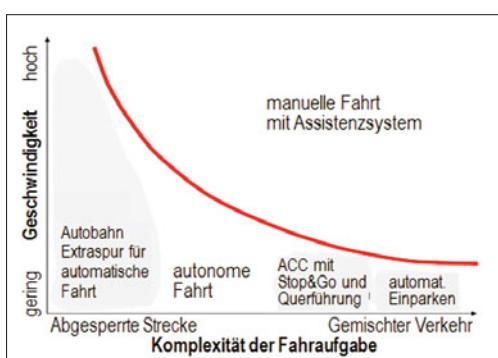


Bild 9-41: Einsatzfelder von Assistenzsystemen [34]

weiterentwickelte Systeme, beispielsweise aktive Kollisionsvermeidung, einen erheblichen Beitrag zur Sicherheit im Straßenverkehr leisten. Es ist denkbar, dass Umfänge der passiven Sicherheit in einzelnen Domänen durch aktive Systeme nicht nur ergänzend unterstützt werden, sondern diese sogar ersetzen. Die autonome Fahrt als maximale Ausbaustufe der Fahrerassistenz wird weiterhin Bestandteil von Forschungs- und Entwicklungsthemen sein. Ziel dieser Aktivitäten ist die eigenständige Fahrt im gemischten Verkehr aus autonom fahrenden und konventionellen Fahrzeugen.

Zusammengefasst werden Fahrerassistenzsysteme der Zukunft einen wichtigen Beitrag zur Verbesserung des Automobilverkehrs in Bezug auf Sicherheit, Komfort und Umweltschonung leisten [36]. „Smart & intelligent“, „erweiterte Energiemanagement“ und „Kommunikation mit anderen Verkehrsteilnehmern“ bilden die Schlüsselwörter der Zukunft.

9.6 Vorausschauende und intelligente Fahrwerke der Zukunft

Die Zielsetzung der Aktivitäten hinsichtlich intelligenter und vorausschauender Fahrwerke ist die Optimierung des Kompromisses zwischen Komfort und Fahrsicherheit. Für konventionelle, passive Fahrwerke existiert eine Grenzkurve hinsichtlich möglicher Kombinationen aus Sicherheit und Komfort (s. Bild 7-2). Diese Kurve zu überschreiten ist nur möglich, indem Fahrwerke aktiv reagieren oder – noch besser – agieren können. Dies kann einerseits durch verbesserte Sensorik und Aktuatorik im Fahrzeug und andererseits durch die Verwendung von Informationen von außerhalb des Fahrzeugsensierungsbereichs auf der Ebene der Navigation und der Antizipation erreicht werden. Beide Ansätze haben großes Potenzial hinsichtlich den Sicherheits-, Komfort- und Fahrdynamikeigenschaften eines Fahrzeugs, stellen aber unterschiedliche Anforderungen an die Sensorik, Aktuatorik und Informati-

onsverarbeitung. Im Folgenden sind die zu erwartenden Entwicklungen auf diesen Gebieten ausgeführt.

9.6.1 Fahrzeugsensorik

Die Erkennung bzw. Voraussage über die Reibverhältnisse zwischen Reifen und Fahrbahn bietet Potenzial zur Erhöhung der Fahrsicherheit. In Entwicklung sind berührungslose Straßenzustandssensoren auf der Basis von breitbandigem Infrarotlicht, die über die Analyse des reflektierten Lichts Eis, Schnee und ggf. die Wassерstandshöhe auf der Straße detektieren können [35]. Ein anderer Ansatz ist die Verwendung von Sensoren zur Erfassung der Griffigkeit im Reifen selbst. Beide Systeme tragen zu einer Beeinflussung der Fahrdynamik durch Motor-/Bremseingriff bei.

Großes Potenzial hinsichtlich des Fahrkomforts bieten vorausschauende Fahrwerke, die mittels Sensorik Informationen über Fahrbahnunebenheiten vor dem Fahrzeug für die Voreinstellung von Federn und Dämpfern gewinnen können. Solche Systeme sind bislang nur prototypisch umgesetzt und nur in Zusammenhang mit schneller Sensordatenauswertung und Aktuatorik in den Fahrzeugen sinnvoll [38].

Die für die Erfassung der Verkehrs- und Umfeldsituation relevante Fahrzeugsensorik ist technisch realisiert und grundsätzlich verfügbar (**Bild 9-42**). Eine Klasse bilden Nah-, Mittel- und Fernbereichsradiare, die umgebende Fahrzeuge detektieren können und vor allem für ACC-Funktionalitäten (Active Cruise Control) genutzt werden (s. Abschnitt 8.8.2).

Eine vergleichbare Funktionalität bei stark erhöhten Sensorfähigkeiten hinsichtlich Reichweite, Öffnungswinkel und der Erkennung von stehenden Gegenständen haben die sogenannten Laserscanner, deren Serieneinsatz aber auf Grund der Kosten bisher noch nicht erfolgt ist.

Ein Technologiesprung hinsichtlich der Qualität von Sensorinformationen für die Fahrdynamikregelung ist die Verwendung von Videobildern. Voraussetzung dafür ist die Zuverlässigkeit der Bilderkennung unter allen Umweltbedingungen. Neben der Erkennung anderer sich bewegender und stehender Fahrzeuge kann

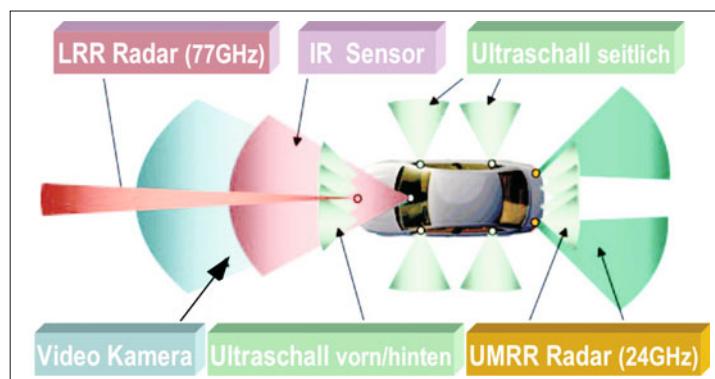


Bild 9-42:
Fahrzeugsensorik
LRR = Long Range Radar,
UMRR = Middle Range Radar,
IR = Infrarot [39]

auch die Erkennung von Verkehrsschildern und auch nicht metallischen Objekten (z. B. Fußgänger) realisiert werden.

Sensorik außerhalb des Fahrzeugs

Informationen über Kurvenradien und Streckenverlauf aus GPS-Daten können zur Anpassung der Getriebegangstufen und Fahrgeschwindigkeit herangezogen werden. Es ist vorstellbar, dass diese Daten auch Informationen über den Straßenzustand in Form spektraler Unebenheitsdichten enthalten und somit zur Anpassung des Fahrwerks an die Strecke benutzt werden können. Die Daten liegen aber derzeit noch nicht in einem zuverlässigen und für die Fahrdynamikregelung ausreichenden Detaillierungsgrad vor. Telematikinformationen über Verkehrssituation und Straßenzustand können dem Fahrer bereits heute zugänglich gemacht werden, sind aber hinsichtlich Detaillierungsgrad und Aktualität für die Fahrdynamikregelung noch nicht ausreichend.

Die kontinuierliche Positionsbestimmung über GPS und Weitergabe von relevanten Informationen über Fahrbahnzustand und Verkehrssituation (Verschmutzung, Nebel, etc.) an in der Nähe befindlichen Fahrzeuge (*Car-to-car* oder *C2C*) wird in Pilotprojekten praktiziert und bietet ein großes Potenzial. Neben der Weitergabe von Informationen für die Fahrwerksregelung ist auch die Verwendung der Positions- und Bewegungsinformationen zur Vermeidung von Kollisionen oder dem Abkommen von der Fahrbahn über den Eingriff in die Fahrzeuglängsregelung angedacht.

9.6.2 Aktuatorik

Im Bereich der nicht passiven Fahrwerke können drei Varianten unterschieden werden (s. Kapitel 8).

Diese sind zum einen adaptive Fahrwerke, die eine stufenweise Einstellung der Dämpferkennlinie durch den Fahrer ermöglichen.

Semi-aktive Systeme passen die Dämpferkennlinien in Stufen oder stufenlos selbstständig und ohne Fahrereingriff an die Erfordernisse der Fahrbahn an.

Eine eigene Klasse bilden die aktiven Fahrwerke, wobei hier zwischen langsamem (Stellfrequenz < 3 Hz) und schnellen Systemen unterschieden wird. Bei diesen Fahrwerken sind Feder- und Dämpferkennlinien stufenlos verstellbar. Insbesondere mit schnell regelnden aktiven Fahrwerken sind große Verbesserungen hinsichtlich Fahrsicherheit bei gleichzeitigem Komfortgewinn möglich. Der Ansatz der aktiven Fahrwerke bedeutet letztendlich, die Normalkräfte in der Reifenaufstandsfläche aktiv einzustellen zu können.

Als Prototyp realisiert ist bereits die Vertikalführung der Räder über einen linearen Elektromotor (s. Bild 8-44 und 45) von Bose. Der Motor beeinflusst mittels Leistungsverstärker und einer intelligenten Regelung die Normalkräfte im Reifenaufstandspunkt. Durch ein solches aktives System kann die Leistungsgrenze passiver Fahrwerke hinsichtlich Komfort und Sicherheit deutlich nach oben verschoben werden. Es lassen sich

nicht nur Fahrbahnunebenheiten durch die schnelle Aktuatorik fast vollständig kompensieren, sondern auch die Nick- und Wankbewegungen des Fahrzeugs frei einstellen. Voraussetzung dafür sind eine schnelle Signalverarbeitung, Leistungselektronik und die hinterlegten Rechenmodelle.

Problematisch ist bei den hohen Stellgeschwindigkeiten und -kräften der Leistungsverbrauch. Im Fall der Linearmotoren kann eine Rekuperation durch die als Generator betriebenen Elektromotoren stattfinden, was den Energiebedarf senkt. Ist dies nicht möglich, können aktive Fahrwerkselemente zu einem deutlich erhöhten Kraftstoffverbrauch führen.

Die funktionalen Möglichkeiten aktiver Fahrwerke werden erweitert durch die Verknüpfung mit vorausschauender Sensorik. Das Fahrwerk kann sich auf die bevorstehende Fahrbahnrauigkeit oder auch auf erkannte Einzelhindernisse einstellen und somit zeitlich begrenzt den Komfort für die Insassen erhöhen, ohne generell Einbußen hinsichtlich der Fahrsicherheit in Kauf nehmen zu müssen.

Ein zweiter Weg, Informationen aus verbesserter Sensorik in- oder außerhalb des Fahrzeugs für die Erhöhung der Fahrsicherheit zu nutzen, sind auf Telematikdaten basierende Eingriffe in das Motormanagement bzw. die Getriebeschaltung. Durch eine Reduzierung des Antriebsmoments kann die Fahrzeuggeschwindigkeit an den zu erwartenden Fahrbahnverlauf oder die Fahrbahnbeschaffenheit angepasst werden. Die gleiche Funktionalität ist auch über einen Bremseneingriff möglich. Bei beiden Systemen ist die Aktuatorik in den Fahrzeugen durch E-Gas und ESP schon vorhanden. Zusätzliche Möglichkeiten, Kollisionen zu verhindern bzw. den Ausweichvorgang sicher zu gestalten, sind aktive Lenkeingriffe bzw. eine variable Verteilung von Antriebsmomenten zwischen einzelnen Rädern. Während die Stabilisierung eines fahrerinitiierten Ausweichvorgangs eine evolutionäre Verbesserung der bekannten Stabilisierungsfunktion bedeutet und an sich keiner zusätzlichen Sensorik bedarf, ist die aktive Einleitung oder Unterstützung des Fahrers bei einem Ausweichvorgang von intelligenter Sensorik abhängig.

9.6.3 Vorausschauendes Fahren

Unter „vorausschauendem Fahren“ versteht man, dass die Fahrbahn, Vorausverkehr, Umweltbedingungen, Verkehrseinschränkungen im Voraus bekannt sind, damit der Fahrer und das Fahrzeug rechtzeitig für diese Situation optimal vorbereitet und angepasst werden können (**Bild 9-43**) [40].

Beim vorausschauenden Fahrwerk wird der übergeordnete Fahrdynamikregler mit den Systemen für passive Sicherheit bzw. für intelligente Umwelterfassung vernetzt. Hier geht es vor allem um das Erfassen von Fahrbahnverlauf, -steigung, -beschaffenheit aber auch um frühzeitiges Erkennen der Verkehrssituation. Sind diese Daten bekannt, kann die Elektronik die Fahrwerkeinstellungen bereits im Voraus anpassen sowie Motordrehzahl, Getriebegangstufe, Fahrzeug-

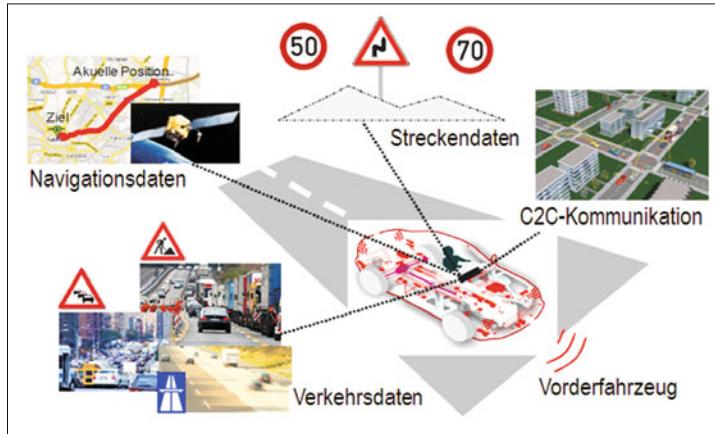


Bild 9-43:
Mögliche Vorausschau-technologien [36]

geschwindigkeit rechtzeitig beeinflussen. Dann kann, z. B. kurz vor einer Kurve, die Federung und Dämpfung straffer eingestellt, der Sturzwinkel der Räder verändert und, wenn nötig, die Geschwindigkeit reduziert und der Getriebegang heruntergeschaltet werden (**Bild 9-44**) [40].

Damit hätten alle aktiven Fahrwerksysteme ausreichend Zeit, ohne großen Leistungsbedarf die notwendigen Voreinstellungen vorzunehmen. Eine Vorstufe dieses Konzepts ist bereits als „Crash Prediction“ (Pre-safe) in Verbindung mit einem „Active Safety System“ im Serieneinsatz.

Die für das vorausschauende Fahrwerk notwendigen Informationen können gewonnen werden:

- ◆ aus den Fahrzeugzustandsdaten (z. B. Geschwindigkeit, Beschleunigung, Gangzahl, Lenkwinkel, Bremsdruck, Radschwingungen, ESP-Eingriffe, Licht an/aus, Wischer an/aus, Blinker an/aus, Außentemperatur usw.),
- ◆ durch Umfeldsensorik am Fahrzeug,
- ◆ aus den Navigationssystemen,
- ◆ aus externen Systemen per Funk (Baken),

- ◆ aus den vorausfahrenden Fahrzeugen (C2C),
- ◆ über einen Zentralrechner und Mobilfunk,
- ◆ durch genaue GPS-Ortung des Fahrzeugs.

Die Fahrzeugzustandsdaten stehen bei fast allen neuen Automodellen zur Verfügung. Die Navigationssysteme bieten Daten über den Fahrbahnverlauf mit Steigungen, jedoch nicht über die Fahrbahnbeschaffenheit. Ein integriertes Telematiksystem der Zukunft könnte wie folgt aussehen: In jedem Auto sind alle zum Fahren dieses Autos notwendigen Informationen, Einstellungen und Sensordaten verfügbar. Die eigenen Daten können zwar für dieses Fahrzeug nicht vorausschauend benutzt werden, jedoch für die nachfahrenden Fahrzeuge übermittelt werden, damit sie vorausschauend reagieren. In allen Pkws werden diese Daten in einem Multifunktionsgerät gesammelt und mit kurzen regelmäßigen Abständen zusammen mit Uhrzeit, Fahrzeugposition und Fahrzeugdaten (**Tabelle 9-4**) über Mobilfunk (UMTS) oder Satellit zu einem Zentralrechner übermittelt (**Bild 9-45**).

Der Zentralrechner bearbeitet aus diesen Daten alle für die nachfahrenden Pkws wichtigen Informationen.

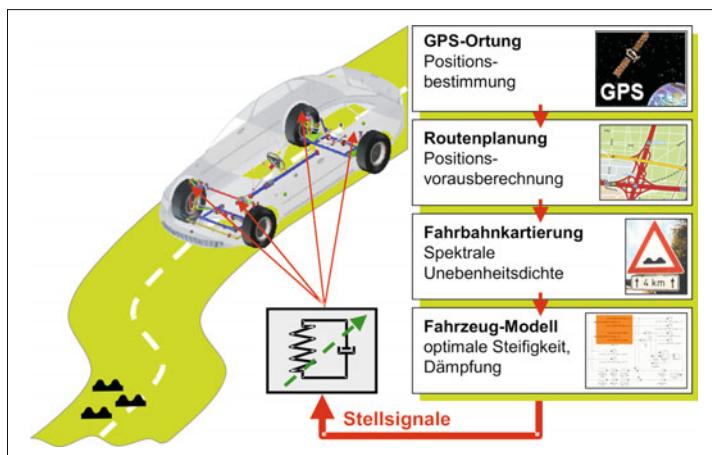


Bild 9-44:
Vorausschauendes Fahrwerk [40]

Tabelle 9-4: Daten und Nutzen eines Telematiksystems zum vorausschauenden Fahren

Fahrzeugdaten	Identifikation, Standort, Uhrzeit, Drehzahl, Geschwindigkeit, Richtung, Drehmoment, Gang, Neigung, Lenkwinkel, Gieratensensor, ABS/ESP- Eingriffe, Fern- Nebellichter, Blinker, Bremse, Außentemperatur, Scheibenwischer, Lenkerbeschleunigung, Crashsensoren
Verkehrsdaten	Verkehrsdichtenermittlung nach Pkw-Anzahl und Geschwindigkeit, Wetter- und Sturmeldung und Umleitungs vorschläge, Unfallwarnung, Straßensperren, Umleitungen, Statistiken
Navigationsdaten	Hinzufügung der Städte- und Straßennamen in die System. Software zur Routenermittlung nach Zeit / Verbrauch
Fahrassistenz	Warnung vor Fahrbahnschäden, Verkehrseinschränkungen
Vorausschauendes Fahren	Aus eingehenden Daten rechtzeitig und situationsgerecht die notwendige Voreinstellungen vornehmen
Ferndiagnose	Diagnose, Service, Wartung, präventive Schadenserkennung
Sonstiges	Fahrzeugortung, Notsignal, Fahrtenbuch, Flottenmanagement, Mautgebührenhebung, Unfallnachforschung, Auto-Bankkonto

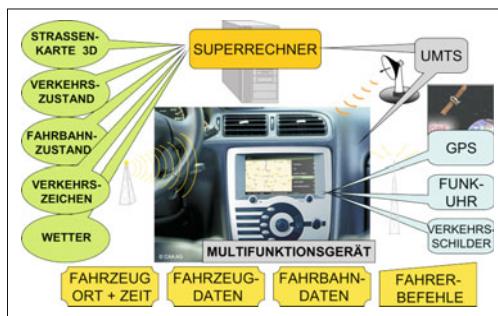


Bild 9-45: Datensammlung und -übertragung aus vorfahrenden Pkws zum Zentralrechner

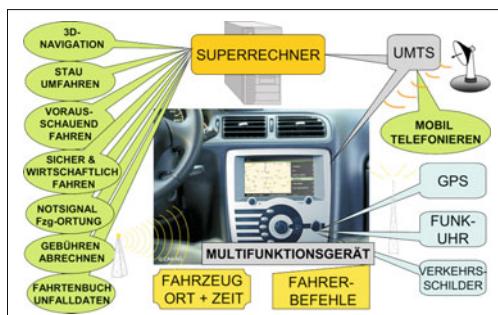


Bild 9-46: Bearbeitete Daten aus dem Zentralrechner zum aktuellen Pkw und deren Weiternutzung

Damit sind nicht nur die statischen Navigationsdaten, sondern auch alle anderen dynamischen Daten (Verkehrsdichte, Unfall, Fahrbahnsperrre, Fahrbahnbeschaffenheit, Fahrbahnoberfläche (Wasser, Eis), Außentemperatur, Lichtverhältnisse, Nebel, Schnee usw.) online verfügbar. Die aktuellen Daten über die Strecke vor dem Fahrzeug werden dann einerseits für die Navigation und Stauumgehung verwendet, dienen aber auch als vorausschauende Informationen, die die Fahrwerkeinstellungen vornehmen und dem Fahrer assistieren oder ihn warnen (**Bild 9-46**).

Die notwendigen Geräte dafür sind heute schon bei jedem Auto mit einem Navigationsgerät und Mobilfunkanschluss vorhanden. Diese müssten nur noch entsprechend aufgerüstet werden. Auch die Infrastruktur für Mobilfunk ist überall verfügbar. Es würde durch das Telematiksystem besser ausgelastet und ggf. nur erweitert. Außerdem würde der Mobilfunkprovider weiterhin die Gebühren für normale Mobilfunkgespräche in Rechnung stellen und könnte durch das System seinen Kundenkreis erweitern. Erforderlich sind die Ausgaben für die Zentralrechner, welche die Daten sammeln, bearbeiten und für die nachfahrenden Fahrzeuge zur Verfügung stellen. Ein Merkmal dieses Systems ist die selbstlernende und sich ständig aktualisierende Wirkung ohne menschliche Intervention.

Die Alternative, die Fahrbahndaten in dem fahrenden Fahrzeug selbstständig zu sensieren, statt diese von den voraufahrenden Fahrzeugen zu erhalten, scheitert an der Reichweite der Sensorik und an den noch unzureichenden Reaktionsgeschwindigkeiten [38]. Außerdem beschränken sich diese Daten nur auf die Fahrbahn.

Erfolgsversprechender ist die Sammlung der Vorausdaten von den voraufahrenden Fahrzeugen mit Hilfe von Mobilfunk-Vermittlung, die deutlich schneller, genauer und umfangreicher Ereignisse melden als heutige TCM-Sender (*Traffic Channel Message*). Hierzu ist jedoch eine hohe Anzahl von Fahrzeugen (> 50 000) notwendig, die automatisch und ständig die Daten über Mobilfunk an die Funkzentrale melden.

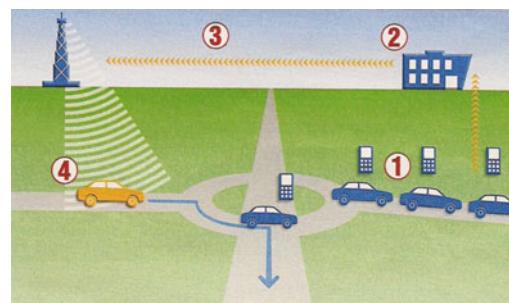


Bild 9-47: ① Mobiltelefone ermitteln die Geschwindigkeit und erkennen die Staus. ② Sämtliche Informationen werden zentral erfasst und ③ weitergeleitet. ④ Staumeldungen erreichen die Navigationsgeräte wiederum per Mobilfunk und es werden Alternativstrecken berechnet [41].

Unter der Bezeichnung „HD-Traffic“ wertet z. B. der Hersteller von Navigationssystemen TomTom die anonymisierten Bewegungsprofile von Daten mobiler Telefone aus und schickt die aktualisierten Meldungen im drei Minutenakt an Besitzer entsprechend ausgestatteter Geräte [41].

Dieses sich im Einsatz befindliche System zielt nur auf eine Verbesserung der Staumeldung. Es ist jedoch kein großer Schritt mehr, auch die Fahrzeugdaten über das Mobiltelefon zur Zentrale zu vermitteln und daraus neben den Verkehr- auch Wetter- und Fahrbahndaten auszuwerten.

9.7 Autonomes Fahren in der Zukunft?

Die komplexeste Aufgabe für ein Assistenzsystem ist die vollautomatische Fahrt ohne Intervention vom Fahrer im gemischten Straßenverkehr. Bei einigen heute verfügbaren Systemen zur automatischen Längs- und Querführung kann der Fahrer während der Fahrt die Hände kurzzeitig vom Lenkrad nehmen. Dabei muss er jedoch das System ständig überwachen. Dies wird von einer Fahrerzustandserfassung überwacht. Bei einem autonomen System entfällt diese Fahrerüberwachung, weil eine fehlerfreie Funktion des Systems sichergestellt sein muss.

Obwohl die technische Realisierbarkeit solcher Systeme zukünftig erreichbar erscheint und in einfachen Testszenarien bereits prinzipiell nachgewiesen ist, sprechen viele andere Faktoren gegen eine allgemeine Einführung des autonomen Fahrens.

In diesem Abschnitt werden die unterschiedlichen Vorstufen und Aspekte des autonomen Fahrens in der Zukunft diskutiert.

9.7.1 Selbstfahrendes Chassis, Rolling/Driving Chassis

Bei den Fahrzeugen mit Leiterrahmen (meist Light Trucks in den USA) ist es üblich, das gesamte Fahrwerk inklusive der Kraftstoffanlage und der Kardanwelle vorher zusammenzubauen. Damit hat man ein rollendes Chassis, das von den Systemlieferanten montiert und zum Endmontageband des Fahrzeugherstellers gerollt werden kann (**Bild 9-48**).

Die in Kapitel 4 angesprochene Standardisierung der Fahrwerke bei gleichzeitiger Diversifizierung der Fahrzeugkonzepte wird in der Konsequenz zu weiter verfeinerten Rolling-Chassis-Lösungen führen. Es ergibt sich eine Zweiteilung des Fahrzeugs in das Chassis mit allen für das Fahren erforderlichen Komponenten und in den Fahrgastrraum mit den Bedienelementen. Beide lassen sich unabhängig voneinander entwickeln. Diese Lösung ist die logische Fortsetzung einiger Trends, die heute schon den Aufbau und die Gestaltung der Fahrzeuge bestimmen.



Bild 9-48: Das „Rolling Chassis“ (Fa. DANA) [42]

Neben den bekannten Vorteilen der Modularisierung hinsichtlich Entwicklungskosten und -zeiten und den Vorteilen bei Logistik und Montage spiegelt sich im Weiterdenken der Plattformstrategie der Trend zur Vereinheitlichung von Komponenten wieder, die nicht unmittelbar in der Wahrnehmung des Kunden liegen. Dazu gehören auch die mechanischen Komponenten des Fahrwerks, von denen der Kunde nur die resultierenden Fahreigenschaften wahrnimmt. So ist es denkbar, dass für verschiedene Fahrzeugkonzepte ein mechanisch identisches, aber unterschiedlich abgestimmtes Fahrwerk Verwendung findet.

Die Vereinigung von Antrieb und Fahrwerk im Chassis erlaubt einen tiefen Fahrzeugschwerpunkt, eine sehr ebene Bodengruppe und damit verbunden große Gestaltungsfreiheit für den Fahrzeuginnenraum. Die Voraussetzung dafür ist ein besonders dichtes Package in der Bodengruppe und die Entflechtung der komplexen mechanischen Verbindungen zwischen Fahrer, Antrieb und Fahrwerk. Eine Schlüsseltechnologie dafür sind die X-by-wire-Funktionalitäten und in letzter Konsequenz ein vollelektrischer Antrieb. Erhöhte Flexibilität im Package und der Wegfall der durch den Verbrennungsmotor bedingten Maßnahmen zur Verbesserung des Komforts, ermöglichen neben der Gewichtsreduzierung auch die erforderlichen Package-, Komfort- und Bauraumvorteile, so dass das erforderliche, gedrängte Package im Chassis möglich wird. Da ja nun dieses Chassis theoretisch auch (ferngesteuert) selbst fahren kann, könnte es „autonomous Driving Chassis“ genannt werden (**Bild 9-49**) [43].

Charakteristisch für das Fahrwerk werden kurze Überhänge sein, die einen großen, ebenen Innenraum ermöglichen und einen erhöhten Komfort durch geringere Nickbewegungen bedeuten. Um Stauraum bzw. Flexibilität zu optimieren, werden niedrig bauende Hinterachs konstruktionen zum Einsatz kommen.

Denkbar für Fahrzeuge ohne verbrennungsmotorischen Antrieb ist der Einsatz von Radnabenmotoren oder radindividuellen Motoren, die sich in der unmit-

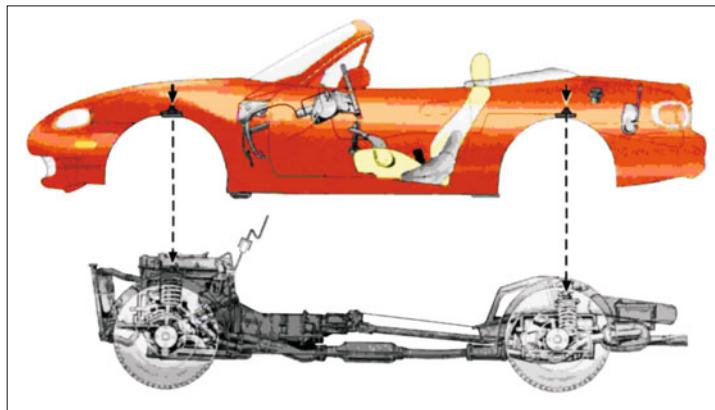


Bild 9-49:
Beispielhafte Darstellung des Driving Chassis, bestehend aus einem kompletten, fahrbaren Fahrwerk und dem dazugehörigen Aufbau; außer den Verbindungsstellen werden keine mechanischen Schnittstellen mehr gebraucht [43]



Bild 9-50: Fahrbares Fahrgestell der GM, Hy-Wire Konzeptstudie von 2002 mit Brennstoffzelle [44]

telbaren Nähe des Rades befinden (gefederter Masse!). Durch den Wegfall der Antriebswellen können sehr große Radeinschlagswinkel realisiert werden, die auch bei der Konstruktion der Vorderachse berücksichtigt werden müssen. Der Einsatz von Überlagerungslenkungen ist dabei wahrscheinlich, damit keine zu großen Lenkradwinkel, z. B. beim Parkieren, erforderlich werden. Die aktuellen Konzeptbeispiele dazu sind Toyota Fine-N und Fine-S sowie GM Hy-Wire (**Bild 9-50**) [44].

Mit der Einführung von Elektrofahrzeugen mit radnahen oder Radnabenmotoren und z. T. integrierten Fahrwerksystemen gewinnt die alte Bezeichnung



Bild 9-51: Driving Chassis Plattform, bestehend aus einem kompletten, fahrbaren Fahrwerk und einem Antrieb auf Elektrobasis [45]

„Fahrgestell“ heute als „Driving Chassis“ wieder an Bedeutung. Auf diesem innovativen Ansatz basiert das vom US-Unternehmen Trex vorgestellte Konzept [45]. Denn Trex bietet keine fertigen E-Autos an, sondern nur eine Entwicklungs-Plattform, auf die andere Hersteller ihr eigenes Elektroauto aufbauen können. Die Plattform beinhaltet dabei den kompletten unteren Teil des Fahrgestells inklusive vier Rädern mit Elektromotoren und die notwendigen Lithium-Ionen-Batterien. Auf die Plattform können dann eine ganze Reihe unterschiedlicher Fahrzeuge aufgesetzt werden: vom normalen PKW über den kleinen Pick-Up bis zum Transporter mit Elektroantrieb (**Bild 9-51**) [45]. Die kürzlich vorgestellte Modellreihe BMWi hat ebenfalls eine ähnliche Struktur: auf einem Aluminiumfahrgestell mit Fahrwerk, Batterien, Elektromotor samt Steuerung (dem „Drive Modul“) sitzt ein „Life Modul“ mit einer CFK-Karosserie [46].

9.7.2 Urban Challenge 2007: Die ersten Schritte zum autonomen Fahren

Von der US-Armee-Behörde DARPA (Defence Advance Research Projects Agency) wurde Ende 2007

ein Wettbewerb unter den Namen „Urban Challenge“ veranstaltet, mit dem Ziel nachzuweisen, dass autonomes Fahren prinzipiell möglich ist. In diesem Wettbewerb mussten die Fahrzeuge autonom durch ein Stadtgebiet eine Strecke von ca. 100 km navigieren und durch den Verkehr auf Straßen, Kreuzungen und Parkplätzen steuern. Zu Beginn des Rennens wurden feste Kontrollpunkte auf der Straßenkarte festgelegt, die in gegebener Reihenfolge abzufahren waren, unter Berücksichtigung von Verkehrsbeschränkungen und -verhältnissen sowie Straßensperren, unter Beachtung von Verkehrs- und Vorfahrtsregeln [47]. Die Fahrzeuge waren sehr umfangreich mit Sensoren, Elektronik und Aktuatoren ausgestattet. Zur Umweltwahrnehmung hat sich im Wettbewerb ein 360° Laserscanner „Lidar“ mit 64 Strahlen, 120m Reichweite bewährt (**Bild 9-52**) [48]. Solche Sensoren sind jedoch für Serieneinsatz noch zu teuer und störanfällig. Die Kameras sind dagegen relativ preisgünstig und leistungsfähig, sind aber bei schnellwechselnden Lichtverhältnissen (z. B. Tunneleinfahrt) noch nicht geeignet. Radarsensoren sind für den Serieneinsatz verfügbar, können jedoch komplexe Situationen noch nicht auflösen.

Der Wettbewerb „Urban Challenge“ hat den Nachweis erbracht, dass zumindest unter vereinfachten Bedingungen mit heute verfügbaren Mitteln ein autonomes Fahren in Stadtgebieten möglich ist. Mindestens in zwei Teams, die an diesem Wettbewerb teilgenommen hatten, wird die Forschung und Weiterentwicklung des autonomen Fahrens im Stadtverkehr unter realen Bedingungen fortgeführt: Team „CarOLA“ von der TU Braunschweig [48] und Team „Junior“ der Standort University [49].

Aufbauend auf den Erfahrungen aus dem DARPA Wettbewerb wird an einem Folgeprojekt „StadtPilot“ der TU Braunschweig mit dem Ziel gearbeitet, autonom auf dem Braunschweiger Stadtring im öffentlichen Stadtverkehr zu fahren. Autonomes Fahren mit einem VW Passat namens Leoni (**Bild 9-53**) auf dieser zweispurigen Straße beinhaltet Fahren im fließenden



Bild 9-52: 360° Laserscanner und GPS-Empfänger



Bild 9-53: Forschungsfahrzeug Leoni [42]

Verkehr, Umgang mit Kreuzungssituationen und Spurwechsel bis 60 km/h. Die Testfahrten laufen seit Juli 2010 (**Bild 9-54**).

Automatisches Fahren im öffentlichen Straßenverkehr wird auch in einer Testreihe des Internetanbieters Google getestet[49]. Das Konzept der Fahrzeugführung basiert darauf, dass vor jeder Testfahrt die Strecke und ihr Zustand mit einem konventionellen Fahrzeug kartografisch erfasst wird. Dadurch ist die Software mit der Straßenführung und wichtigen Verkehrszeichen im Voraus vertraut.

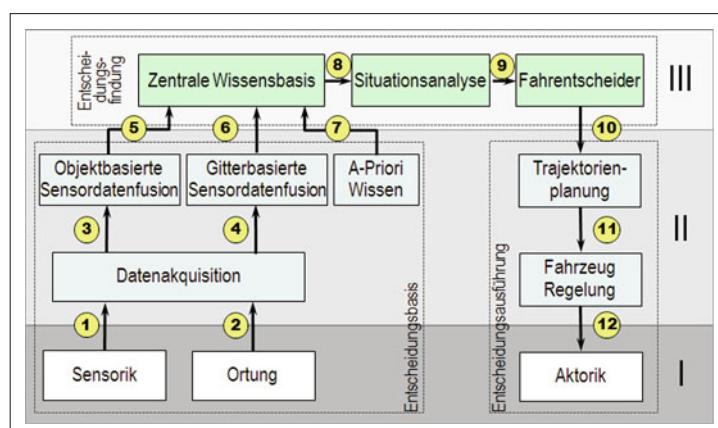


Bild 9-54:

- Vereinfachte Systemarchitektur
- 1 Sensorrohdaten,
 - 2 Ortungsrohdaten,
 - 3 Objektdaten,
 - 4 Gitterdaten,
 - 5 Dynamisches Umfeld,
 - 6 Statisches Umfeld,
 - 7 A-Priori Wissen,
 - 8 Szenendarstellung,
 - 9 Situationskennzahl,
 - 10 Fahrkorridor,
 - 11 Trajektorie,
 - 12 Aktorikbefehle [48]

9.7.3 Autofahren ohne Fahrer

Mit den sich ständig erweiternden Fähigkeiten in der Sensorik, Mechatronik, Datenverarbeitung und Kommunikation können dem Fahrer eines Automobils zahlreiche Assistenzfunktionen bereitgestellt werden, die die Fahrt im Straßenverkehr sicherer und komfortabler ablaufen lassen. Bereits besprochene Testfahrten und die sich abzeichnenden Fortschritte in der Umgebungserfassung und der Situationsinterpretation lassen in der Weiterentwicklung dieser Systeme (s. Abschnitt 8.8) die Vision einer voll automatischen Fahrt immer greifbarer werden.

Der seit den Anfängen des Automobils bestehende Regelkreis aus dem Fahrer, der die kybernetischen Leistungen zur Fahrzeugführung und zur Bewältigung zahlreicher Nebenaufgaben erbringt, und dem Fahrzeug als Regelstrecke könnte damit durch ein autonomes kognitives System ersetzt werden.

Ob, wann und wie der Fahrer die Fahrzeugführung und damit auch die Verantwortung für die Sicherheit der Fahrt vollständig an ein autonomes System wie in **Bild 9-55** abgeben kann, ist Gegenstand zahlreicher Forschungsarbeiten und zentrales Thema vieler Fachkongresse. Hier wird nicht nur von der Entlastung des Fahrers gesprochen, sondern auch von einem bis zu 3-mal höheren Durchsatz von Fahrzeugen auf den Fahrspuren. In allen Abhandlungen wird z.Z. von dramatischen Verbesserungen der Leistungen der für eine automatische Fahrt wichtigen Komponenten berichtet.

Dennoch beschränken sich die bereits eingeführten Assistenzsysteme bisher auf die Ausführung und Unterstützung einer vom Menschen aufgrund seiner Interpretationen der Fahrumgebung vorgegebenen Fahrzeugbewegung. In diesen Systemen sind die auftretenden Regelabweichungen auf der Basis einfach zu erfassender Signale aus dem Fahrzeug sicher zu erkennen und auszuregeln. Diese Regelaktivitäten spielen sich teilweise in einem höheren Frequenzbereich ab, in dem der Fahrer ohnehin nicht handlungsfähig ist (**Bild 9-56**).

Schwieriger zu erfassen und zu interpretieren sind Informationen aus der Fahrumgebung, die die Basis für die zeitliche und räumliche Bestimmung des Fahrtkurses bilden. Hier ist nicht nur ein dynamisches räumliches Geschehen zu interpretieren. Es müssen darüber hinaus Prognosen über die Bewegungen aller Verkehrsteilnehmer auf der Kenntnis derer Eigenschaften und Fähigkeiten in Echtzeit erbracht werden. Soll ein Assistenzsystem in diesem Aspekt die Fahrzeugführung unterstützen, so muss die Umfeldinterpretation mit zumindest gleicher Qualität wie beim menschlichen Fahrer erfolgen. Andernfalls würden Eingriffe in die Fahrzeugführung vom Fahrer nicht akzeptiert oder die automatische Fahrt unter einem erhöhten Unfallrisiko ablaufen.

Gegenwärtig erreicht die automatische Umfelderfassung und -analyse das menschliche Leistungsvermögen bei weitem noch nicht. Würde ein Assistenzsystem



Bild 9-55: Vision „Autonomes Fahren“ von 1970

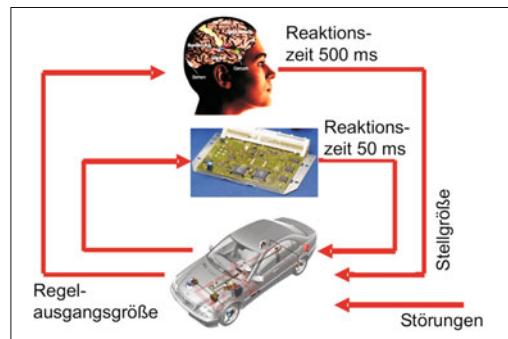


Bild 9-56: Regelkreis Fahrer–Fahrzeug–Umfeld mit Assistenzsystem [50]

bei drohender Unfallgefahr automatisch intervenieren, so übernimmt es auch die Verantwortung für die Sicherheit des Fahrvorgangs. Dies ist auf der Basis der gegenwärtigen Unschärfe der Umfeldwahrnehmung und der stark vereinfachten Situationsinterpretation überhaupt nicht möglich. Jedoch können dem Fahrer auf der Basis der sich ständig erweiternden Fähigkeiten der Assistenzsysteme Informationen, Handlungsempfehlungen und „Handreichungen“ angeboten werden, die mit großer Zuverlässigkeit generiert den Fahrer bei der Fahrzeugführung unterstützen. Jedoch wird er sie nur dann nutzen, wenn die von Assistenzsystemen angebotenen oder erbrachten Leistungen zuverlässig erbracht werden, für den Fahrer nachvollziehbar sind und zu akzeptablen Mehrkosten verfügbar sind.

Die Assistenzsysteme werden schrittweise Copilot Funktionen und Aufgaben zum Chassismanagement unter der Verantwortung des Fahrers übernehmen „Temporary Auto Pilot“ (**Bild 9-57**).

Auf abgesperrten Stecken ist eine vollautomatische Längs- und Querführung nach dem aktuellen Stand der Technik darstellbar (**Bild 9-58**). In diesem Fall würde die Verantwortung für die Fahrersicherheit auf den Streckenbetreiber und den Fahrzeughersteller übergehen.

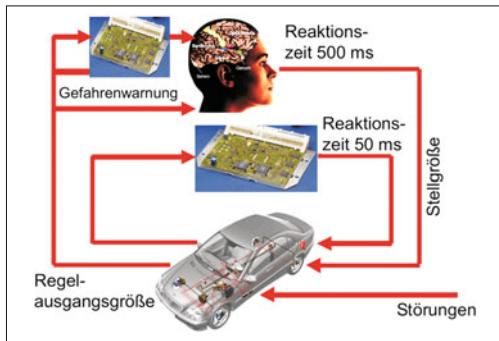


Bild 9-57: Regelkreis Fahrer–Fahrzeug–Umfeld mit artifiziellem Copilot [50]

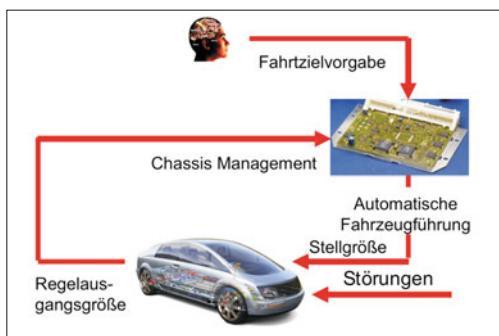


Bild 9-58: Regelkreis beim autonomen Fahren [50]

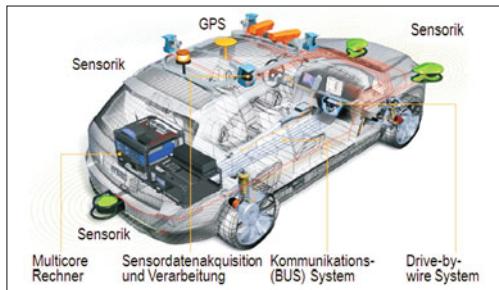


Bild 9-59: Zusatzausstattung für autonomes Fahren [51]

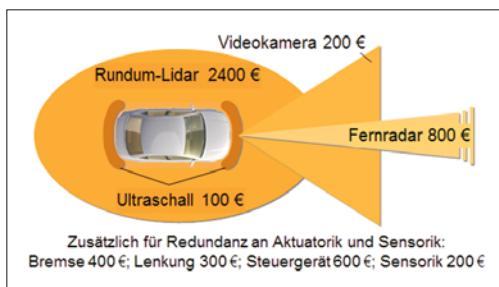


Bild 9-60: Geschätzte Mehrkosten für den Endkunden beim autonomen Fahren

Das für eine automatische Fahrzeugführung im gemischten Verkehr erforderliche Sicherheitsniveau ist gegenwärtig und auf absehbare Zeit nicht darstellbar. Die geschätzten Kosten für die Zusatzausstattung und die Infrastruktur (**Bild 9-59**) bei automatischer Fahrt auf abgesperrten Strecken übersteigen mit ca. 5000 € gegenwärtig die auf dem freien Markt erzielbaren Erträge (**Bild 9-60**).

Neben Sicherheitsfragen und den Mehrkosten gibt es noch weitere Faktoren, welche die Einführung des autonomen Fahrens hinauszögern:

- ◆ Rechtliche (Schuld) Fragen zur Verantwortung nach einem Unfall.
 - ◆ Viele Menschen haben Freude am (Selbst-) Fahren.
 - ◆ Einige Menschen geben ungern die Kontrolle ab.
- Autonomes Fahren wäre jedoch in folgenden Sondernfällen durchaus sinnvoll [47]:
- ◆ in geschlossenem bzw. abgesperrten Gelände (Fabriken, Flughäfen etc.),
 - ◆ Autobahnfahrten mit Kolonnenbildung, insbesondere für den Güterverkehr „elektronische Deichsel“ [52],
 - ◆ Langstreckenfahrten auf gut ausgebauten und nicht überfüllten Straßen,
 - ◆ baulich separierte Fahrspuren z. B. nur für Güterverkehr.

Zusammenfassend kann man sagen, dass große Schritte in Richtung des autonomen Fahrens gemacht werden. Es gibt aber noch viele Hindernisse, die man überwinden muss, und viele offene Fragen, die es zu beantworten gilt. Zum einen muss die Technologie reifen wie auch großflächig getestet werden und zum anderen muss die Gesellschaft eine solche Technologie akzeptieren.

9.8 Zukunftsszenarien für das Auto und sein Fahrwerk

Wie sieht das Fahrzeug der Zukunft aus? Wie sieht das Fahrwerk der Zukunft aus? Passen heutige Produkte und Produktentwicklungen zu den Kundenanforderungen von morgen? Diese Fragen stehen am Anfang jeder Produktentwicklung und sind Grundlage von Produktstrategien aller Unternehmen der Automobilindustrie. Derjenige, der zur richtigen Zeit das passende Produkt auf den Markt bringt, kann sich einen entscheidenden Wettbewerbsvorteil sichern. Deshalb lohnt es sich im Vorfeld einer Entwicklung, Marktrends der Zukunft zu ermitteln, selbst wenn man die Zukunft nicht genau vorhersagen kann.

Eine Vielzahl von Methoden steht den Markt- und Trendforschern zur Verfügung, um Zukunftstrends zu ermitteln. Nachfolgend ist eine Auswahl an Verfahren dargestellt [53].

9.8.1 Trends aus der Vergangenheit

Die Entwicklung vorangegangener Jahre wird ermittelt und in die Zukunft extrapoliert. So erhält man Hinweise, wie zukünftige Fahrzeuge aussehen könnten. Beispielsweise kann man so feststellen, dass Motoren immer stärker und Fahrzeuge immer schwerer werden. Neu aufkommende Trends, z. B. das Auftreten einer neuen Technologie oder neuer Rahmenbedingungen, können aber so nicht vorausgesehen werden. Die Trends aus der Vergangenheit basieren auf Kundenbedürfnissen, die sich relativ langsam verändern. Man kann vielleicht von Grundkundenbedürfnissen sprechen, die die Industrie mit ihren Produkten relativ einfach abdecken kann. Daher werden solche Grundkundenbedürfnisse auch gerne gezielt mit neuen Produkten verstärkt und gefördert.

9.8.2 Trends aus der Gegenwart

Durch Kundenbefragungen und der Beobachtung veränderter Rahmenbedingungen wie z. B. das Eintreten neuer gesetzlicher Regelungen können neue Trends ermittelt werden, die Einfluss auf das Fahrzeug und seine Komponenten haben können. Beispielsweise haben Diskussionen um Feinstaubbelastungen in Städten neuen Technologien wie Rußpartikelfiltern Auftrieb verliehen. Der Ausstoß von CO₂ und die damit verbundene Klimaveränderung beschleunigt die Einführung sparsamer Fahrzeuge. Solche Trends entstehen relativ kurzfristig und sind schwer einzuschätzen: handelt es sich nur um einen kurzzeitigen Trend, einen sogenannten „Hype“, oder entsteht ein neuer, ein länger andauernder „Mega-Trend“.

9.8.3 Trends der Zukunft

Kundenanforderungen und Trends, deren Beginn in der Zukunft liegen, kann man heute nicht erkennen. Dennoch ist es sehr reizvoll, diese Trends frühzeitig aufzuspüren und in den Entwicklungsprozess eines Fahrzeugs einzuplanen. Von der Konzeptphase eines neuen Fahrzeugs bis zur Serieneinführung vergehen bis zu sieben Jahre. Danach wird das Fahrzeug etwa

sieben Jahre lang produziert. Anschließend sollen die Fahrzeuge noch mindestens zehn Jahre benutzt werden und möglichst einen hohen Wiederverkaufswert erzielen. Es muss also bereits zu Beginn der Konzeptphase ein Zeitraum von etwa 25 Jahren überblickt werden. Hierzu müssen die oben genannten Methoden der Trendanalyse ergänzt werden, was im Weiteren näher erläutert wird.

Zukunft ist grundsätzlich nicht vorhersagbar! Zukunft hängt vielmehr kausal mit der Gegenwart zusammen: Angenommen wir wissen genau, wie die Zukunft aussehen wird, so würden wir unser Verhalten heute schon verändern. Als Folge würde sich die Zukunft anders gestalten als zuvor vorhergesagt. Obwohl die Zukunft nicht vorhersagbar ist, ist es wichtig, über die Zukunft möglichst genau Bescheid zu wissen. Man muss sich also mit der Zukunft beschäftigen, wenn man sie auch nicht vorhersagen kann (**Bild 9-61**).

9.8.4 Szenarioanalyse

Die Szenarioanalyse bietet einen guten Ansatz zur Erforschung der Zukunft. Die Zukunft wird hierbei nicht vorhergesagt. Vielmehr wird in mehreren Extremzonen ein Raum an möglichen Zukunftsvisionen aufgespannt. Man geht dann davon aus, dass die tatsächliche Zukunft innerhalb dieses Zukunftsräumes eintritt (**Bild 9-62**).

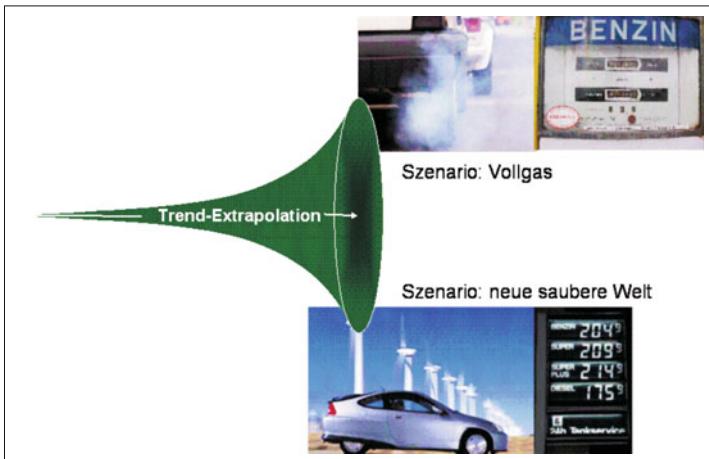
In sogenannten konsistenten Zukunftsbildern werden mögliche Zukunftsszenarien beschrieben, die in sich schlüssig sind. Im Gegensatz zur Aneinanderreihung von unabhängigen Aussagen, Thesen und Prognosen über die Zukunft wird bei der Szenarioanalyse eine Konsistenzprüfung durchgeführt.

Einzelthesen werden nur dann zu einem Zukunftsbild zusammengesetzt, wenn diese in einem logischen Einklang miteinander stehen. So entstehen mehrere konsistente, also in sich schlüssige Zukunftsbilder, die sich jedoch in Ihrer Ausprägung widersprechen. Diese möglichen Zukunftsvisionen spannen dann einen Raum auf, der Hinweise auf die tatsächlich eintretende Zukunft gibt. Entsprechen die Produkte eines Konzerns den Kundenanforderungen in allen Zukunftsbildern, so ist die Produktstrategie optimal ausgelegt.



Bild 9-61:

Trendüberlagerung: Trends aus Extrapolation der Vergangenheit, neue Trends aus der Gegenwart und Zukunftstrends

**Bild 9-62:**

Szenarioanalyse: Extremeszenarien spannen den Raum möglicher Zukunftsvisionen auf

Im Einzelnen werden bei der Szenarioanalyse folgende Schritte durchlaufen:

- ♦ Festlegung eines Betrachtungsfelds und eines Zeitfensters in der Zukunft, z. B.: Wie sieht das Pkw-Fahrwerk in Europa im Jahre 2025 aus?
- ♦ Bestimmung der Einflussfaktoren auf die Gestaltung des Fahrwerks, z. B. Werkstoffe, Gesetze für Sicherheit aber auch Treibstoffpreise, gesellschaftliche Rahmenbedingungen und vieles mehr.
- ♦ Bestimmung möglicher Ausprägungen der Einflussfaktoren. Beispielsweise können Treibstoffpreise extrem oder nur moderat steigen. Gesellschaftlich kann es zu allgemein steigendem Wohlstand unter Beteiligung einer großen Bevölkerungsschicht kommen, oder zum Ausbilden einer Zwei-Klassen-Gesellschaft mit einer relativ großen Oberklasse, einer kleinen Mittelschicht und einer großen Anzahl an Menschen mit niedrigem Einkommen und geringer Kaufkraft.
- ♦ Konsistenzmatrix: In diesem entscheidenden Schritt werden die Einflussfaktoren untereinander bewertet. Stark steigende Kraftstoffpreise passen zum Beispiel gut zum Auftreten neuer Technologien und Werkstoffe, da in solch einem Fall bestimmt verstärkt an Leichtbau-Materialien geforscht wird. Auf der anderen Seite passen neue Technologien und sinkender Lebensstandard nicht zusammen. Jeder Einflussfaktor mit seinen Ausprägungen wird so auf Konsistenz zu allen anderen Einflussfaktoren bewertet. Die so entstehende Konsistenz-Matrix kann dann ausgewertet werden, indem Konstellationen an Einflussfaktoren und deren Ausprägungen errechnet werden, die in der Summe die höchste Konsistenz ergeben.
- ♦ Szenarien ausarbeiten: Die aus der Konsistenzmatrix berechneten Konstellationen aus konsistenten Einflussfaktoren und Ausprägungen werden über eine Geschichte, eine Präsentation oder Filme ausgearbeitet. Wichtig ist, dass der Zuhörer sich in die

Szenarienwelt hineinfühlen kann. Typischerweise erhält man 2 bis 3 Szenarien, die den Raum der „möglichen Zukunft“ aufspannen.

9.8.5 Mögliche Zukunftsvisionen

Nachdem man nun den Raum der möglichen Zukunftsvisionen aufgespannt hat, kann man die konkreten Ableitungen für ein Produkt- oder Technologiefeld vornehmen. Im Idealfall findet man Produktlösungen, die für den ganzen Raum möglicher „Zukünfte“ geeignet sind.

Im Falle der Pkw-Fahrwerk-Studie für das Jahr 2025 der ZF Friedrichshafen AG haben sich drei Szenarien ergeben, die im Folgenden kurz zusammengefasst werden:

- ♦ **Konvergenz:** Die Gesellschaft, bestehend aus einer breiten Mittelschicht mit steigendem Wohlstand leistet sich eine Umweltgesetzgebung, die neue Technologie forciert, jedoch auch für den Ausbau öffentlicher Verkehrsmittel sorgt, sodass die Umwelt möglichst wenig belastet wird. Fahrzeuge müssen sauber und auch sicher sein. Leichtbau-Technologien für geringen Treibstoffverbrauch werden ebenso begünstigt wie aktive Systeme für eine Erhöhung der Sicherheit.
- ♦ **Kontraste:** In der Gesellschaft entwickelt sich eine breitere Oberschicht mit stark steigender Kaufkraft. Die breite, kaufkraftstarke Mitte des ersten Szenarios existiert nicht, dafür jedoch eine breite Gesellschaftsschicht mit geringer Kaufkraft. Diese Gesellschaft möchte sich keine Umweltpolitik mit rigiden Vorschriften leisten. Aufgrund sinkender Staatsentnahmen kann auch der öffentliche Verkehrssektor nicht ausgebaut werden. Die Stärkung der unteren und oberen Gesellschaftsschichten spiegelt sich in den Fahrzeugen wieder. Einerseits werden einfache, billige Fahrzeuge mit einfachsten Fahrwerken nachgefragt. Am anderen Ende ist ein steigender Bedarf

an Premiumfahrzeugen mit aktiven Fahrwerksystemen zur Steigerung des Komforts (die Straßen werden schlechter) und der Agilität.

- ♦ **Umbruch:** Umweltkatastrophen erfordern zwingend eine Kursänderung in der Gesetzgebung und der Mobilität. Die Gesellschaft konzentriert sich auf das Leben in der Stadt. Der Individualverkehr geht stark zurück. Nur noch kleine und sehr umweltfreundliche Fahrzeuge können gefahren werden. Ein ideales Fahrwerk ist daher einfach, billig und leicht. Komfort oder Agilität spielen keine Rolle.

Das Fahrwerk der Zukunft können wir heute also nicht genau festlegen. Beobachtet man jedoch die gewählten Einflussfaktoren und gleicht aktuelle gesellschaftliche Trends und veränderte Rahmenbedingungen mit den Szenarien ab, so könnte das Szenario „Kontraste“ am Ende der aktuellen Entwicklung stehen. Für das Fahrwerk hätte das eine Zweiteilung zur Folge: Einerseits werden Innovationen für ein wachsendes Premiumsegment gefragt, andererseits bestimmen Kostenfokus und Vereinfachung die Fahrwerksentwicklung für die wachsende Anzahl von Kunden mit geringer Kaufkraft.

9.9 Ausblick

Alle Untersuchungen zeigen, dass in Europa, Nordamerika, Japan und sogar in Südkorea der Automobilmarkt bereits gesättigt ist und auch die Bevölkerung in diesen Ländern nicht mehr wächst (**Bild 9-63**) [54]. Hier werden die jährlichen Wachstumsraten unter 1 % liegen. Die Wachstumsmärkte für den Autoabsatz der Zukunft sind China (7 %), Indien (6 %), Russland (5 %), Südasien (4 %) und Südamerika (4 %) [55]. In diesen Märkten werden aber keine teure sondern einfache, geräumige, robuste Autos für weniger als 7000 € nachgefragt [56].

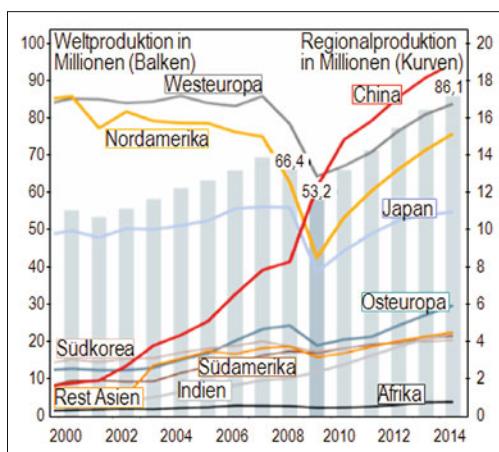


Bild 9-63: Weltweite Entwicklung des Pkw- und Light-Truck-Marktes 2000 bis 2014 [54]

Die Prognosen von Britisch Petroleum (BP) gehen davon aus, dass der Fahrzeugbestand weltweit von derzeit 900 Millionen bis zum Jahr 2050 auf 2 Milliarden ansteigen wird [56]. Zugleich wird die Energienachfrage bis 2030 um 60 % zunehmen. Dabei sind die Reserven der fossilen Energie auf 40 bis 50 Jahre geschätzt. Die fossilen Brennstoffe werden ab 2030 die wachsende Nachfrage nicht mehr abdecken können und deren Preis wird bis dahin stetig steigen. Mit synthetischen Brennstoffen aus nachwachsenden Stoffen zusammen mit Brennstoffzelle, Wasserstoff, Hybrid- und Elektroantrieben wird versucht, die Lücke zu schließen. Der Kraftstoffanteil an den Gesamtkosten des Autos wird deshalb stark wachsen. Dies wird dann wiederum die Bereitschaft der Autokäufer, mehr für das Auto zu bezahlen, stark begrenzen; zuerst wird auf das Zubehör verzichtet und dann auf ein billigeres Modell umgestiegen.

Wegen der Kraftstoffknappheit und CO₂ Senkungsbestimmungen werden ab 2050 die Autos, die ausschließlich von einem Verbrennungsmotor angetrieben werden, verschwinden. Diese werden ersetzt durch Fahrzeuge mit Hybrid-, Elektro- und Brennstoffzellenantrieben (**Bild 9-64**) [57].

Das globale Kundenverhalten wird sich ändern: Nach der Prognose von A.C. Nielsen [58] wird ab 2008 die Bedeutung des Mittelpreissegments schrumpfen; derzeit von 34 % auf 15 % im Jahr 2016. Dafür wird das Hochpreissegment von 35 auf 40 % und das Niedrigpreissegment von 31 auf 45 % steigen.

Nach 2016, durch o. g. Wachstum in Asien, wird sich die Tendenz noch verstärken, nach 2020 werden 2/3 der Autos zum Niedrigpreissegment gehören und das Mittelpreissegment wird nur noch wenig Bedeutung haben. Diese Tendenz ist auch in Deutschland festzustellen: nach einer Studie des Prognoseinstituts B&D-Forcast wird der Marktanteil der Autos unter 10000 € schon in 2012 von 4,2 auf 4,7 % steigen [59]. Seit 2008 ist der Marktanteil des mittleren Preissegments von 32 auf 28 % gefallen. Gleichzeitig steigt der Anteil von Autos über 20 T€ von 64 auf 67 %.

Daraus lassen sich folgende globale Trends ableiten:

- ♦ erhöhte Anzahl an Kleinwagen,
- ♦ Aufkommen von Niedrigpreis-Fahrzeugen (< 7000 € (12 Millionen im 2015)),
- ♦ Wachstum an Neufahrzeugen wird von Emerging Märkten getragen,
- ♦ Reduzierung von Kraftstoffverbrauch und damit CO₂ Emission (2010 bis 2020 minus 30 %),
- ♦ Aufkommen von Elektrofahrzeugen (5 Millionen in 2020),
- ♦ Preisabfall bei allen Fahrwerkkomponenten.

Die Weiterentwicklung der Automobiltechnology ist zur Zeit marktabhängig durch zwei unterschiedliche Trends geprägt [54]:

- ♦ Triade-Märkte (Nordamerika, EU, Japan): Funktionserweiterung- und Integration zur Verbesserung des Fahrverhaltens und CO₂-Emission,

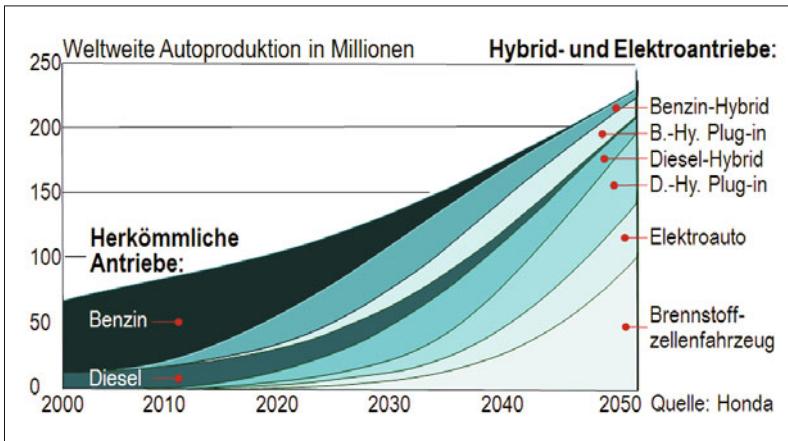


Bild 9-64:
Prognose der Antriebe
in der Zukunft [57]

- ♦ Emerging-Märkte (China, Indien, Russland, Südamerika): Volumen-Wachstum mit Niedrigkosten und Basistechnologie.

All diese Prognosen zeigen, dass die Mobilität durch Pkw dank der Wachstumsländer zwar in der Zukunft weiter steigen wird (in den Jahren 2010 bis 2025 von 60 auf über 95 Millionen Autos – ein Plus von 58 %), der Großteil dieser Autos, wird jedoch weniger kosten als heute. Wegen der steigenden Kraftstoffkosten und strenger werdenden Emissionsvorschriften müssen die Autos deutlich weniger verbrauchen. Das größte Potenzial liegt hier in einer Verbesserung des Wirkungsgrades der Verbrennungsmotoren und in einer verstärkten Nutzung von Hybrid-, Brennstoffzellen- und Elektroantrieben.

Der Beitrag des Fahrwerks zur Verbrauchsreduzierung wird durch die Senkung des Gewichtes und des Rollwiderstandes realisiert. Durch Leichtlaufreifen kann schon heute der Verbrauch bis zu 8 % reduziert werden [6] und das Gewicht des Fahrwerks lässt sich durch Einsatz eines intelligenten Materialmixes und durch Einsatz von CAx-Methoden zur Bauteiloptimierung um bis zu 20 % senken [60]. Sehr interessant ist in diesem Zusammenhang der Versuch von BMW, die Karosserie des 2013 in Serie gehenden „Mega City Vehicle“ voll aus kohlefaserverstärkten Kunststoffen zu fertigen. Dies wird alleine ca. 100 kg Gewicht sparen [46]. Wenn es BMW gelingt, Fahrzeuge mit einer derartigen Werkstofftechnologie kostengünstig zu fertigen, wird dies die zukünftige Gestaltung von Automobilen stark beeinflussen.

Entsprechend der dualen Preissegmentierung wird es auch nur noch zwei unterschiedliche Fahrwerke geben.

Das Fahrwerk des unteren Preissegments wird einfacher, leichter, robuster und preiswerter. Der Kostendruck wird die Hersteller dazu bewegen, mehr und mehr Standardfahrwerke zu benutzen, die mit deutlich weniger Einzelteilen in großen Stückzahlen, mit Niedriglöhnen gefertigt werden und nicht nur modell- sondern auch brandübergreifend einsetzbar sind. Dement-

sprechend wird das Fahrwerk in diesem Preissegment als Verkaufsargument keine Rolle spielen.

Als kostengünstigste Konzepte gelten Achsen mit McPherson-Federbeinaufhängungen vorn und Verbundlenkerachsen hinten. Ein zeitgemäßer Sicherheitsstandard bei Fahrzeuggeschwindigkeiten bis 160 km/h wird erwartet, es werden jedoch keine übertriebenen Anforderungen an den Komfort gestellt, um die Herstellkosten niedrig zu halten.

Ganz anders wird es im Hochpreissegment sein. Das Fahrwerk wird wegen seines großen Einflusses auf Komfort, Sicherheit und Fahrspaß noch deutlicher als Verkaufsargument benutzt und daher technologisch auf Hightech-Niveau weiterentwickelt. Die Mehrlenkeraufhängungen und ihre Derivate werden in diesem Segment sowohl vorn als auch hinten die Standardachsen bilden und die aktiven, vernetzten Fahrwerksysteme werden voll zur Geltung kommen.

Das Mittelpreissegment wird, wie beschrieben, kaum eine Rolle spielen und damit wird es keinen Bedarf an Fahrwerken zwischen den beiden Kategorien geben. Mobilität wird auch in den nächsten 50 Jahren hauptsächlich mit Fahrzeugen mit Fahrbahnkontakt (auf Räder) stattfinden und daher wird das Fahrwerk auch in den nächsten 50 Jahren aktuell bleiben, unabhängig davon, was für eine Energie- bzw. Antriebsart es fortbewegt.

Die größten Änderungen in der Fahrwerktechnik der Zukunft werden durch die Technologien von Hybrid- und Elektroantrieben sowie der elektronischen Fahrwerkregelung – aktive und X-by-wire-Systeme – herbeigeführt.

All diese Einflüsse können das Fahrwerk soweit verändern, dass sich die zukünftigen Fahrwerke grundsätzlich von den heutigen unterscheiden. Einen visionären Vorboten hierzu zeigt die Studie von Conti-VDO (s. Bild 9-38). In den letzten Jahren sind auch andere, realistischere Studien bekannt geworden, die Hinweise geben, dass die Visionen in den Bildern 4-110, 4-111, 9-36 oder 9-37 nicht zu sehr utopisch sind.

Literatur

- [1] Hackenberg, U.: Trends in der Fahrwerk- und Elektronikentwicklung. 17. Aachener Kolloquium, S. 1–9, Okt. 2008
- [2] Burgard, J.; Wyman, O.: Wo führt die Zukunft hin. In: Automobil Produktion, S. 20–28, Mai 2008
- [3] Institut für Fahrzeugtechnik der TU München: Interner Bericht. TU München, 2005
- [4] N.N.: A handle on dynamics, Chassis engineers from OEM and suppliers tell how they expect vehicle dynamics to develop in the coming years. In: Automotive Engineers, S. 31–44, June 2008
- [5] Gilsdorf, H. J.: Effiziente Leichtbau bei Federbeinen und Achsdämpfern. 7. IKA Tag des Fahrwerk, Aachen S. 43–52, Oktober 2010
- [6] N.N.: Geringerer Rollwiderstand senkt CO₂-Ausstoß. In: Automotiv Materials, S. 24–25, 04-2007, 2008
- [7] Gordon, T.; Howell, M.; Brando, F.: Integrated Control Methodologies for Road Vehicles. In: Vehicle System Dynamics 40 (2003), Nr. 1–3, S. 157–190
- [8] Tanaka, H.; Inoue, H.; Iwata, H.: Development of a Vehicle Integrated Control System. Proceedings of the XXIV FISITA Congress, S. 63–72. London, 1992
- [9] Bernhard, W.: Elektromobilität – Der einzige Weg in die Zukunft. 19. Aachener Kolloquium, S. 619–633, Okt. 2010
- [10] Krinke, S.; Koffler, Ch.; Deinzer, G.; Heil, U.: Automobiler Leichtbau unter Einbezug des gesamten Lebenszyklus. In: ATZ 112 (2010), S. 483–445, Juni 2010
- [11] Gies, S.: Zukünftige Herausforderungen der Fahrwerkentwicklung. 7. IKA Tag des Fahrwerks, S. 23. Aachen, Okt. 2010
- [12] ZF Friedrichshafen: Interne Präsentation, 2008
- [13] Küçükay, F.: Leichtbau im Antriebsstrang. IFA Symposium, S. 17–60. Haldesleben, Juni 2007
- [14] Fuhrmann, G.; Elbers, Ch.; Stretz, K.: Achskinematikstudie mit radführender Querblattfeder. 19. Aachener Kolloquium, S. 1603–1615. Okt. 2010
- [15] Ammon, D.: Rekuperation der Dämpfungsenergie. ATZ-Online 2009
- [16] N.N.: Drei Wege in die Hybrid-Antriebszukunft. In: Automobil-Wirtschaft 3-2007, S. 18–19
- [17] Bielefeld, M.; Bieler, N.: Modularer Hybrid-Antriebssysteme. In: ATZ 107 (2005), Nr. 9, S. 738–745
- [18] Thomas, J.: Sechs-Protz und Schlaue Eminenz. In: ATZ 111 (2009), S. 56–59, 25/2009
- [19] Lubischer, F.; Pickenhahn, J.; Gessat, J.; Gilles, L.: Kraftstoffsparspotential durch Lenkung und Bremse. In: ATZ 110 (2008), S. 996–1005, Nov. 2008
- [20] Knödel, U.; Strube, A.; Blessing, U.; Klostermann, S.: Auslegung und Implementierung bedarfsgerechter elektrischer Antriebe. In: ATZ 112 (2010), S. 462–473, Juni 2010
- [21] Sticher, G.; Rizoulis, D.: Das nachhaltige Automobilunternehmen- oder comeback des Elektroantriebs. 17. Aachener Kolloquium, S. 1347–1352, Okt. 2008.
- [22] Schneider, E.; Fickel, F.; Cebulski, B.; Liebold, J.: Hochintegrierte, modular skalierbare elektrische Antriebseinheit für Elektrofahrzeuge. 19. Aachener Kolloquium, S. 153–172. Okt. 2010
- [23] Wolters, P.; Pischinger, M.; Hülshorst, T.; Ogurzewalla, J.; Kamper, H.: Ein e-traktives City-Car Concept on the road. 19. Aachener Kolloquium, S. 107–120, Okt. 2010
- [24] N.N.: Hinterachsgetriebe für elektrisch unterstützten Allradantrieb (M-4WD). GKN Driveline Torque Technology, Firmenprospekt, www.gkn-driveline.de
- [25] König, L.; Böcker, R.; Folke, R.: Bosch Torque Vectoring for EV – A new approach to design lateral dynamics. In: ChassisTech, S. 99–109. München, Mai 2010
- [26] Häusler, F.: Deutsche Patentschrift DE2010050013 sowie: <http://www.ecs.hs-osnabrueck.de/2721+M5ed73dc06a4.html>
- [27] Advancements in electric and hybrid electric vehicle technology. SAE SP-1023. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1994
- [28] <http://www.hybrid-autos.info/Technik/PMSM>
- [29] <http://www.elektroautosweb.cz/Mitsubishi>
- [30] www.youtube.com/watch?v=8tLQ2-yKT4Y
- [31] ZF Friedrichshafen: Interne Präsentation von Prof. Christ. Friedrichshafen, 1994
- [32] Winterhagen, J.: Die Regelaufgabe nicht unterschätzen – Interview mit Prof. Stefan Gies. In: ATZ 112 (2010), S. 400–402, Juni 2010
- [33] Onoda, Y.; Onuma, Y.; Goto, T.; Sugitani, T.: Design Concept and Advantages of Steer-by-wire System. SAE World Congress Detroit, Michigan, 2008
- [34] Heißing, B.: Wer fährt unsere Fahrzeuge in der Zukunft – Mensch oder Computer. TU München, 2005
- [35] Winner, H.: Handbuch Fahrerassistenzsysteme. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2009
- [36] Inoue, H.: Next step of Driver Assistance – Toyota's point of view. In: ChassisTech, S. 29–46. München, Mai 2010
- [37] Hubek, B.; Hobeln, D.: Intelligente Sensorik – Basis für perfekte Performance. In: ATZ 102 (2000), Nr. 12, S. 1118–1123
- [38] Krämer, M.: Die neue Generation der Fahrerassistenzsysteme bei Mercedes. 17. Aachener Kolloquium, S. 753–762. Okt. 2008
- [39] VDA Bericht 2005
- [40] ZF Friedrichshafen: Interne Studie für vorausschauendes Fahrwerk. Friedrichshafen, 2004
- [41] Gulde, D.: Technik Lexikon – TMC- Staudienst. In: Auto Motor Sport, S. 44, Heft 12/2009
- [42] Firmen Prospekt DANA Corporation CPB-082005 Maumee-OH
- [43] Pecht, N. (Hrsg.): Fahrwerkstechnik für Pkw – Grundlagen, Konzepte, Prozesse und Trends. Landsberg: Verlag Moderne Industrie, 2004
- [44] N.N.: General Motors Hi-wire Concept 2002. Autoconcept-reviews.com
- [45] N.N.: Autoproduktion der nächsten Generation: Trexa E-Auto Entwicklungsplattform. Magazin für Hybridfahrzeuge und Elektroautos. Gruneautos.com 11 März 2010
- [46] Grundhoff, S.: Leicht ist und wird es auch nicht. <http://www.focus.de/auto/neuheiten/tid-18873.01.07.2010>.
- [47] Berger, C.; Rumpe, B.: Autonomes Fahren – Erkenntnisse aus DARPA Urban Challenge. it- Information Technology 50 (2008)4. Oldenburg Wissenschaftsverlag, 11. März 2010
- [48] Wille, M.; Saust, F.; Maurer, M.; Notdurf, T.; Hecker, P.: Projekthaus StadtPilot – Autonomes Fahren auf den Braunschweiger Stadtring. 19. Aachener Kolloquium, S. 829–846. Oktober 2010.
- [49] Marsiske, H.-A.: Autonome Fahrzeuge sind bereits im Straßenverkehr unterwegs. In: VDI Nachrichten, Nr. 43, S. 4. Düsseldorf 29. Okt. 2010
- [50] Heißing, B.: Wer fährt unsere Fahrzeuge in der Zukunft – Mensch oder Computer. TU München, 2005
- [51] <http://zone.ni.com/devzone/cda/pub/p/id/377>
- [52] Deutschle, S.: Das KONVOI Projekt – Entwicklung und Untersuchung des Einsatzes von elektronisch gekoppelten Lkw-Konvois auf Autobahnen. 17. Aachener Kolloquium, S. 881–886. Okt. 2008
- [53] ZF Friedrichshafen: Interne Zukunftstudie für Fahrwerk und Antrieb. Friedrichshafen, 2005
- [54] Holdmann, P.: Fahrwerkentwicklung für eine globalisierte Welt. 7. IKA Tag des Fahrwerks, S. 12–22. Okt. 2010
- [55] Rothenpiller, J.: Herausforderung: Welt- Volkswagen in Kleinwagensegment. 15. Aachener Kolloquium, S. 1875–1888. Okt. 2006

- [56] *Goeudevert, D.*: Die Automobilindustrie ist nicht innovativ. In: VDI-Nachrichten, 24.3.2006. Düsseldorf, 2006
- [57] Zukunft des Automobils – Krieg der Welten. In: ADAC Motorsport, Dez. 2009, S 25–30, München: ADAC Verlag, 2009
- [58] *Hubbert, J.*: Die Autoindustrie in schwerem Gelände. 7. Grazer Allradkongress, 2./3. Februar 2006. S. 20/1–7
- [59] *N.N.*: Autotrends 2006. In: Automobilwirtschaft März 2006, S. 4, München: KraftHand Verlag, 2006
- [60] *Breass, Seiffert*: Kraftfahrzeughandbuch. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2001

Glossar

Englisch	Deutsch
3D CAD software	3D-CAD-Software
3D modeling (software)	3D-Modellierung, Software
4-post test rig	4-Stempelanlage
μ -split	μ -Split
A	
ABE (software)	Basistool ABE
ABS valve configuration	ABS-Ventilkonfiguration
ACC Stop&Go	ACC Stop&Go
acceleration (driveoff) behavior	Anfahrverhalten
acceleration balance	Anfahrrückausgleich
acceleration sensor	Beschleunigungssensor
acceleration support angle	Anfahrabstützwinkel
accelerator pedal module	Gaspedalmodul
accident avoidance maneuvering, full automated	Ausweichmanöver, vollautomatisiertes
acid corrosion	Säurekorrosion
Ackermann	Ackermann-Bedingung
acoustic excitations	akustische Anregung
acoustic isolation, noise isolation	akustische Entkopplung
acoustic quality	akustische Güte
acoustics	Akustik
active body control (ABC)	Active Body Control (ABC)
active chassis stabilization	Fahrwerkstabilisierung (AFS), aktive
active cornering enhancement (ACE)	Active Cornering Enhancement (ACE)
active cruise control (ACC)	Active Cruise Control (ACC)
Active Four“ four-wheel steering	Active-Four-Vierradlenkung
active front steering	Active Front Steering
active geometry control suspension (AGCS)	Active Geometry Control Suspension (AGCS)
active leveling	Niveauregulierung
active leveling systems	Niveauregulierungssystem
active leveling systems, hydropneumatic	Niveauregulierungssystem, hydropneumatische
active leveling, adaptive spring systems for	Niveauregulierung, adaptive Federungs-
active rollover protection (ARP)	Active Rollover Protection (ARP)
active safety system	Active Safety System
active spring systems	Aktivfederung
active steering	Aktivlenkung
active suspension control system (ASCS)	Active Suspension Control System (ASCS)
active suspension via control arm (ASCA)	Active Suspension via Control Arm (ASCA)
active tilt control (ATC)	Active Tilt Control (ATC)
active tire tilt control (ATTC)	Active Tire Tilt Control (ATTC)
active yaw control (AYC)	Active Yaw Control (AYC)
actuators	Aktuatorik
adaptive cruise control (ACC)	Adaptive Cruise Control (ACC)
adaptive materials	Werkstoffe, adaptive
adhesion	Haften
adhesion limit	Kraftschlussgrenze
adhesion potential	Kraftschlusspotenzial
adhesive friction	Adhäsionsreibung
ad-hoc networks	Ad-hoc-Netze
advanced product quality planning (APQP)	Advanced Product Quality Planning (APQP)
aerodynamic drag	Luftwiderstand
aerodynamic drag coefficient	Luftwiderstandsbeiwert
aerodynamic drag, induced	Luftwiderstand, induzierter
aerodynamic drag, internal	Luftwiderstand, innere
agility	Agilität

agility, increased	Agilitätssteigerung
air resistance	Lüfterwiderstand
air resistance coefficient	Luftbeiwert
air spring strut	Luftfederbein
air springing	Luftfederung
air springs	Luftfeder
airborne sound transmission	Luftschallübertragung
air-filled spring/damper unit	Luft-Feder-Dämpfer
Aktakon algorithm	Aktakon-Algorithmus
aligning torque	Rückstellmoment
amplification function	Vergrößerungsfunktion
angle superposition steering system	Winkelüberlagerungslenkung
angular ball joint	Winkelgelenk
anti-dive	Bremsnickausgleich
antilock braking system (ABS)	Anti-Blockiersystem (ABS)
antilock braking system (ABS), control phases of	Anti-Blockiersystem (ABS), Regelungsphasen
antilock braking system (ABS), control range of	Anti-Blockiersystem (ABS), Regelbereich
anti-roll moment, distribution of	Wankabstützung, Verteilung der
anti-spin regulation (ASR)	Antriebsschlupfregelung (ASR)
aquaplaning	Aquaplaning
articulation, cardanic	Auslenkung, kardanische
ASIL standards	ASIL-Standard
automatic leveling	Niveauregelung
auxiliary (emergency) brake	Hilfs-Bremsanlage (HBA)
axial ball joint	Axialgelenke
axial ball joint, construction	Axialgelenk, Aufbau
axial bump stop	Axialanschlag
axial runout	Planschlaggenauigkeit
axial stiffness	Axialsteifigkeit
axle	Achse
axle body	Achskörper
axle designs, future	Achstypen, zukünftige
axle differentials, electronically-controlled	Achs differential, elektronisch geregelt
axle drive	Achsgetriebe
axle drive for lateral torque distribution	Achsgetriebe, zur Quermomentverteilung
axle load shift	Achslastverlagerung
axle module	Achsmodul
axle tramp	Trampeln
axle type design catalog	Achstypen, Konstruktionskatalog

B

B/W split	S/W-Aufteilung
ball joint	Kugelgelenk
ball joint configuration	Kugelgelenk, Aufbau
ball joint housing	Kugelgelenk, Gehäuse
ball joint types	Kugelgelenk, Systematik
ball race	Kugelschale
ball stud	Kugelzapfen
barrel-shaped sealing boots	Tonnenbalg
bead core	Wulstkern
bearing / pivot systems	Lagersystem
bearing friction	Lagerreibung
bearing grease	Radlagerfette
bearing play	Lagerbetriebsspiel
bellows, boot	Balg
belt drive	Riemenantrieb
bias-ply tires	Diagonalreifen
biological growth	„Biologisches Wachstum“
body acceleration	Aufbaubeschleunigung
body acceleration, spectral density of	Aufbaubeschleunigung, spektrale Dichte der
body damping, variation of	Aufbaudämpfung, Variation der
body natural frequency	Aufbaueigenfrequenz

body stabilization	Aufbaustabilisierung
body-borne noise transmission	Körperschallübertragung
bonded rubber components	Gummiverbundteile
bottom valve	Bodenventil
brake assistant	Bremsassistent
brake assistant, electronic (EBA)	Bremsassistent, elektronischer (EBA)
brake assistant, hydraulic (HBA)	Bremsassistent, hydraulischer
brake assistant, mechanical (MBA)	Bremsassistent, mechanischer
brake caliper bracket	Bremssattelhalter
brake calipers	Bremssattel
brake circuit split, diagonal	Bremskreisaufteilung, diagonale
brake circuit split, front/rear	Bremskreisaufteilung, Vorder-/Hinterachs-
brake disc materials	Bremsscheiben, Werkstoffe
brake discs	Bremsscheiben
brake discs, automated cleaning of	Bremsscheiben, Reinigungsmodul
brake discs, dishing of	Bremsscheiben, Schirmung
brake discs, floating	Bremsscheiben, schwimmend gelagerte
brake discs, modification of	Bremsscheiben, Modifikation
brake drum materials	Bremstrommel, Werkstoffe
brake fade	Bremsenfading
brake fluid	Bremsflüssigkeit
brake force booster	Bremeskraftverstärker
brake force booster support	Bremeskraftverstärker, Unterstützung
brake force booster, active	Bremeskraftverstärker, aktiver
brake force booster, hydraulic	Bremeskraftverstärker, Hydraulik-
brake force booster, vacuum	Bremeskraftverstärker, Unterdruck-
brake force distribution	Bremeskraftverteilung
brake force distribution, electronic (EBD)	Bremeskraftverteilung, elektronische (EBV)
brake force transfer	Bremeskraftübertragung
brake hoses	Bremsschlauch
brake intervention in traction control (EDC)	Bremsenregelung der ASR (BASR)
brake judder	Bremsrubbeln
brake lines	Bremsleitung
brake lines, flexible	Bremsschlauchleitungen
brake lines, flexible	Flexleitungen
brake lines, hard	Bremsrohrleitungen
brake linings	Bremsbeläge
brake pedal feel	Bremspedalcharakteristik
brake pedal module	Bremspedalmodul
brake pressure buildup	Bremsdruckaufbau
brake pressure buildup, predictive	Bremsdruckaufbau, vorgesteuerter
brake support angle	Bremsabstützwinkel
brake systems, future of	Bremse, Zukunft
brake, electrohydraulic (EHB)	Bremse, elektrohydraulische (EHB)
brake, electromechanical (ContiTeves)	Bremse von Teves, elektromechanische
brake, electromechanical (EMB)	Bremse, elektromechanische (EMB)
brake, radial	Bremse, Radial-
brake, wedge	Bremse, Keil-
brake-by-wire	Brake-by-wire
braking behavior	Bremsverhalten
braking coefficient	Bremskoeffizient
braking control systems, electronic	Bremsregelsystem, elektronisches
braking dynamics	Bremsdynamik
braking forces	Bremskräfte
braking on a μ -split surface	Bremsen auf μ -Split
braking potential	Bremspotenzial
braking slip	Bremsschlupf
braking system	Bremssystem
braking system components	Bremssystem, Komponenten
braking system, enhanced stability (ABSplus)	Bremssystem, erweitertes Stabilitäts-, (ABSplus)
braking systems, design of	Bremsanlage, Auslegung
braking systems, types of	Bremsanlage, Arten

braking torque	Bremsmoment
braking while cornering	Bremsen in der Kurve
buckling force	Knickkraft
buckling safety	Knicksicherheit
bump absorption capability	Schluckvermögen
bump stop	Druckanschlag
bump stop, displacement-dependent	Druckanschlag, wegabhängiger
bump stop, elastic	Druckanschlag, elastischer
bump stop, mechanical-hydraulic	Anschlag, hydraulisch-mechanischer
bus systems	Bussysteme
bushings / mounts, active	Lager, aktive
bushings / mounts, adaptive	Lager, adaptive
bushings / mounts, intelligent	Lager, intelligente
bushings / mounts, radially damping	Lager, radial dämpfendes
bushings, hydraulically damped	Buchse, hydraulisch dämpfende
C	
CAD model	CAD-Modell
calculation models	Berechnungsmodelle
calibration	Kalibrierung
caliper materials	Sattel-Werkstoffe
caliper specification	Sattelauslegung
camber angle	Sturzwinkel
CAN bus	CAN-Bus
carcass	Karkasse
car-to-car communication	Car-to-car Kommunikation
CASE model	CASE-Modell
CASE tools	CASE-Tools
cavity	Kavität
CDTire	CDTire
center differential	Längsdifferenzial
center differential	Mittendifferenzial
center of gravity height, variation of	Schwerpunktthöhe, Variation
center of gravity position, variation of	Schwerpunktlage, Variation
center of wind pressure	Windangriffspunkt
central controllers	Zentralregler
change frequency	Änderungshäufigkeit
change management	Change Management
chassis acoustics	Fahrwerksakustik
chassis bushings / mounts, elastomeric	Fahrwerkslager, elastomeres
chassis components	Fahrwerk, Bestandteile
chassis composition	Fahrwerk, funktionelle Struktur
chassis control systems	Fahrwerkregelsysteme
chassis control systems, electronic	Fahrwerkregelsysteme, elektronische
chassis control systems, networking of	Fahrwerksregelungssysteme, Vernetzung
chassis control systems, simulation of	Fahrwerkregelsysteme, Simulation
chassis development	Fahrwerkentwicklung
chassis development process plan	Fahrwerkentwicklung, Ablaufplan
chassis modular structure	Fahrwerk, modulare Struktur
chassis mounts, switchable	Fahrwerkklager, schaltbares
chassis subframe	Achsträger
chassis subframe	Hilfsrahmen
chassis subframe mounts	Achsträgerlager
chassis subframe mounts	Hilfsrahmenlager
chassis systems, electronic	Fahrwerksysteme, elektronische
chassis systems, mechatronic	Fahrwerksysteme, mechatronische
chassis, active	Fahrwerk, aktives
chassis, predictive	Fahrwerk, vorausschauendes
checkpoints	Check Points
circular motion, acceleration from steady-state	Kreisfahrt, Beschleunigen aus stationärer
circular motion, braking from steady-state	Kreisfahrt, Bremsen aus stationärer
circular motion, steady state	Kreisfahrt, stationäre

circumferential slip	Umfangsschlupf
classification	Klassierung
clearance	Lüftspiel
clearance reserve	Luftspaltreserve
climbing resistance	Steigungswiderstand
clutch pedal module	Kupplungspedalmodul
CO ₂ reduction	CO ₂ -Reduzierung
Cobapress	Cobapress
coefficient of adhesion	Kraftschlussbeiwert
coefficient of rolling resistance	Rollwiderstandskoeffizient
coefficient of static friction	Haftriebwert
coexistence, cooperative	Koexistenz, kooperative
coexistence, peaceful	Koexistenz, friedliche
coil compression springs, cold forming of	Schraubendruckfeder, Kaltumformung
coil compression springs, end shapes of	Schraubendruckfeder, Endenformen
coil compression springs, shaping of	Schraubendruckfeder, Formgebung
coil springs	Schraubenfeder
cold forming	Kaltumformung
combined friction	Mischreibung
component design	Bauteilkonstruktion
component service life	Bauteillebensdauer
component strength	Bauteilfestigkeit
component testing	Bauteilprüfung
component tests	Komponentenprüfungen
composite damping	Verbunddämpfung
composite materials	Compositwerkstoffe
compressibility	Kompressibilität
compression ratio (spring)	Übersetzungsvorhältnis
compression without lateral force	Einfederung, querkraftfreie
computer-aided engineering	Simulation, virtuelle
computer-aided engineering (CAE)	Computer Aided Engineering (CAE)
concept phase	Konzeptphase
concept vehicle	Konzeptfahrzeug
conical disc insert	Kegelscheibe
contact patch	Aufstandsfläche
contact patch	Latschfläche
contact patch force	Radaufstandschaft
contact pressure	Kontaktdruck
continuous damping control (CDC)	Continuous Damping Control (CDC)
continuous improvement process (CIP)	kontinuierlicher Verbesserungsprozess (KVP)
contour shaping	Konturgebung
control arm	Führungslenker
control arm mounts, switchable	Querlenkerlagerung, schaltbare
control joint	Führungslenk
control loop, closed loop	Regelkreis, geschlossener
control loop, open loop	Regelkreis, offener
control strategies	Betriebsstrategien
control, integral	Regelung, integrale
control, networked	Regelung, vernetzte
cord fabric	Cordgewebe
corner module	corner
cornering	Kurvenfahrt
cornering behavior	Kurvenverhalten
cornering stability	Kurvenstabilität
cornering stiffness	Cornering-Stiffness
cornering under acceleration	Kurvenfahrt, beschleunigte
correction factor	Korrekturfaktor
corrosion protection	Korrosionsschutz
corrosion resistance	Korrsionswiderstand
coupling, elastic	Kupplung, elastische
coupling-type twist beam axle	Koppellenkerachse
crank slider system	Schubkurbelgetriebe

crash compatibility	Crashkompatibilität
crash phases	Crashphasen
crash prediction	Crash Prediction
crash safety requirements	Crashanforderungen
crash simulation	Crashsimulation
crash system, adaptive	Crashsystem, adaptives
creep	Kriechverhalten
cross-axis joints	Hülsengelenk
cross-ply bellows	Kreuzlagenbalg
crosswind behavior	Seitenwindverhalten
crosswind coefficients	Seitenwindbeiwerte
crosswind forces	Seitenwindkräfte
crosswind sensitivity	Seitenwindempfindlichkeit
cruise control	Tempomat-Funktion
customer value	Kundenwert
CV joints, constant-velocity joints	Gleichlaufgelenke

D

damage calculation	Schädigungsrechnung
damper characteristic curves	Dämpferkennlinien
damper force calculation	Dämpfkräfteberechnung
damper joint	Dämpfergelenk
damper mounts	Dämpferlager
damper strut	Dämpferbein
damper strut suspension	Dämpferbein, Aufhängung
dampers, ERF	Dämpfer, ERF-
dampers, load dependent	Dämpfer, lastabhängiger
dampers, MRF	Dämpfer, MRF
dampers, variable	Dämpfer, variabler
damping	Dämpfung
damping bandwidth	Dämpfungsbandbreite
damping bushings	Silentbloc
damping capacity	Dämpfungsvermögen
damping coefficient	Dämpfungsbeiwerte
damping constants	Dämpferkonstante
damping properties	Dämpfungseigenschaft
damping systems	Dämpfungssystem
damping systems, adaptive	Dämpfungssystem, adaptives
damping systems, adaptive (ADSII)	Dämpfungssystem, adaptives (ADSII)
damping systems, semi-active	Dämpfungssystem, semi-aktive
damping value	Dämpfungsmaß
damping, amplitude selective	Dämpfung, amplitudenselektive
damping, frequency-dependent	Dämpfung, frequenzabhängige
damping, frequency-selective	Dämpfung, frequenzselektive
damping, future of	Dämpfung, Zukunft
damping, hydraulic	Dämpfung, hydraulische
damping, load-dependent	Dämpfung, lastabhängige
damping, semi-active	Dämpfung, semiaktive
damping, stroke-dependent	Dämpfung, hubabhängige
damping, wide-band	Dämpfung, breitbandige
de Dion axle	De-Dion Achse
decay constant	Abklingkonstante
decay curve	Abklingkurve
deceleration measurement	Verzögerungsmessung
definition phase	Definitionsphase
deformation energy	Formänderungsenergie
deformation wave creation	Deformationswellenbildung
density, spectral	Dichte, spektrale
design	Konstruktion
design freeze	design freeze
difference angle coupling	Differenzwinkeleinheit
differential	Differenzial

differential lock	Differenzialsperre
differential lock, electronic	Differenzialsperre, elektronische
digital mockup (DMU)	Digital Mock Up (DMU)
dip painting	Tauchlackierung
distance assistance	Distanzassistenz
domain	Domäne
domain, lateral dynamic	Domäne, Querdynamik
domain, longitudinal dynamic	Domäne, Längsdynamik
domain, vertical dynamic	Domäne, Vertikaldynamik
domain-based classification	Domänenaufteilung
double wishbone	Doppelquerlenker
double wishbone suspension system	Double Wishbone Axle
double-fold sealing boot	Doppelfaltenbalg
double-headed bending tool	Doppelkopfbieger
double-sleeve joint	Doppelhülsengelenk
drive slip	Antriebsschlupf
driver assistance systems	Assistenzsysteme
driver assistance systems	Fahrerassistenzsysteme
driver-vehicle control loop	Regelkreis Fahrer-Fahrzeug
drivetrain	Antriebsstrang
drivetrain efficiency	Antriebsstrangwirkungsgrad
driving (dynamic) stability	Fahrstabilität
driving chassis	Chassis, selbstfahrendes
driving chassis	Driving Chassis
driving dynamics	Fahrdynamik
driving maneuvers	Fahrmanöver
driving maneuvers, matrix of	Fahrmanöver, Systematik
driving maneuvers, standardized	Fahrmanöver, Standard-
driving resistance	Fahrwiderstand
driving resistance, power required to overcome	Fahrwiderstandsleistung
driving, autonomous	Fahren, autonomes
driving, predictive	Fahren, vorausschauendes
drum brakes	Trommelbremse
drum brakes, duo-servo	Trommelbremse, Duo-Servo-
drum brakes, simplex	Trommelbremse, Simplex-
drum in hat	drum-in-hat
dual pinion drive	Doppelritzelantrieb
dual-track model	Zweispurmodell
ductility	Duktilität
durability	Dauerfestigkeit
durability (service life)	Betriebslebensdauer
dust lip	Staublippe
Dynamic Drive	Dynamic Drive
dynamic hardening	Verhärtung, dynamische
dynamic load rating	Tragzahl, dynamische
dynamic stiffness	Steifigkeit, dynamische
dynamic wheel loads	Radlastdifferenz
dynamic wheel vertical force	Achslastverschiebungen

E

eCorner module	eCorner-Modul
effects analysis (FMEA)	Einflussanalyse
elastokinematic connection elements	Verbindungselement, elastokinematisches
elastokinematic testing	elastokinematische Tests
elastokinematics, modeling of	Elastokinematik, Modell
elastokinematics, optimization of	Elastokinematik, Optimierung
elastokinematics, specification of	Elastokinematik, Auslegung
elastomers	Elastomer
elastomers, components	Elastomer, Bauteil
elastomers, force-displacement curves	Elastomer, Kennlinie
elastomers, material behavior	Elastomer, Werkstoffverhalten
elastomers, materials	Elastomer, Werkstoffe

elastomers, tuned mass dampers	Elastomer, Tilger
electric parking brake (EPB)	Parkbremse, elektrische (EPB)
electric power steering	Elektrolenkung
electrical active body control (eABC)	Electrical Active Body Control (eABC)
electro-dip painting	Elektrotrockenlackierung
electromagnetic suspension system	Suspension-System, elektromagnetisches
electronic parking brake	Parkbremse, elektronische
E-link (suspension)	E-Link
elongation	Dehnung
emergency steering maneuver	Notlenkmanöver
emergency steering properties	Notlenkeigenschaften
emissions, reduction of	Emissionssenkung
energy absorption	Energieabsorption
energy requirements	Energiebedarf
engagement	Verlobung
engine and transmission mounts	Aggregatelager
engine drag torque control (MSR)	Motor-Schleppmomentenregelung (MSR)
engine efficiency	Motorwinkungsgrad
engine intervention ASR (MASR)	Motorregelung der ASR (MASR)
engine mounts	Motorlager
engine mounts, electrically switchable	Motorlager, elektrisch schaltbares
engine mounts, hydraulic	Motorlager, hydraulisches
engine oscillations	Triebwerksschwingung
engine pivot damper	Motornickdämpfer
engine shudder	Motorstuckern
environment detection sensors	Umfeldsensorik
excitation acceleration	Erregerbeschleunigung
excitation amplitude	Erregeramplitude
excitation frequency	Anregungsfrequenz
excitation oscillations	Erregerschwingungen
excitation signal	Anregungssignal
exposure, time length of	Einwirkdauer

F

F300 LifeJet	F300 Life-Jet
F400 Carving	F400 Carving
facelift	face lift
fail-safe mode	Fail-Safe-Modus
fail-silent mode	Fail-Silent Modus
failure distribution	Ausfallverteilung
failure mode analysis	Fehlermöglichkeitsanalyse
fatigue life	Ermüdungslaufzeit
fatigue life	Ermüdungslbensdauer
fingerprint, whole-vehicle handling	Fingerprint, fahrdynamischer
finite element method (FEM)	Finite Elemente Methode (FEM)
finite element method (FEM), software	Finite Elemente Methode (FEM), Software
five-link suspension	5-Lenker-Aufhängung
five-link suspension	Raumlenker
fixed calipers	Festsattel
flatspotting	Flat-Spot-Verhalten
flexible body model	Flexkörper-Modell
flexing resistance	Walkwiderstand
FlexRay	FlexRay
FMEA methods	FMEA-Methode
force transfer	Kraftübertragung
force transfer between road and tire	Kraftübertragung Reifen-Fahrbahn
force transfer, physics of	Kraftübertragung, Physik
force transfer, vertical	Kraftübertragung, vertikale
force-measuring wheel unit	Kraftmessfelge
force-stroke curve	Kraft-Hub Diagramm
force-velocity curve	Kraft-Geschwindigkeits-Diagramm
four-link suspension	4-Lenker-Aufhängung

four-point link	4-Punkt-Lenker
four-wheel steering	Allradlenkung
four-wheel steering, passive	Allradlenkung, passive
four-wheel-drive, all-wheel-drive	Allradantrieb
FPDS (Ford Product Development System)	FPDS (Ford Product Development System)
free rolling	Rollen, freies
frequency position	Frequenzlage
friction minimization	Reibungsminimierung
friction radius, effective	Reibradius
frictional force	Reibkraft
frictional resistance	Reibungswiderstand
front suspension	Vorderachsauflage
front suspension, five-link	Vorderachsauflage, Fünflenker
front-wheel steering	Vorderradlenkung
fuel consumption	Kraftstoffverbrauch
full hardening	Durchhärtung
fully-supporting air spring	Luftfeder, volltragende
function architecture	Funktionsarchitektur
functional integration	Funktionsintegration
future axle drives	Achsantrieb der Zukunft
future scenarios	Zukunftsszenarien
future wheel designs	Räder der Zukunft

G

gear tooth base	Zahnfuß
gear tooth tip	Zahnkopf
geometry measurement	Geometrie-Messung
G-G“ diagram	„G-G“-Diagramm
glass transition temperature	Glastemperatur
global chassis control	Global Chassis Control
global chassis management	Global Chassis Management
globoid worm drive transmission	Globoidschneckengetriebe
GM Hy-Wire	GM Hy-Wire
Gough diagram	Gough-Diagramm
ground contact patch	Bodenauflandsfläche
ground hook control strategy	Ground-Hook-Regelung

H

Haldex	Haldex
half-shafts	Seitenwellen
Hall effect sensor	Hall-Sensor
handling	Fahrverhalten
handling behavior evaluation (acc. to Bergmann)	Fahrzustandsbeurteilung nach Bergmann
handling behavior evaluation (acc. to Olley)	Fahrzustandsbeurteilung nach Olley
handling stabilization functions	Fahrstabilisierungsfunktionen
handling, evaluation of	Fahrverhalten, Beurteilung
handling, objective evaluation of	Fahrverhalten, Beurteilung, objektive
handling, subjective evaluation of	Fahrverhalten, Beurteilung, subjektive
hard points	Gelenkpunkte
harmonic excitations	harmonische Anregungen
harshness	Rauigkeit
health risk	Gesundheitsgefährdung
heat value	Heizwert
height adjustment	Niveauwahl
height-to-width ratio	Schlankheitsgrad
helical-cut gears	Schrägverzahnung
high-pressure accumulator	Hochdruckspeicher
high-speed strength	Schnelllauffestigkeit
hill-hold function	Hill-hold-Funktion
hollow-bar stabilizers	Rohrstabilisator
hot forming	Warmumformung
Hotchkiss axle	Hotchkiss-Achse

human oscillation evaluation
 human-machine interface (HMI)
 hybrid powertrain
 hybrid vehicle
 hydraulic bushing, axially-damping
 hydraulic mount
 hydraulically-damped („hydro“) bushings
 hydraulic-electronic control unit (HECU)
 hydrostatic backup steering system
 hysteresis loop
 hysteresis, friction from

I

imaginary steering axis
 impact absorbers
 impulse wheel
 incline angle
 independent suspension
 independent suspension
 independent suspension with five links
 independent suspension with four links
 independent suspension with one link
 independent suspension with three links
 independent suspension with two links
 independent suspension, central link
 independent suspension, double wishbone
 independent suspension, double wishbone
 independent suspension, front axle
 independent suspension, kinematics of
 independent suspension, lateral link
 independent suspension, multi-link
 independent suspension, rear axle
 independent suspension, screw-link
 independent suspension, semi-trailing link
 independent suspension, spring strut
 independent suspension, swing axle
 independent suspension, trailing link
 individual distribution error
 individualization
 inertial force
 inertial resistance
 infrared (IR) temperature measurement
 initial displacement excitation
 inner drum test rig
 instantaneous center/axis of rotation
 integral link
 integrated damper control
 integrated simulation environment
 internal pressure
 internal-pressure hydroforming
 involute steering rack teeth
 irregularities, periodic
 irregularities, stochastic (random)

J

jacket tube
 jacking force
 joint angle representation
 joint motion
 joints, integrated CV / bearing
 joints, system structure

Schwingungsbewertung, menschliche
 Mensch-Maschine-Schnittstelle (HMI)
 Hybridantrieb
 Hybridefahrzeuge
 Hydrobuchse, axial dämpfende
 Hydrolager
 Hydrolagerbuchse
 hydraulisch/elektronische Regeleinheit (HECU)
 Notlenksystem, hydrostatisches
 Hystereseschleife
 Hysteresereibung

Achse, virtual
 Pralldämpfer
 Impulsrad
 Dachwinkel
 Einzelradaufhängung
 Independent Suspension
 Einzelradaufhängung mit fünf Lenkern
 Einzelradaufhängung mit vier Lenkern
 Einzelradaufhängung mit einem Lenker
 Einzelradaufhängung mit drei Lenkern
 Einzelradaufhängung mit zwei Lenkern
 Einzelradaufhängung, Zentralenker
 Einzelradaufhängung, Doppelquerlenker
 Einzelradaufhängung, Doppelquerlenker
 Einzelradaufhängung, Vorderachse
 Einzelradaufhängung, Kinematik
 Einzelradaufhängung, Quer-
 Einzelradaufhängung, Mehrlenker
 Einzelradaufhängung, Hinterachse
 Einzelradaufhängung, Schraubenlenker
 Einzelradaufhängung, Schrägenker
 Einzelradaufhängung, Federbein-
 Einzelradaufhängung, Pendellenker
 Einzelradaufhängung, Längslenker
 Einzelteilungsfehler
 Individualisierung
 Trägheitskraft
 Beschleunigungswiderstand
 IR-Temperaturtechnik
 Fußpunkterregung
 Innenstrommelprüfstand
 Momentanpol
 Integrallenker
 Dämpferregelung, integrierte
 Simulationsumgebung, integrierte
 Innendruck
 Innen-Hochdruck-Umformverfahren (IHU)
 Zahnstangen-Evolventverzahnung
 Unebenheiten, periodische
 Unebenheiten, stochastische

Mantelrohr
 Jacking Force
 Gelenkwinkeldarstellung
 Gelenkbewegung
 Gelenk, homokinetisches
 Gelenk, Systematik

K

Kamm's circle	Kammscher Kreis
kinematic analysis	kinematische Analyse
kinematic linkage	kinematische Kette
kinematic optimization	Kinematikoptimierung
kinematic parameters	Kinematikkennwerte
kinematic points	Kinematikpunkte
kinematic testing	kinematische Tests
kinematics & compliance (K&C) rig	Kinematics & Compliance Rig (K&C Rig)
kinematics / elastokinematics	Kinematik/Elastokinematik
kinematics, active	Kinematik, aktive
kingpin (steering) axis	Spreizachse
kingpin inclination	Spreizung
knuckle	Achsschenkel
Krempel diagram	Krempel-Diagramm

L

lane changing	Spurwechsel
lane changing assistance	Spurwechselassistenz
lane holding	Spurführung
lane holding assistance	Spurhalteassistenz
lane holding, fully automated	Spurführung, vollautomatische
lateral acceleration	Querbeschleunigung
lateral acceleration	Seitenbeschleunigung
lateral adhesion	Seitenhaftung
lateral camber force	Sturzseitenkraft
lateral dynamic control systems	Querdynamikregelsysteme
lateral dynamics	Querdynamik
lateral dynamics systems	Querdynamiksysteme
lateral force changes	Seitenkraftänderung
lateral force compensation	Querkraftausgleich
lateral force reduction	Querkraftreduzierung
lateral force reduction	Seitenkraftverlust
lateral force shear stress	Querkraftschubspannung
lateral force vs. sideslip curves	Seitenkraft-Schräglaufkennlinie
lateral force vs. tire sideslip angle curves	Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie
lateral forces	Seitenkräfte
lateral grip	Seitenführung
lateral slip	Querschlupf
lateral torque distribution	Quermomentverteilung
leaf spring design	Blattfederkonstruktion
leaf spring suspension	Blattfederführung
leaf spring windup	S-Schlag
leaf spring windup tendency	S-Schlagneigung
leaf springs	Blattfeder
leaf springs, made from composite	Blattfeder, Kunststoff
leaf springs, shaping of	Blattfeder, Formgebung
leaf springs, with linear stiffness	Blattfeder, mit linearer Kennlinie
leveling	Niveaubaugleich
lightweight wheel bearing unit	Leichtbauradlagereinheit
line of effective wheel force	Radwirkungslinie
load cascading	Lastenkaskadierung
load cases, standard	Lastfälle, Standard-
load changes	Lastwechsel
load changes during straight line driving	Lastwechsel, bei Geradeausfahrt
load changes, reactions to	Lastwechsel, Reaktion
load shifts	Wechselbelastung
loads data (for MBS models)	Lastdaten am MKS-Modell
locking differentials	Sperrdifferenziale
long spindle	Abstand, langer
longitudinal adhesion	Längshaftung
longitudinal distribution	Längsverteilung

longitudinal dynamic systems	Längsdynamik, Systeme
longitudinal dynamics	Längsdynamik
longitudinal slip	Längsschlupf
longitudinal torque distribution	Längsmomentverteilung
loss angle	Verlustwinkel
low-noise tires	Flüsterreifen
lubricant film	Schmierfilm
lubricants	Schmierstoffe
lubrication	Schmierung
M	
manufacturing process simulation	Fertigungsverfahren, Simulation
manufacturing tolerances	Fertigungstoleranzen
marriage	Hochzeit
mass, unsprung	Masse, ungefederte
McPherson	McPherson
McPherson, suspension system	McPherson, Achse
McPherson, with two-piece wheel carrier	McPherson, mit doppeltem Radträger
mechatronic systems	System, mechatronisches
milestones	Meilensteine
model integration	Modellintegration
momentary center/axis of rotation	Momentanpol
monotube shock absorber	Einrohrdämpfer
motor angle position sensor	Motorwinkelsensor
motor vehicle fuels	Kraftfahrzeug-Treibstoffe
multi-body model	Mehrkörpermodell
multi-body simulation (MBS)	Mehrörpersimulation (MKS)
multi-body simulation (MBS), chassis analysis	Mehrörpersimulation (MKS), Fahrwerkanalyse
multi-body simulation (MBS), flexible models	Mehrörpersimulation (MKS), flexible
multi-body simulation (MBS), model verification	Mehrörpersimulation (MKS), Modellverifikation
multi-body simulation (MBS), programs	Mehrörpersimulation (MKS), Programm
multi-body simulation (MBS), rigid-body models	Mehrörpersimulation (MKS), Starrkörpermodell
multi-body simulation (MBS), software	Mehrörpersimulation (MKS), Software
multi-disc clutch	Lamellenkupplung
multi-link suspension	Mehrlenkeraufhängung
multi-link suspension	Multi-link Suspension
multi-link suspension system	Mehrlenkerachse
multi-link suspension system	Multilinkenachsen
multi-point links	Mehrpunkt-Lenker
multi-pole encoder	Multipolencoder
multi-valve dampers	Mehrventildämpfer
N	
natural frequencies	Eigenfrequenzen
natural frequency analysis	Eigenfrequenzanalyse
natural rubber	Naturkautschuk
navigation system	Navigationssystem
Nivomat	Nivomat
Nivomat LbW (leveling-by-wire)	Nivomat-LbW
Nivomat pump	Nivomatpump
noise generation	Geräuschentwicklung
noise isolation	Geräusche isolieren
noise isolation	Geräuschisolation
noise level	Geräuschpegel
noise sources	Geräuschquelle
noise, attenuation	Geräusche, Maßnahmen gegen
noise, vibration, and harshness (NVH)	Noise, Vibration and Harshness (NVH)
nominal stress method	Nennspannungskonzept
notch effect	Kerbwirkung
notch impact toughness	Kerbschlagzähigkeit
NVH	NVH

O

- objective test procedures
one-link suspension
onion-shaped sealing boots
optimized contact patch
oscillatory disturbances
oscillatory phenomena
oscillatory stability
outer drum test rig
override drive
overrun brake
oversteer
oversteer tendency
oxidation
- Testverfahren, objektive
1-Lenker-Aufhängung
Zwiebelbalg
Optimised Contact Patch
Schwingungsbelastungen
Schwingungsphänomen
Pendelstabilität
Außentrommelprüfstand
Überlagerungsgetriebe
Auflaufbremse
Übersteuern
Übersteuertendenz
Sauerstoffkorrosion

P

- package (design space)
package model
painting
Panhard rod
parabolic axle
parabolic springs
parallel axis drive
parameter identification
parameter optimization
parameter steering
parameter variation
park distance control (PDC)
parking
parking assistance systems
parking brake
parking brake
parking maneuver
parking space recognition
partially-floating brake caliper
partially-floating caliper
peak response time
pedal cluster
pedal cluster, adjustable
perception sensitivity
perception, strength of
perception, threshold of
phase angle
phase response
pinion drive power assist
piston rod guide
pitch axis
pitch moment
pivot bearing
pivot joints
planar motion
planetary gear drive
planning phase
plastification
play adjustment
pneumatic trail
powder coating, electrostatic
power assist
power density, spectral
power loss analysis
power spectral density (PSD) analysis
power steering systems
- Bauraum „Package“
Bauraummodell
Lackieren
Panhardstab
Deichselachse
Parabelfeder
Antrieb, achsparalleler
Parameteridentifikation
Parameteroptimierung
Parameterlenkung
Parametervariation
Park Distance Control (PDC)
Parkieren
Einparkassistenz
Feststell-Bremsanlage (FBA)
Feststellbremse
Einparkvorgang
Parklückenerkennung
Rahmensattel
Schwimmrahmensattel
Peak Response Time
Fußhebelwerk
Pedalwerk, verstellbares
Wahrnehmungsempfindlichkeit
Wahrnehmungsstärke
Wahrnehmungsschwelle
Phasenwinkel
Phasengänge
Servoantrieb am Ritzel
Kolbenstangenführung
Nickpol
Nickmoment
Schwenklager
Drehgelenk
Bewegung, ebene
Planetenantrieb
Planungsphase
Plastifizieren
Nachstellung
Reifennachlauf
Pulverbeschichtung, elektrostatische
Servounterstützung
Amplitudendichte, spektrale
Verlustleistungsanalyse
Leistungsdichespektrum, Analyse
Servolenksystem

powertrain mounts	Aggregatelagerung
powertrain systems	Antriebssysteme
powertrain variation	Antriebskonzept, Variation
preloaded joints	Traggelenk
pre-series vehicle	Vorserienfahrzeug
pressure drag	Druckwiderstand
pressure sensor	Drucksensor
pressure-limiting valve	Druckbegrenzungsventil
product creation process	Produktentstehungsprozess
product data management (PDM)	Product Data Management (PDM)
product development environment, virtual, (VPE)	Produktentwicklungsraum, virtuelle, (VPE)
profile deformation, local (tire)	Profildeformation, lokale
progressive increase (force-displacement)	Progressionsanstieg
project management	Projektmanagement
proportional dampers	Proportionaldämpfer
PSD (power spectral density) analysis	PSD-Analyse

Q

quality gates

Quality Gates

R

rack and pinion power steering

Zahnstangenservolenkung

rack and pinion steering

Zahnstangenlenkung

rack and pinion steering, hydraulic

Zahnstangenlenkung, hydraulische

radial displacement, limitation of

Radialwegbegrenzung

rapid prototyping

Rapid Prototyping

ratios (springs)

Übersetzung

real-time vehicle model

Echtzeitfahrzeugmodell

rear axle, driven

Hinterachse, angetriebene

rear axle, non-driven

Hinterachse, nicht angetriebene

rear axle, types

Hinterachse, Bauarten

rear suspension, five-link

Hinterachsauflängung, Fünflenker-

rear wheel steering, out of phase

Lenkeinschlag, gegensinniger

rear wheel steering, parallel

Lenkeinschlag, gleichsinniger

rear-axle kinematics, active

Hinterachskinematik, aktive

rear-axle kinematics, AGCS-type

Hinterachskinematik, aktive, (AGCS)

rear-axle kinematics, AHK-type

Hinterachskinematik, aktive, (AHK)

rear-axle subframe mounts

Hinterachsträgerlager

rear-wheel steering

Hinterachslenkung

rear-wheel steering, active

Hinterradlenkung, aktive

rear-wheel steering, closed-loop

Hinterradlenkung, geregelte

rear-wheel steering, steer angle proportional

Hinterradlenkung, lenkwinkelproportionale

REAS valve

REAS-Ventil

rebound stop

Zuganschlag

rebound stop, elastic

Zuganschlag, elastischer

rebound stop, hydraulic

Zuganschlag, hydraulischer

rebound velocity

Ausfedergeschwindigkeit

recirculating ball steering

Kugelmutterlenkung

redundancy levels

Fail-Safe-Rückfallebene

regenerative braking

Bremsen, regeneratives

regenerative braking

Rekuperation

relaxation (run-in) length

Relaxationslänge

release-level vehicle

Baustufenfahrzeug

reservoir (brake fluid)

Ausgleichbehälter

residual braking torque

Restbremsmomente

resonance

Resonanzen

response curve model

Kennfeldmodell

retaining rings

Spannring

ride comfort

Fahrkomfort

ride comfort control systems

Fahrkomfortregelsysteme

rigid (live) axle suspension

Starrachse

rigid (live) axle suspension with a central link and lateral control links	Starrachse mit Zentralgelenk- und Querlenkerführung
rigid (live) axle suspension with longitudinal and lateral links	Starrachse mit Längs- und Querlenker
rigid (live) axle suspension with longitudinal leaf springs	Starrachse mit Längsblattfederführung
rigid (live) axle suspension, four-link	Starrachse, Vierlenker-
rigid body vibration modes	Starrkörperschwingformen
rigid-body models	Starrkörper-Modell
rim width, flange-to-flange	Felgenmaulweite
road speed, variation of	Fahrgeschwindigkeit, Variation
road surface irregularities	Fahrbaumnunebenheiten
road surface, deformable	Fahrbaahn, plastische
road surface, inhomogeneous	Fahrbaanoberfläche, inhomogene
road surface, uneven	Fahrbaahn, unebene
road surface, wet	Fahrbaahn, nasse
roadway irregularity driveover	Schlagleistenüberfahrten
roadway measurement	Streckenmessung
roadway simulation test rig	Straßen-Simulationsprüfstand (SSP)
Robust Design method	Robust Design
rod link	Stablenker
roll axis	Wankachse
roll axis, variation of	Wankachse, Variation
roll behavior	Wankverhalten
roll center	Wankpol
roll control	Wankregulierung
roll moment	Wankmoment
roll prevention (uphill starting)	Berganfahrhilfe
roll springing	Wankfederung
roll stabilization	Wankstabilisierung
roll stabilization systems	Wankstabilisierungssysteme
roll stiffness ratio, variation of	Wankfederverteilung, Variation
rolling element contact	Wälzkontakt
rolling element fatigue strength	Wälzfestigkeit
rolling noise	Rollgeräusche
rolling noise, rolling acoustics	Abrollgeräusch
rolling radius, dynamic	Rollradius, dynamischer
rolling resistance	Radwiderstand
rolling resistance	Rollwiderstand
rolling resistance, coefficient of	Rollwiderstandbeiwert
rolling resistance, measurement of	Rollwiderstandsmessung
rolling speed (wheel speed)	Rollgeschwindigkeit
rollover prevention	Roll-Over Prevention
rotation restriction	Verdrehsicherung
rotational dampers	Rotationsdämpfer
rotational sliding joint (trunnion joint)	Drehschubgelenk
RPM compensation	Drehzahlausgleich
rubber bellows (sealing boot)	Gummibalg
rubber bushings	Hülsenlager
rubber bushings / mounts	Gummilager
rubber bushings / mounts, active	Gummilager, aktives
rubber bushings / mounts, stiffness-switchable	Gummilager, steifigkeitsschaltbares
rubber bushings / mounts, toe-correcting	Gummilager, spurkorrigierendes
rubber compound	Gummimischung
rubber networks, partially thermoreversible	Kautschuknetzwerke, partiell thermoreversible
rubber support elements	Gummitragkörper
rubber, contour of	Gummikontur
rubber, properties of	Gummi, Eigenschaften
rubber, shaping of	Gummikontur, Gestaltung
rubber, temperature-related	Gummi, Temperatur
rubber-metal components	Gummi-Metall-Komponenten
rubber-metal components	Gummi-Metallteile

run-flat tires	Reifennotlaufsysteme
run-flat tires	Run Flat
run-in length (relaxation length)	Einlauflänge
Rzeppa-type joint	Rzeppagelenk
S	
safety requirements	Sicherheitsanforderungen
safety, active and passive	Sicherheit, aktive und passive
safety-critical components	Sicherheitsbauteile
safety-flex surface	Safety-Walk-Belag
scenario analysis	Szenarioanalyse
scissor-type linkage	Scherenführung
screw wheel transmission	Schraubradgetriebe
scrub radius, negative	Lenkrollradius, negativer
seal seat	Dichtsitz
seal, dynamic	Abdichtung, dynamische
seal, static	Abdichtung, statische
sealing boots	Faltenbälge
sealing elements	Dichtung
sealing ring	Dichtring
sealing system	Dichtsystem
seat suspension	Sitzfederung
secant stiffness	Sekantensteifigkeit
second moment of area	Flächenträgheitsmoment
secondary (auxiliary) links	Hilfslenker
secondary spring rate	Nebenfederrate
self-pumping spring/damper elements	Selbstpumper
self-steering behavior	Eigenlenkverhalten
self-steering gradient	Eigenlenkgradient
semi-rigid axle	Halbstarrachse
semi-trailing arm suspension	Semi Trailing Arm Suspension
semi-trailing links	Schräglenger
sensitivity analysis	Sensitivitätsanalyse
sensor cluster	Sensorcluster
sensors, ABS	Sensor, ABS-
sensors, predictive	Sensorik, vorausschauende
sensors, suspension arm position	Sensorik
series development	Serienentwicklung
service brake	Betriebs-Bremsanlage (BBA)
service life	Laufleistung
service life and durability	Lebensdauer-Betriebsfestigkeit
service life prediction	Lebensdauervorhersage
Servotronic®	Servotronic
setting	Setzung
setting behavior	Setzkurve
setting tendency	Lagersetzneigung
shaft ring seal	Stangendichtringe
shaft sealing ring	Wellendichtring
shear modulus	Schubmodul
shear stress	Schubspannung
shock absorber calculations	Stoßdämpferberechnung
shore hardness	Shorehärte
short spindle	Abstand, kurzer
shot peening	Kugelstrahlen
shudder	Stuckern
side-load springs	Side-Load-Feder
sideslip	Schräglauf
sideslip angle	Schräglaufwinkel
sideslip angle difference	Schräglaufwinkel, Differenz
sideslip difference	Schräglauf, Differenz
sideslip rolling resistance coefficient	Schräglaufwiderstandsbeiwert
sideslip stiffness	Schräglaufsteifigkeit

sideslip stiffness, variation of the rear silane additives	Schräglaufsteifigkeit, Variation der hinteren Silan-Additive
simulation models	Simulationsmodelle
single-track (bicycle) model, expanded	Einspurmodell, erweitertes
single-track (bicycle) model, expanded linear	Einspurmodell, erweitertes lineares
single-track (bicycle) model, nonlinear	Einspurmodell, nichtlineares
single-track (bicycle) model, simple	Einspurmodell, einfaches
single-wheel steering	Einzelradlenkung
sinusoidal steering	Sinuslenken
sinusoidal steering input	Sinuslenken
skyhook control strategy	Sky-Hook-Regelung
skyhook dampers	Sky-Hook-Dämpfer
sliding bushings	Gleitlager
sliding caliper	Faustsattel
sliding caliper, combined	Faustsattel, kombinierter
sliding caliper, FNR-type	Faustsattel FNR
sliding caliper, FN-type	Faustsattel FN
sliding friction, coefficient of	Gleitreibwert
sliding pair	Gleitpartner
slip	Gleiten
slip	Schlupf
slip angle	Schwimmwinkel
slip angle compensation	Schwimmwinkelkompensation
slip angle compensation using rear-wheel steering	Schwimmwinkelkompensation, mittels Hinterradlenkung
slip angle velocity	Schwimmwinkel, Geschwindigkeit
smart actuators	Steller, intelligenter
sound level difference	Schnell-Pegeldifferenz
sound transmission velocity	Schallübertragungsgeschwindigkeit
speed control system (cruise control)	Fahrgeschwindigkeitsregler
spherical motion	Bewegung, sphärische
spring and damper selection	Feder-/Dämpferauslegung
spring carrier, coilover shock	Federträger
spring characteristics	Federcharakteristik
spring compression ratio	Federübersetzung
spring constant	Federkonstante
spring force	Federkraft
spring rate	Federrate
spring rate, static	Federrate, statische
spring seat	Federteller
spring stiffness	Federsteifigkeit
spring stiffness, wheel-specific	Federsteifigkeit, radbezogene
spring strut	Federbein
spring strut mounts, top mount	Federbeinstützlager
spring strut, suspension system	Federbein, Aufhängung
spring system	Federungssystem
spring travel, spring displacement	Federweg
spring work	Federungsarbeit
spring/damper characteristics, viscoelastic	Feder-Dämpfereigenschaften, viskoelastische
springing, future of	Federung, Zukunft
springing, hydropneumatic	Federung, hydropneumatische
springing, semiactive	Federung, semiaktive
springs	Feder
springs, fully-supporting hydropneumatic	Feder, volltragende hydropneumatische
springs, hydropneumatic	Feder, hydropneumatische
springs, partially-supporting hydropneumatic	Feder, teiltragende hydropneumatische
stabilinks	Stabilenker
stability program, electronic controlled (ESC)	Stabilitätsprogramm, elektronisches (ESP)
stability program, expanded electronic (ESC II)	Stabilitätsprogramm, erweitertes elektronisches
stabilizer arm ends	Stabilisator schenkelenden
stabilizer arms	Stabilisator schenkel
stabilizer links	Stabilisatorlenker
stabilizer mounts	Schulterlager

stabilizer spine	Stabilisatorrücken
stabilizer stiffness	Stabilisatorsteifigkeit
stabilizers	Stabilisator
stabilizers, active	Stabilisator, aktiver
stabilizers, basic types	Stabilisator, Grundbauformen
stabilizers, cold forming of	Stabilisator, Kaltumformung
stabilizers, passive	Stabilisator, passiver
stabilizers, semi-active	Stabilisator, semiaktiver
stabilizers, shaping of	Stabilisator, Formgebung
stabilizers, switchable off-road	Stabilisator, schaltbarer Off-Road-
stabilizers, switchable on-road	Stabilisator, schaltbarer On-Road-
standard (rear-wheel) drive	Standardantrieb
standard interfaces	Standardschnittstellen
star-profile sleeve	Sperrstern
steel springs	Stahlfeder
steel springs materials	Stahlfeder, Werkstoffe
steel springs, linear	Stahlfeder, lineare
steel springs, manufacturing	Stahlfeder, Herstellung
steered headlight system	Kurvenlicht
steering (column) lock	Lenkschloss
steering actuators	Lenkaktuator
steering angle actuator	Lenkwinkelaktuator
steering angle correction	Lenkwinkelkorrektur
steering angle gradient	Lenkwinkelgradient
steering angle sensor	Lenkwinkelsensor
steering angle step input	Lenkwinkel sprung
steering angle, required	Lenkwinkelbedarf
steering assistance	Lenkassistenz
steering behavior	Lenkverhalten
steering behavior, steady-state	Lenkverhalten, stationäres
steering column	Lenksäule
steering column drive	Lenksäulenantrieb
steering console	Lenkungskonsole
steering dampers	Lenkungsdämpfer
steering driveline	Lenkstrang
steering feel, optimized	Lenkgefühl, optimiertes
steering function	Lenkfunktion
steering kinematics	Lenkkinematik
steering layout, dynamic	Lenkungsauslegung, dynamische
steering layout, static	Lenkungsauslegung, statische
steering ratio	Lenkubersetzung
steering ratio, variable	Lenkubersetzung, variable
steering return forces	Rückstellkräfte
steering return, active	Lenkungsrückstellung, aktive
steering return, active	Rücklauf, aktiver
steering self-centering behavior	Lenkrückstellverhalten
steering shaft, intermediate	Lenkzwischenwelle
steering system	Lenksystem
steering system, electrohydraulic	Lenksystem, elektrohydraulisches
steering system, steer-by-wire	Lenksystem, Steer-by-wire
steering tie rods	Spurstangen
steering torque correction, automatic	Lenkmomentkorrektur, automatische
steering wheel actuator	Lenkradaktuator
steering wheel adjustment	Lenkradverstellung
steering wheel angle sensor	Lenkradwinkelsensor
steering wheel oscillations	Lenkradzittern
steering, electromechanical	Lenkung, elektromechanische
steering, future of	Lenkung, Zukunft
stick-slip behavior	Stick-Slip-Verhalten
stiffening (tire)	Versteifung
stiffness analysis	Steifigkeitsanalyse
straight line driving	Geradeausfahrt

straight line driving, braking during strength	Geradeausfahrt, Bremsen bei Festigkeit
strength (durability)	Betriebsfestigkeit
strength (durability) simulation	Betriebsfestigkeitssimulation
strength analysis	Festigkeitsanalyse
strength testing	Festigkeitsprüfung
stress pairs	Spannpaar
stress-relief annealing	Spannungssarmglühen
stroke limit	Wegbegrenzung
structural lateral force	Strukturseitenkraft
structural stress method	Strukturspannungskonzept
structure-borne noise transmission paths	Körperschalltransferpfade
subjective test procedures	Testverfahren, subjektive
subsystem-level tests	Subsystemprüfungen
Super HICAS™ four-wheel steering	Super-HICAS-Vierradlenkung
superposition steering	Überlagerungslenkung
support links	Traglenker
supporting force (tires)	Tragverhalten
surface irregularities	Oberflächenfehler
suspension link bushings	Lenkerlager
suspension link classification	Lenker, Systematik
suspension link manufacturing processes	Fahrwerklenker, Herstellverfahren
suspension link materials	Fahrwerkslenker, Werkstoffe
suspension models (springing)	Federungsmodell
suspension models, dual-mass	Federungsmodell, Zweimassen-
suspension models, dual-track	Federungsmodell, Zweispur-
suspension models, single-mass	Federungsmodell, Einmassen-
suspension models, single-track	Federungsmodell, Einspur-
suspension models, triple-mass	Federungsmodell, Dreimassen-
suspension spring rate	Aufbaufederrate
suspension spring stiffness, variation of	Aufbaufedersteifigkeit, Variation der
suspension spring supports	Tragfederabstützung
suspension springs	Aufbaufeder
suspension springs	Tragfeder
suspension subframe	Fahrschemel
suspension subframe bushings / mounts	Fahrschemellager
suspension with one trapezoidal link	Radaufhängung mit einem Trapezlenker
suspension, double wishbone	Radaufhängung, Doppelquerlenker-
suspension, future of	Radaufhängung, zukünftige
sustained-action brake	Dauer-Bremsanlage (DBA)
sweep	Pfeilung
sweep angle	Pfeilungswinkel
SWIFT (tire simulation model)	SWIFT
swing axles, lateral-longitudinal	Pendelachse, Quer-/Längs-
switching cycle times	Schaltzeiten
system identification	Systemidentifikation
system networking	Systemvernetzung
system safety	Systemsicherheit
system-level tests	Systemprüfungen

T

tandem master cylinder (TMC)	Tandem-Hauptzylinder (THZ)
tangential stiffness	Tangentensteifigkeit
taper	Konizität
target cascading	Target Cascade
target cascading	Zielwertkaskadierung
target simulation	Target-Simulation
teflon compound coatings	Teflon-Compound-Material
telematics data	Telematikdaten
telematics system	Telematiksystem
telescoping (steering column) systems	Teleskopsysteme
test rig iterations	Prüfstandsiteration

theft protection, electronic	Diebstahlschutz, elektronischer
three-dimensional motion	Bewegung, räumliche
three-link suspension	3-Lenker-Aufhängung
three-point link	3-Punkt-Lenker
threshold value control	Schwellwertregler
threshold value strategy	Schwellwertstrategie
tilt resistance	Verkipplungswiderstand
tilt stiffness	Kippsteifigkeit
TIME (tire measurement) procedure	TIME-Prozedur
tire behavior modeling	Reifenverhalten, Modellierung
tire behavior, transient	Reifenverhalten, transientes
tire characteristic curves	Reifenkennlinien
tire contact patch	Reifenlatsch
tire forces	Reifenkräfte
tire interface, standardized (STI)	Reifeninterface
tire materials	Reifenmaterialien
tire measurement	Reifenmessung
tire modal analysis	Reifenmodalanalyse
tire model	Radersatzmodell
Tire Model Performance Test	Tire Model Performance Test
tire models	Reifenmodell
tire models for lateral dynamics	Reifenmodell für die Horizontaldynamik
tire models for vertical dynamics	Reifenmodell für die Vertikaldynamik
tire models using finite elements	Reifenmodell mit Finiten Elementen
tire models, MBS	Reifenmodell, MKS
tire models, simulation	Reifenmodell, Simulation
tire pressure	Reifenfülldruck
tire pressure monitoring	Reifendruckkontrolle
tire runout	Reifenrundlauf
tire spring stiffness	Reifenfedersteifigkeit
tire stiffness, variation of	Reifensteifigkeit, Variation der
tire temperature	Reifentemperatur
tire temperature, measurement of	Reifentemperatur, Verfahren
tire test rig	Reifenprüfstand
tire uniformity	Reifengleichförmigkeit
tire vibration modes	Reifenmoden
tire/roadway friction coefficient	Reifen-Fahrbahnreibwert
tires	Reifen
tires, acoustic properties	Reifenakustikeigenschaften
tires, characteristic curves	Reifen, Kennfelder
tires, construction	Reifenaufbau
tires, contact patch surface	Reifenaufstandsfläche
tires, damping of	Reifendämpfung
tires, deformation of	Reifen, Deformation
tires, evaluation criteria	Reifen, Bewertungskriterien
tires, future of	Reifen, Zukunft
tires, high performance	Reifen, High Performance
tires, rolling radius	Reifenabrollradius
tires, sensor technology	Reifen, Sensorik
tires, types	Reifen, Bauarten
tires, ultra high performance	Reifen, Ultra High Performance
tires, winter driving characteristics of	Reifen, Wintereigenschaften
toe angle adjustment	Spureinstellung
toe angle difference	Spurdifferenzwinkel
toe angle resistance	Vorspurwiderstand
toe-out	Nachspur
tolerance investigations	Toleranzuntersuchungen
top mount	Kopflager
top mounts (struts & dampers)	Top-Mount
topography optimization	Topografieoptimierung
topology optimization	Topologieoptimierung
torque distribution	Momentenverteilung

torque sensors	Drehmomentsensor
torque support	Drehmomentstütze
torque vectoring	Torque Vectoring
torque vectoring, lateral	Torque Vectoring, laterales
torque-on-demand	Torque-on-Demand
Torsen	Torsen
torsion bar springs	Drehstabfeder
torsion bar springs	Torsionsstabfeder
torsion bar springs, shaping of	Drehstabfeder, Formgebung
torsional moment	Torsionsmoment
torsional spring	Torsionsfeder
torsional stiffness	Torsionssteifigkeit
torsion-type twist beam axle	Torsionskurbelachse
total distribution error	Summenteilungsfehler
total driving resistance	Gesamtfahrwiderstand
total slip	Gesamtschlupf
total spring rate	Gesamtfederrate
track width change	Spurweitenänderung
tracking	Spurhaltung
tracking control	Geradeauslaufkorrektur
traction optimization	Traktionsoptimierung
traffic jam assistance function	Stau-Assistenz
trailer stabilization	Gespannstabilisierung
trailer towing operation	Anhängerbetrieb
trailing blade suspension	Schwertlenkerachse
trailing link suspension	Längslenkerachse
transfer function	Übertragungsfunktion
transfer stiffness	Transfersteifigkeit
transmission mounts	Getriebelager
trapezoidal link	Trapezlenker
trapezoidal link suspension	Trapezlenkeraufhängung
trapezoidal link with one flexible lateral link	Trapezlenker mit einem flexiblen Querlenker
trapezoidal link with one lateral link	Trapezlenker mit einem Querlenker
trapezoidal springs	Trapezfeder
tread block deformation	Profilstollenverformung
tread blocks	Profilstollen
trial and error method	trial and error
triangle link (A-arm)	Dreieckslenker
triangular leaf springs	Dreieckfeder
tribology	Tribologie
tripod-type joint	Tripodgelenk
tuning	Abstimmung
turning radius	Wendekreis
twin trapezoidal link	Twin Trapezoidal Link
twin-tube dampers	Zweirohrdämpfer
twin-tube spring strut	Zweirohrfederbein
twist angle signal	Torsionswinkelsignal
twist beam axle	Verbundlenkerachse
twist beam axle mounts	Verbundlenkerlager
twist beam axle, dynamic	Verbundachse, dynamische
twist beam rear axle	Verbundlenkerhinterachse
twist beam suspension	Twist Beam
two-link suspension	2-Lenker-Aufhängung
two-point link	2-Punkt-Lenker
U	
ULSAS benchmark study	ULSAS-Benchmark
understeer	Untersteuern
uniformity, measurement of	Uniformity-Messung
V	
V model	V-Modell

V plan
 vacuum pump
 validation
 validation using test rigs
 validation, whole-vehicle
 VDA characteristics
 vehicle condition data
 vehicle control path
 vehicle deceleration
 vehicle dynamic control
 vehicle dynamic control systems
 vehicle dynamics, simulation of
 vehicle loading
 vehicle modeling
 vehicle sensor systems
 vehicle stability and roadholding
 vertical dynamic control systems
 vertical dynamic management
 vertical dynamic systems
 vertical dynamic systems, classification of
 vertical dynamics
 vertical load fluctuations
 vertical springing
 vibration dampers
 vibration damping
 vibration sensitivity
 viscoelastic properties
 viscous clutch
 volcano friction model
 volume expansion
 Von Mises stress

W

wandering hub
 water film thickness
 water-glycol mixture
 Watt's linkage
 waviness
 wear adjustment
 Weibull distribution
 weight reduction
 wheel bearing creaking/clicking
 wheel bearings
 wheel bearings, future of
 wheel bearings, manufacturing of
 wheel bearings, types
 wheel brakes
 wheel camber, influence of
 wheel carrier
 wheel carrier, materials
 wheel carrier, types
 wheel contact point
 wheel control
 wheel control, future of
 wheel cut angle
 wheel hub electric motor
 wheel load
 wheel load fluctuations
 wheel load fluctuations, spectral density of
 wheel load shifts
 wheel mass, variation of
 wheel natural frequency

V-Plan
 Vakuumpumpe
 Validierung
 Validierung am Prüfstand
 Validierung am Gesamtfahrzeug
 VDA-Kennung
 Fahrzeugzustandsdaten
 Regelstrecke Fahrzeug
 Fahrzeugverzögerung
 Fahrdynamikregelung
 Fahrdynamikregelsysteme
 Fahrdynamiksimulation
 Fahrzeuggeladung
 Fahrzeugmodellierung
 Fahrzeugsensorik
 Fahrstabilität und Kurshaltung
 Vertikaldynamikregelsysteme
 Vertikaldynamikmanagement
 Vertikaldynamiksysteme
 Vertikalsysteme, Einteilung
 Vertikaldynamik
 Vertikalkraftschwankungen
 Vertikalfederung
 Schwingungsdämpfer
 Schwingungsdämpfung
 Schwingungsempfindlichkeit
 Eigenschaft, viskoelastische
 Visco-Kupplung
 Reibungskuchen
 Volumenaufnahme
 Vergleichsspannung nach Mises

Mäandernabe
 Wasserfilmhöhe
 Wasser-Glykolgemisch
 Wattgestänge
 Welligkeit
 Nachstellung
 Weibullverteilung
 Gewichtsreduzierung
 Radlagerknacken
 Radlager
 Radlager, Zukunft
 Radlager, Herstellung
 Radlager, Bauarten
 Radbremsen
 Sturzeinfluss
 Radträger
 Radträger, Werkstoffe
 Radträger, Bauarten
 Radaufstandspunkt
 Radführung
 Radführung, Zukunft
 Einschlagwinkel
 Radnabenelektromotor
 Radlast
 Radlastschwankung
 Radlastschwankung, spektrale Dichte der
 Radlastverschiebung
 Radmasse, Variation der
 Radeigenfrequenz

wheel return forces	Achsrückstellkräfte
wheel speed sensor	Raddrehzahlsensor
wheel speed sensor, inductive (passive)	Raddrehzahlsensor, induktiver (passiver)
wheel speed sensor, magnetoresistive (active)	Raddrehzahlsensor, magnetoresistiver (aktiver)
wheel, body, and roll damping (ASCA)	Rad-, Aufbau- und Wankdämpfung (ASCA)
whole-chassis characteristics	Gesamtfahrwerk, Eigenschaften
whole-vehicle model	Gesamtfahrzeugmodell
whole-vehicle simulation	Vollfahrzeugsimulation
whole-vehicle testing	Gesamtfahrzeugprüfungen
wide-base tires	Breitreifen
wind yaw moment coefficient	Windgiermomentbeiwert
wire diameter	Stabdurchmesser

X

X-by-wire	X-by-wire
X-by-wire, future of	X-by-wire, Zukunft
X-division	X-Aufteilung

Y

yaw amplification factor	Gierverstärkungsfaktor
yaw amplification factor, steady-state	Gierverstärkungsfaktor, stationärer
yaw angular natural frequency, undamped	Giereigenkreisfrequenz, ungedämpfte
yaw behavior	Gierverhalten
yaw damping	Gierdämpfung
yaw damping coefficient	Gierdämpfungsmaß
yaw moment buildup delay	Giermomentaufbauverzögerung
yaw moment compensation	Giermomentenkompensation
yaw moment of inertia	Gierträgheitsmoment, Variation
yaw moment reduction	Giermomentabschwächung
yaw natural frequency	Giereigenfrequenz
yaw rate	Gierrate
yaw rate	Gierwinkelgeschwindigkeit
yaw rate deviation	Giergeschwindigkeitsabweichung
yaw rate sensor	Gierratensor
yaw stability	Gierstabilität
yaw tendency	Gierfreudigkeit
yaw transfer behavior	Gierübertragungsverhalten

Sachwortverzeichnis

- 1-Lenker-Aufhängung 430
2-Lenker-Aufhängung 430
2-Punkt-Lenker 319, 324, 429
3D-CAD-Software 518
3D-Modellierung 518
3D-Straßenmodell 409
3D-Streckenprofil 409
3D-Track Streckenmodellierung 409
3-Lenker-Aufhängung 429
3-Punkt-(Dreieck-)Lenker 319
3-Punkt-Lenker 326, 429
4-Lenker-Aufhängung 429
4Motion 575
4-Punkt-Lenker 429
4-Punkt-(Trapez-)Lenker 319
4 Wheel Active Steer 601
5-Lenker-Aufhängung 429
 μ -Schlupfkurve 401
 μ -Split 123, 145
 μ -Split-Bremsen 128
- A**
Abdichtung, dynamische 341
–, statische 341
ABE 32, 519
Abrollgeräusch 405
Abrollkolben 303
ABS, Anlage 191
–, Bremsen 388
–, Hydraulikschaltbild 191
–, Regelbereich 194
–, Regelung 195
–, Sensoren 363
ABSplus 195, 576
ACC Stop&Go 627
Achsantrieb der Zukunft 642
Achse 417
Achsgetriebe 157
Achslastverlagerung 459
Achslastverteilung 21
achsparalleler Antrieb (EPsapa) 226
Achsschenkel 357
Achsschenkellagerung 6
Achsschenkellenkung 5
Achsträger 353
Achsträgerlager 484
–, hydraulisches 485
Ackermann-Anteil 29
Ackermann-Bedingung 94
Ackermann-Prinzip 3
Ackermannwinkel 29
Active Body Control 542, 586
Active Cornering Enhancement“ (ACE) 606
Active Dynamic Control (ADC) 607
- Active-Four 596
Active Front Steering 631
Active Kinematics Control (AKC) 600
Active Rear Axle Kinematics (ARK) 601
Active Rollover Protection (ARP) 197
Active Suspension Control System (ASCS) 607
Active Suspension via Control Arm 590
Active Tilt Control 609
Active Tire Tilt Control 610
Active Torque Transfer System 574
Active Yaw Control (AYC) 571
ADAMS/Car 33, 504
ADAMS/Flex 33, 502
Adaptive Cruise Control 626
Adaptive Off-Road-Stabilizer 602
Adaptives Dämpfungssystem (ADSII) 579
Adhäsionsreibung 55
Ad-hoc-Netz 627
Advanced Product Quality Planning (APQP) 501
Aggregatelager 475
Aggregatträger 524
Agilität 540
Agilitätssteigerung 541
Airbag 221
AKC-System 600
Aktakon-Algorithmus 587
Aktive Fahrwerkstabilisierung (AFS) 607
Aktive Hinterachskinematik 597
Aktive Parkbremse (APB) 188
Aktivlenkung 231
–, Prinzipdarstellung 232
Aktuatoren im Fahrwerk 558
Aktuatorik 663
Akustik 405
Aliasing-Effekt 517
Allradantrieb 161
Allradlenkung 238
–, passive 240
Allradverteilergetriebe 550
All-Season-Reifen 384
Aluminiumlegierung 322
Aluminiumradträger 361
Anbauelektronik mit Mikrohybrid-Technologie 553
Anbauelektronik mit PCB-Technologie 555
Anfahren 70
Anfahrnickausgleich 25, 71
Anfahrverhalten 134, 135, 143
Anhänger-Gespann 150
Anlaufring 250
Ansclag, hydraulisch-mechanischer 287
Ansclagpuffer 277
Anströmverhältnisse 50
Antiblockiersystem (*s. auch ABS*) 5, 167, 193
Antreiben 60

- Antrieb 1
–, Radnaben- 657
–, radnaher 656
Antriebskonzept 4, 11
– für das Elektrofahrzeug 653
Antriebsschlupf 61
Antriebsschlupfregelung (ASR) 5, 167, 196 f.
Antriebsstrang 564
Antriebssystem 569
APOLLO-Projekt 399
Aquaplaning in Längsrichtung 404
– in Querrichtung 405
Arbeitskreis-Lastenheft 527
ASD-Ventil 290
Assistenzsystem 230
Asynchronmaschine (ASM) 227
ATE Power Disc 178
Aufbaubeschleunigung 535
–, spektrale Dichte 88
Aufbaueigenfrequenz 276
Aufbaufeder 72
Aufhängung 2
Ausgleichbehälter 185
Auslegungsdiagramm 310
Auslegungspunkt 308
Austenitisch Getemperte Gusseisen (ADI) 373
Austenitisierung 268
Automotive SPICE 561
Autosar 552
AUTOSAR 205
Axialkugelgelenk 214
- B**
Bahnwinkelgeschwindigkeit 96
Baukastenfertigung 497
Bauraum 525
Bauraummodell 525
Baustellenassistenz 629
Baustufenfahrzeug 524
Bauteilfestigkeit 370
Bauteilkonstruktion 525
Bedarfskraft 38
Berechnungen 255
Bergabfahrrhilfe 577, 626
Berganfahrrhilfe 577, 626
Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt 149
Beschleunigungssensor 198, 559
Beschleunigungswiderstand 48
Betriebschwingsformanalyse 471
Betriebsfestigkeit 256
Betriebsfestigkeitssimulation 518
Bewegung, ebene 430
–, räumliche 430
–, sphärische 430
Bewegungsgleichung 103
Biegeradius 250
Biegespannung 256
Blattfeder 245, 421
–, Formgebung 267
–, lineare 246
– mit progressiver Kennlinie 247
Blattfederführung 421
Blechwerkstoff 323
Blend-by-wire 243
Blendenquerschnitt 281
Blocklänge 258
Bodenventil 283
Booster, aktiver 190, 197
Bose-Suspension-System 588
Brake-by-wire 202, 616
–, Funktion 200
–, trockenes 200
Bremsabstützwinkel 70
Bremsanlage 167
–, Auslegung 169
Bremsassistent (BAS) 5, 189
–, hydraulischer 190, 576
Bremsassistenz 625
–, komfortorientierte 626
–, sicherheitsrelevante 625
Bremsbeläge 179
Bremsblending 651
Bremsdruckaufbau, vorgesteuerter 577
Bremsdynamik 173
Bremse 4
–, mechatronische 620
– der Zukunft 643
Bremsen 60, 70
–, regeneratives 172
– in der Kurve 120
– mit blockierten Rädern 388
Bremsenempfindlichkeit 172
Bremsenfading 191
Bremsenregelung der ASR (BASR) 196
Bremsflüssigkeit 181
Bremskennung 171
Bremskoeffizient 171
Bremskraftverstärker 182
–, aktiver 183
–, Hydraulik- 184
–, Tandem- 183
–, Unterdruck- 182
Bremskraftverstärkerunterstützung 190
Bremskraftverteilung 70, 169
–, elektronische 167
Bremskreisaufteilung 167
Bremsmoment 172
Bremsnickausgleich 25, 70
Bremspedalcharakteristik 188
Bremspedalgefühl 199
Bremspedalmodul 186
Bremsregelsystem, elektronisches 189
Bremsrohrleitung 181
Bremssattel 174
– mit Doppelkolben 177
Bremssattelhalter 357
Bremsscheibe 178
–, belüftete 178
–, C/SiC- 178
Bremsscheibenreinigungsmodul 577

- Bremsschlauchleitung 181
 Bremsschlupf 61
 Bremssystem 166, 575
 –, hydraulisches 4
 –, Komponenten eines hydraulischen 168
 –, regeneratives 202
 –, Wirkkette 167
 Bremsverhalten 134, 136, 144
 Bremsvorgang 388
 Bremsweg 143, 194
 Buchsen, hydraulisch dämpfende 481
 Bundzapfen 337
 Bussysteme 557
 Bypass 289, 293
- C**
 CAD 8
 CAE 503
 CAN-Bus 557
 Car2Car-Kommunikation 627
 Car2Infrastructure 627
 Car-to-car 663
 Car-to-x 629
 CASE-Modell 565
 CASE-Tool 565
 C-Code 565
 CDC-Dämpfer 295
 CDC-Proportionaldämpferventil, integriertes 294
 Change Management 501
 Charakteristikmessungen am Prüfstand 406
 – mit dem Laborfahrzeug 407
 Chassis, selbstfahrendes 666
 –, vernetztes 203
 Check Points 496
 Cletrac-System 160
 Closed Loop 126
 CO₂-Senkung 646
 Cobapress 330
 Cobapress-Verfahren 329
 Cockpit 219
 Color Map 477
 Compositfeder 272
 Compositwerkstoff 253, 272
 Continuous Damper Control (CDC) 6, 580
 Continuously Controlled Electronic Suspension 581
 Corioliskraft 198, 560
 Corner 417
 Cornering Brake Control 195, 576
 Cornering-Stiffness 390
 Crackprozess 385
 Crash 453
 Crashanforderung 220
 Crashkompatibilität 189
 Crash-Modifier 223
 Crashparameter 220
 Crash-Simulation 510
 Crashsystem, adaptives 223
- D**
 Dachwinkel 432
- Dämpferbein 352, 448
 Dämpferbeinachse mit Querblattfeder 452
 Dämpferbein-Aufhängung 430
 Dämpfer, elektrischer 298
 –, hydraulischer 303
 –, regelbarer 292
 –, Regelstrategien für semi-aktive 582
 –, variabler 542, 550
 – mit rheologischen Flüssigkeiten 297
 Dämpferkennlinie 281
 Dämpferkonstante 75
 Dämpferlager 291
 Dämpferregelung, integrierte 296
 Dämpfung 6, 279, 474
 –, amplitudenselektive 290
 –, elektrisch verstellbare 292
 –, hubabhängige 289
 –, lastabhängige 292
 –, rheologische 582
 –, semiaktive 292
 – der Zukunft 643
 Dämpfungsarbeit 306
 Dämpfungsauslegung 535
 Dämpfungsfaktor 285
 Dämpfungsmaß 82, 280, 285
 Dämpfungssystem, adaptives 578
 –, semi-aktives 580
 DampTronic 581
 Datenübertragung 645
 Dauerfestigkeit 406
 De-Dion-Achse 421, 424
 Deichselachse 424
 Diagonalreifen 378
 Dichtigkeit 556
 Dichtlippe 213, 340, 342
 Dichtscheibe 362
 Dichtsystem 340
 Dichtung 362
 Dichtungsbalg 342
 Dichtungskassetten 362
 Differenzial 157
 Differenzialsperre, elektronische 577
 Digital Mock Up 495
 Direktlenkung 593
 Distanzhalteassistenz 626
 DMU 495
 DOE-Methode 521
 Domäne 155
 Doppelgelenk 445
 Doppelgelenkgehäuse 445
 Doppelhülsengelenk 351
 Doppellängskurbel 6
 Doppelquerlenker 436
 Doppelquerlenkeraufhängung 6
 Doppelritzelantrieb (EPSdp) 226
 DOT 381
 Double Wishbone Suspension 436
 Drehgelenk 318, 351
 Drehmoment 339
 Drehschieber-Lenkventil 210

- Drehschubgelenk 318, 352, 429
Drehschwingungstilger 470
Drehstabfeder 248
–, Formgebung 268
–, gebündelte 248
Dreieckblattfeder 245
Dreieckslenker 429
Dreieckslenker-Federbeinaufhängung 448
Dreilenker-Federbein 450
Dreimassen-Federungsmodell 81
Driving Chassis 667
Druckanschlag 277, 286
–, elastischer 288
Druckbegrenzungsventil 281
Druckguss in Thixo-/Rheo-Zustand 330
Drucksensor 198, 560
Druckstufe 283, 284
Druckwiderstand 46
drum-in-hat 180
Dummy 221
Durchhärtung 266
Dynamic Drive 604
Dynamic Performance Control 571
Dynamiklenkung 594
- E**
- Easy Entry 219
ECE-Regelung 381
Echtzeitfähigkeit 646
Echtzeitfahrzeugmodell 566
eCorner 659
eCorner-Modul 463
Eigenfrequenz 82
– der Luftfeder 73
– verschiedener Federn 74
Eigenfrequenzanalyse 508
Eigenlenkgradient 147
Eigenlenkverhalten 98, 147, 459
Eigenschaft, elastokinematische 347
–, viskoelastische 386
Eigenschwingung der Kavität 395
– von Reifen 395
Eindringschutz 556
Einmassen-Federungsmodell 80
Einparkassistenz 631
Einparkvorgang 633
Einpressgelenk 334
Einpresslösung 361
Einpresstiefe 397
Einradmodell des Anhängers 150
Einrohdämpfer 6, 284
Einspur-Federungsmodell 82
Einspurmodell 95, 144
–, einfaches 95
–, erweitertes 100
–, nichtlineares 102
Einzelradaufhängung 6, 428
– der Hinterachse 455
– der Vorderachse 452
Einzelradlenkung 240, 243
- Einzelteilungsfehler (ETF) 365
Elastizitätsmodul 386
Elastokinematik 7, 33, 280
–, Optimierung 521
Elastomerfeder 277
Elastomertilger 470
Elchtest 128
Electric Active Stabilizer Suspension System 608
Electrical Semiactive Body Control (eABC) 588
Electric Power Steering 593
Electro-mechanical Roll Control (ERC) 607
Electronic Damper Control 579
Elektrifizierung des Antriebs 16
Elektrische Parkbremse (EPB) 181, 187
Elektroantrieb 653
Elektrofahrzeuge 653
Elektrohydraulische Bremse (EHB) 199, 617
Elektrohydraulische Kombibremse (EHC) 201, 618
Elektrolenkung 545
Elektromechanische Bremse (EMB) 200, 617
Elektromotor, zentraler 655
Elektronische Bremskraftverteilung (EBV) 5, 195
Elektronische Bremsregelsysteme 189
Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP) 5, 167, 197
–, erweitertes (ESP II) 204
Elektrostatische Pulverbeschichtung (EPS) 272
Elektrotauchlackierung 271
E-Link 443
Emergency Steer Assist 601, 614
Encoder 363
Encoderring 363
Endanschlag, hydraulischer 287
Endlosglasfaser 272
Energiebedarf 52
Energiebilanz 409
Energierückgewinnung 648
Energiespeicherdichte 53
Entwicklungsprozess 496, 645
Ermüdungslebensdauer 368, 372
ETRTO 381
Extruform-Verfahren 329
- F**
- F300 Life-Jet 609
F400 Carving 610
Fahrbahn 3
–, plastisch verformbare 43
–, unebene 43, 75
–, virtuelle 511
Fahrbahnunebenheit 537
–, gemessene 77
–, spektrale Dichte 77
Fahrdynamik 17, 37, 97
Fahrdynamikregelsystem 538, 575
Fahrdynamikregelung 548
Fahrdynamikregler 537
Fahrdynamiksimulation 511, 564
Fahrdynamiksystem, Gegenüberstellung 612
Fahren, autonomes 666

- Fahren, vorausschauendes 663
Fahrerassistenz 537
Fahrerassistenzsystem 9, 538, 623
– der Zukunft 661
Fahrerinformationssystem 621
Fahrerwarnung bei der Längsführung 622
– bei der Querführung 623
Fahrerwarnsystem 622
Fahrgestell 1
Fahrkomfort 18, 138, 141, 151, 465
Fahrkomfortregelsystem 538
Fahrmanöver 126
Fahrsicherheit 18
Fahrsituation, kritische 120
Fahrstabilität 68, 193
Fahrstabilität und Kurshaltung 145
Fahrverhalten 124, 133
Fahrverhaltensbeurteilung 143
Fahrwerk 2, 8
–, aktives 550
–, Anforderungen 17
–, Aufgaben 9
–, Bestandteile 1, 156
–, funktionelle Struktur 155
–, Kinematikauslegung 19
–, modulare Struktur 156
Fahrwerkaufbau 9
Fahrwerkauslegung 16
Fahrwerkelektronik 535
Fahrwerkentwicklung 8, 495
Fahrwerkgewicht 647
Fahrwerkkonzeption 14
– für Elektro-Autos 655
FahrwerkLAGER, regelbares 492
–, schaltbares 491
Fahrwerkregelsystem 538
Fahrwerksystem, langsam-aktives 586
–, Vernetzung 614
– der Zukunft 643
Fahrwiderstand 38, 648
Fahrzeugantriebsstrang, Verluste 54
Fahrzeugeigenschaften 134
Fahrzeugführung 537
Fahrzeugklassen 9
Fahrzeugkoordinatensystem 19
Fahrzeugmodellierung 95
Fahrzeugsensorik 662
Fahrzeugstabilisierung 537
Fahrzustandsbeobachtung 575
Fahrzustandserkennung 575
Fahrzustandsregelung 575
Fail Operational 241, 616
Fail Safe 232, 240, 616
Fail SAILENT 232, 240, 616
Faltenbalg 213
Fangkragen 261
Faserverbundkunststoff 272, 321
Fault Tolerant 616
Faustrahmensattel FNR 176
Faustsattel 5, 176
–, kombinierter 177
Faustsattel FN 176
Federbein 257, 262, 298, 352
Federbein-Aufhängung 430
Federbein-Einzelradaufhängung 448
Federbeinstützlager 486
Feder 244
–, hydropneumatische 275
–, lineare 258
–, progressive 258
–, Systematik 245
–, teiltragende hydropneumatische 276
–, ungespannte Länge 258
–, volltragende hydropneumatische 276
Federkugel 277
Federrate 262
Federsteifigkeit 72, 73, 262
Federteller 261, 299
– mit V-Nut 261
Federträger 298
Federübersetzung 73
Federübersetzungsverhältnis 262
Feder- und Dämpferbeinaufhängung 448
Federung 5
–, hydropneumatische 6, 279, 300
– der Zukunft 643
– durch Gaskompression 277
Federungsauslegung 536
Federungsmodell 80
Federungsvorgang, isothermer 275
Fehlermöglichkeiten- und Einflussanalyse 526
Feinprofilierung 7
Feinstaubemission 382
Felge 8, 396
Felgendurchmesser 397
Festigkeitsanalyse 508
Festigkeitsprüfung 406
Festsattel 175
Feststellbremse 181, 187
Feststelleinrichtung 180
Fette 339
Fingerprint-Methode 523
Finite Elemente Methode (FEM) 506
Fixed Control 126, 145
Flachbettfelge 8
Flächenpressung 368
Flachring 343
Flankenhöhe 381, 396
Flansch 365
Flanschgelenk 334
Flat Spot 408
FlexRay 557
Flügelzellenpumpe 209
Flussdichte 365
Flüssigkeit, elektroreologische 297
–, magnetoreologische 297
FMEA-Methode 526
Ford Product Development System 497
Formfaktor 348, 349
FPDS 497

Free Control 126, 145
Freiheitsgrad 318
Freiraumvorschriften 526
Frequenzgang 110
Frontantrieb 4
Front-Längs-Motoranordnung 11
Front-Längs-Motor mit Heckantrieb 12
Front-Motor mit Allradantrieb 13
Front-Quer-Motoranordnung 11
Front-Quer-Motor mit Frontantrieb 12
Führungsgelenk 343
Führungsgenauigkeit 367
Führungslenker 318, 320
Full Contact Disc Brake 619
Fülldruck 58
Fülldruckverlust 69
Fünflenker 446
Fünflenkeraufhängung 319
Funktionsarchitektur 551
Funktionsintegration 547, 551
Fußgängerschutz 453
Fußhebelwerk 185

G

Gasfeder, Berechnung 274
-, teiltragend 275
-, volltragende 276
Gasfeder-Dämpfereinheit (GFD) 305
Gasfederung 6
Gasmotor 3
Gaspedalmodul 186
Gefahren- und Risikoanalyse 563
Gegendruck-Kokillenguss (CPC) 358
Gelenkbewegung 519
Gelenkpunkt 318
Gelenkwinkel 521
Geometrie-Messung 408
Geradeausfahrt 127, 138, 140, 149
Geräuschentwicklung 378
Geräuschisolierung 471
Geräuschpfad 472
Geräuschquellen 467
Gesamtantriebskraft 52
Gesamtfahrwerk 459
Gesamtfahrwiderstand 49
Gesamtfahrzeugprüfung 527
Gesamtradwiderstand 38
Gespannstabilisierung 577
GFD, Bauarten 310
G-G-Diagramm 644
Gierbeschleunigung 143
Gierdämpfung 105, 379, 541, 547
Giereigenfrequenz 105
Giereigenkreisfrequenz 107
Gierfreudigkeit 547
Giergeschwindigkeit 143
Giermomentabschwächung 576
Giermomentenkompensation 236
Gierratenregelung 548
Gierratensensor 198, 559

Gierträgheitsmoment 111
Gierübertragungsverhalten 51
Gierverstärkungsfaktor 106, 115, 148
Gierwinkel 143
Gierwinkelbeschleunigung 104
Gierwinkelgeschwindigkeit 96, 104
Gleitlager 481
Gleitlagerung 351
Global Chassis Control 203
Gough-Diagramm 390
Ground-Hook-Regelung 582
Grundtrajektorie 633
Gummiauflage 262
Gummilager 7, 251, 252, 347, 479
-, postvulkanisiertes (PV-) 251
-, spurkorrigierendes 350
Gummi(lager)gelenk 318
Gummimetalteile 351
Gummimischung 348
Gummiverbundteile 471
-, Funktionen 471
Gürtel 383
Gürteleinlage 380

H

Halbstarrachse 424
Haldex 158
Haldex-Kupplung 575
Hall-Differenz-IC 363
Hang-On-Kupplung 539
Hard Points 21, 318, 418
Hardware-in-the-Loop 565
Harmonic Drive 232
Head-Up-Display 621
High Capacity Actively Controlled Suspension 596
High-Performance-(HP)-Reifen 401
High-Purity-Legierung 322
High Speed Uniformity 408
Hilfslenker 318, 321
Hill-Descent Control 626
Hill-Hold-Assist 626
Hill-Holder-Funktion 188
Hinterachslenkung 5, 238, 546, 550
Hinterachssteller 239
Hinterachstypen, zukünftige 462
Hinterradlenkung 595
-, geregelt 595
Hochgeschwindigkeitstauglichkeit 402
Hochzeit 418
Höhenregler 301
Höhenstandssensor 279, 560
Horn 397
Hotchkiss-Achse 421
Hot Spots 525
HSRI 67
Hülsengelenk 346
Hülsenlager 479
Hump 397
Hybridantrieb 648
Hybridbauweise 321

- Hybridbremspedal 186
 Hybridisierung des Antriebs 16
 Hybrid-Lenker 327
 Hybrid mit Leistungsverzweigung 649
 Hydrafactive 583
 Hydraulic Electronic Control Unit (HECU) 191,199
 Hydraulic Fading Compensation 576
 hydraulische Mitte, geschlossene 208
 –, offene 207
 Hydrolager 477
 Hydrolagerbuchse 482
 Hydroschwenkmotor 606
 Hyperbelblattfedern 246
 Hysteresereibung 55
 Hystereseschleife 474
- I**
- ICD-Dämpfer 296
 IEC 61508 563
 Ingress Protection 556
 Innen-Hochdruck-Umformverfahren (IHU) 330, 354
 Integral Aktivlenkung 594, 599
 Integralenker 321, 441
 Integrated Controlled Damper 296, 581
 Integrierte Spur- und Sturzverstellung 611
 IP-Codes 556
 ISO 26262 563
 ISO Wedeltest 128
- J**
- Jacking Force 434
- K**
- K0-Lage 19
 Käfig 365
 Kalibriervorgang 349
 Kaltumformung 269
 – von Schraubendruckfedern 269
 – von Stabilisatoren 270
 Kamm'scher Kraftschlusskreis 391
 Kamm'scher Kreis 538, 544
 Karkasse 383
 –, selbsttragende 400
 Karosserie, selbsttragende 6
 Kathodische Tauchlackierung (KTL) 336
 Kausalanalyse 564
 Kegelrollen 361
 Kegelrollenlager 358
 Kegelrollenlagereinheit 361
 Kegelzapfen 337
 Keilbremse 619
 Kennlinienverlauf 282
 Kennlinie, progressive 258
 Kerbschlagzähigkeit 266
 Kerbwirkung 265
 Kette, kinematische 318
 Keyless Entry/Go-Funktion 219
 Kickdownkraft 186
 Kick-Off 497
 Kieselsäure 380
- Kinematics & Compliance Rig 511
 Kinematik, aktive 609
 –, Kennwerte 30
 –, Kette 428
 –, Optimierung 521
 – der Einzelradaufhängung 428
 Kinematikpunkte 21
 Kippmoment 214
 Kippsteifigkeit 370
 Klassierung 517
 Knickkraft 263
 Knicksicherheit 263
 Knickwinkel 143
 Knickwinkelschwingung 151
 Kniefänger 220
 Knock Back 174
 Koagulation 385
 Koexistenz, friedliche 551
 –, kooperative 552
 Kokillenguss 331
 Kollisionsfreiheit 526
 Komforteigenschaft 384
 Komfortsoftware 296
 Komponentenprüfung 528
 Konstruktion 524
 Konstruktionskatalog für Achstypen 459
 Konstruktionslage 19
 Kontaktdruck 394
 Kontaktphänomen 394
 Konzeptfahrzeug 524
 Konzeptphase 503
 Kopflager 486
 Koppellenker 426
 Koppellenkerachse 426
 Körperschalltransferpfade 489
 Körperschallübertragung 488
 Korrosionsschutz 271, 336
 Kräfteplan beim Anfahren 71
 – beim Bremsen 70
 Kraft-Hub-Diagramm 281
 Kraftschlussausnutzung 145
 Kraftschlussbeiwert 56, 61, 387, 388
 Kraftschlusspotential 398
 Kraftschlussverhalten 387
 Kraftschraube 258, 263, 264
 Kraftstoffverbrauch 53
 Kraftübertragung 55, 65
 Kraft-Weg-Diagramm einer GFD 308
 Kraft-Weg-Kennlinie 348
 Kraftwirkungslinie 260
 Kreisfahrt 127, 128
 Kreuzgelenk 217
 Kugelfächengelenk 318
 Kugelgelenk 7, 252, 318, 333
 –, gebautes 333, 334
 Kugelgelenkgehäuse 335
 Kugelgelenkpatrone 327
 Kugelmutter-Hydrolenkanlage 206
 Kugelmutterlenkung 5
 Kugelschale 333, 339

- Kugelschubgelenk 353
Kugelschub-(Revo-)Gelenk 353
Kugelstrahlen 270
Kugelzapfen 333, 336
Kunststofflenker 254
Kupplung, elastische 218
Kupplungspedalmodul 185
Kurvenfahrt 62
–, beschleunigte 121
Kurvenverhalten 138, 147
KVP 531
- L**
Lackieren 271
Lager, adaptives 591
–, aktives 591
–, hydraulisch dämpfendes 476
–, intelligentes 591, 592
Lagerreibung 45
Lagersystem 337
Lagerungsbeiwert 263
Lamellenkupplung 164
Lane Departure Warning 623
Längenverstellung 214
Längsbeschleunigung 143
Längsblattfeder 421
Längsdifferenzial, offenes 539
–, sperrbares 539
Längsdynamik 69
Längsdynamikfunktion 539
Längsdynamiksystem, mechatronisches 569
Längseinparken 632
Längsgeschwindigkeit 143
Längskraft, stationäre 66
Längslenker 320
Längslenker-Einzelradaufhängung 431
Längsmomentenverteiler 157
Längsschlupf 391, 407
Längsschlupfsteifigkeit 66
Längsverteiler 161
Lastenkaskadierung 504, 514
Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt 149
– bei Geradeausfahrt 71
– in der Kurve 122
Lastwechselkompensation 547
Laufstreifen 380
Lebensdauer-Betriebsfestigkeit 509
Lebensdauergleichung 368
Lebensdauerkennwert 369
Lebensdauervorhersage 368
Leckage 212
Leichtbau 9
Leichtbaumaßnahmen an einer Vorderachse 647
Leichtbauradlagereinheit 374
Leistungsbedarf 52
Leistungsdichte, spektrale 77
Leistungsdichtespektrum 517
Lenkachse 26
–, kurze 437
–, lange 437
–, virtuelle 446
Lenkachsenspreizung 26
Lenkaktuator 634
Lenkassistenz 627
– durch Anpassung der Unterstützungskraft 628
– durch kombinierten Eingriff aus Lenkradwinkel und -moment 631
– durch Überlagerung des Fahrerhandmoments 628
– durch Überlagerung des Fahrerlenkwinkels 631
Lenkbarkeit 194, 453
Lenkeingriff, automatischer 236
Lenkgefühl 545
Lenkimpuls 127
Lenkkinematik 93
–, Kenngrößen 25
Lenkrad 223
– mit „feststehender“ Nabe 225
Lenkradaktuator 241
Lenkradmodul 241
Lenkradwinkelsensor 198, 199, 560
Lenkradius 7, 26
–, negativer 168
Lenkrückstellverhalten 147
Lenksäule 217
–, aktive 219
Lenksäulenantrieb (EPSc) 225
Lenksäulenverriegelung 221
Lenksäulenverstellung 221
Lenkschloss 219
Lenkstrang 217
Lenksystem 205
–, elektrohydraulisches 208
Lenkübersetzung 536, 546
Lenkung 5
–, elektromechanische 225
– der Zukunft 643
Lenkungsauslegung, dynamische 94
–, statische 94
Lenkdämpfer 285
Lenkungskonsole 219
Lenkunterstützung 545, 629
Lenkventil 210
Lenkverhalten 132, 134, 137, 146, 147
Lenkvorhalt 236
Lenkwelle 217
Lenkwinkel 96
Lenkwinkelbedarf 99
Lenkwinkelsensor 545
Lenkwinkelsprung 108, 127, 146
Lenkzwischenwelle 218
Lessons Learned 531
Leveling-by-wire 621
Linearmotor 589
Load Index 402
Loadmanagement 514
Long Spindle 437
Losdrehmoment 339
Lüfterwiderstand 40
Luftfeder 275
–, volltragende 276

- Luftfederbalg 304
 Luftfederbein 304
 Luftfederdämpfer 585
 Luftfeder-Dämpferbein 303
 LuftfederSystem, geschlossenes 278
 –, offenes 278
 Luftfederung 278, 303
 Luftfederungssystem, adaptives 584
 Luftreifen 3
 Luftwiderstand 46
 Luftwiderstandsbeiwert 47
- M**
- Mäandernabe 374
 - Magic Formula 67, 392
 - MagneRide 582
 - Magnesiumlegierung 322
 - Mantelflächen 342
 - Mantelrohr 219
 - Massenträgheitsmoment 48
 - Maulweite 397
 - McPherson 448
 - mit doppeltem Radträger 451
 - mit optimiertem Lenker 450
 - mit Querverbindungstraverse 450
 - McPherson-Federbein 259
 - McPherson-Vorderachsauflängung 6
 - Mehrköpersimulation (MKS) 504
 - Mehrköpersystem 504
 - Mehrlenker 439
 - Mehrlenkerauflängung 439
 - Mehrlenkerhinterachse 6
 - Mehrventildämpfer 295
 - Meilensteine 496
 - Membranrollbalg 277
 - Membranspeicher 300
 - Memory 219
 - Mensch-Maschine-Schnittstelle (HMI) 185
 - Microhybrid 649
 - Microhybridtechnik 229
 - Mikrobewegung 361
 - Mildhybrid 649
 - Miner-Regel 256
 - Miniblockfeder 259
 - Mittenabtrieb-Zahnstangen-Hydrolenkung 207
 - Mittendifferenzial 165
 - MKS-Modellverifikation 512
 - MKS-Reifenmodell 394
 - Modellintegration 565
 - Momentanpol 21
 - Momentanpole der Radaufhängung 21
 - Momentensteller 237
 - Momentenüberlagerung 231
 - Motorlager, hydraulisches 477
 - , schaltbares 477
 - Motorlagesensor 560
 - Motornickdämpfer 285
 - Motorregelung der ASR (MASR) 196
 - Motor-Schleppmomentenregelung (MSR) 197
 - MPV 11
- M+S 381
 Multi Body Simulation 504
 Multi Body System 504
 Multi Compliance Twist Beam Achse 428
 Multifunktionstasten 224
 Multi-link Suspension 439
 Multipolencoder 364
- N**
- Nachlauf 27
 - Nachlaufstrecke 27
 - Nachlaufversatz 27
 - Nachlaufwinkel 26
 - Nachspur 23
 - Nachstellung 177, 180
 - Naturkautschuk 380, 385
 - Navigationssystem 664
 - Nenn-Querschnittsverhältnis 381
 - Nennspannungskonzept 509
 - Nickpol 436
 - Nickwinkel 143
 - Niederdruckreifen 7
 - Niederdruck-Sandguss 373
 - Nieren 349, 350
 - Nitrierschicht 337
 - Niveaualagegleich 544
 - Niveauregelung 273
 - Niveauregulierung 544
 - , hydropneumatische 583
 - Niveauregulierungssystem 583
 - Niveauwahl 544
 - Nivomat 274, 301
 - Nivomat-LbW 621
 - Notbremsanzeige 577
 - NVH 513
 - , Optimierung 470
- O**
- Oberflächenwellen-(OFW-)Sensor 399
 - Off-Road-Stabilisator, schaltbarer 602
 - On-Road-Stabilisator, schaltbarer 602
 - Open Loop 126
 - Optimierung 531
 - Optimierungsalgorithmen 502
 - Optimised Contact Patch (OCP) 611
- P**
- Package 525
 - Packageoptimierung 525
 - Panhardstab 422
 - Parabelblattfedern 245
 - Parabelfeder 247
 - , symmetrische 248
 - Parameterlenkung 593
 - Parameteroptimierung 510
 - Parametervariation 85
 - Parkalgorithmus 633
 - Parkbremse, elektronische 577
 - Park Distance Control 622, 631
 - Parklückenerkennung 632

- PAX-System 400
Peak Response Time 108
Pedalcharakteristik 186
Pedalgefühl 189
Pedalgefühlsimulator 200
Pedalwerk, verstellbares 189
PEEK-Schale 340, 345
Pendelstabilität 150
PEP 496
Permanent Erregte Synchronmaschine (PSM) 227
Pfeilungswinkel 432
Phasenverschiebung 109, 379
Pick-ups 11
Pigtail 261
Pigtailfeder 261
Pkw-Klassen 9
Planschlaggenauigkeit 367
Plastifizieren 271
Plastifizierungsgrad 271
Plungerdämpfer 285
Polfläche 336
Polyetherketon (PEEK) 339
Polyoxymetyle (POM) 338
Poralguss 331
Porsche Dynamic Chassis Control (PDCC) 606
Porsche Weissachachse 435
Power on Demand 229, 647
Powerpack 208
Power Spectral Density 517
Power Take Off 157
Prandtl-Element 387
Prepregverfahren 273
Pre Safe 219
Printed Circuit Board 553
Product Data Management 518
Product Life-cycle Management 519
Produktentstehungsprozess 496
Produktentwicklungsumgebung 519, 522
Profillierung der Lauffläche 384
Profilstollenverformung 64
Projektmanagement 501
Proportionaldämpfventil 294
Proportionalventil 293
Prototypen 526
Prüfstand 527
Prüfstandsiteration 529
PSD-Analyse 517
Pull-Push-Prinzip 176
- Q**
Quality Gates 496
Quattro 569
Quattro Sport Differential 572
Querbeschleunigung 143
Querbeschleunigungssensor 198
Querdynamik 92
Querdynamikfunktion 544
Querdynamiksystem, mechatronisches 592
Quereinparken 632
Quergeschwindigkeit 143
- Querkraftausgleich 304
Quer-Längs-Pendelachse 434
Querlenker 320
Quermomentverteilung 541
Quermotor 4
Querschlupf 62, 391, 407
Quertraverse 425
- R**
Rad 396
Radaufhängung 6, 417
–, Kinematik 19
–, Synthese 34
– der Zukunft 460
Radaufstandskräfte 535
Radaufstandspunkt 20
Raddrehzahlsensor 192, 560
–, induktiver 193
–, magnetoresistiver 193
Räder 8
Raderhebungskurven 29
Radersatzmodell 39
Radführung 6, 317
– der Zukunft 643
Radhub 22
Radhubkinematik 22
–, Kenngrößen 22
Radialbremse 619
Radialgürtelreifen 7
Radialkugelgelenk 214
Radialreifen 378
Radlager 356
–, kraftmessendes 376
– der 1. Generation 358, 360
– der 2. Generation 360
– der 3. Generation 360
– der 4. Generation 361
– der Zukunft 643
Radlagereinheit 356
– der 4. Generation 375
Radlagerknacken 361
Radlagerung 7
Radlast 66
Radlastschwankung, spektrale Dichte 89
Radlenkwinkel 28, 94
Radmodul 356
Radnabenelektrromotor 462
Radrollwiderstand 42
Radscheibe 396
Radschüssel 397
Radstand 19
Radstandsänderung 20
Radträger 356
Radversetzung 27
Radwiderstand 38
Rahmensattel 176
Rainflow-Methode 257
Randentkohlung 265
Rapid Prototyping 527, 565
Raumlenkeraufhängung 429

- Rayon 7
 Real Time Environment 552
 REAS-Ventil 297
 Rechteckblattfeder 245
 Referenzierung 403
 Referenzkollektivbildung 403
 Regelkreis, geschlossener 126
 –, offener 126
 – beim autonomen Fahren 670
 – Fahrer–Fahrzeug 537
 – Fahrer–Fahrzeug–Umfeld 669
 Regelstrecke „Fahrzeug“ 106
 Regelung, prädiktive 195
 Reibbelagverschleiß 180
 Reibkoeffizient 394
 Reibungsdämpfer 6, 296
 Reibungskuchen 391
 Reibungswiderstand 46
 Reibwiderstand 39
 Reifen 7, 377
 –, Aufbau 1, 55, 383
 –, Dimensionierung 396
 –, Gebrauchseigenschaften 377
 –, Kennzeichnungspflicht 381
 –, Kräfte 66
 –, Momente 66
 –, runderneuerte 380
 –, schlauchloser 7
 – der Zukunft 643
 Reifenaufstandsfläche 58
 Reifenauslegung 396
 Reifenbauarten 383
 Reifendruckkontrolle 397
 Reifenfedersteifigkeit 59
 Reifengleichförmigkeit 392
 Reifenlatsch 7
 Reifenmaterialien 384
 Reifenmodelle für die Horizontaldynamik 392
 – für die Simulation 392
 – für die Vertikaldynamik 394
 – mit Finiten Elementen 394
 Reifenmoden 395
 Reifennachlauf 68
 Reifennotlaufsysteme 399
 Reifenprüfstand 405
 Reifenrollwiderstand 38, 380
 Reifenrundlauf 392
 Reifenschulter 380
 Reifensoristik 397
 Reifentemperaturverfahren 410
 Reifenungleichförmigkeit 392
 Reifenverhalten 66, 67
 –, Modellierung 67
 Reifenwulst 383
 Reinforced 381
 Restbremsmomente 45
 Revo-Knuckle 357
 Rho-Casting 373
 Ride-Meter 531
 Rigid Hub Module 375
 Ring 365
 Ringgelenk 291
 Ringrollbalg 277
 Ripple Counter 219
 RLDC 516
 Road Load Data Collections 516
 Robust Design 524
 Rohrstabilisator 250
 Rollachse 24
 Roll Back 174
 Rollbalg 277
 Rollgeräusch 382
 Rolling Chassis 666
 Rollkante 344, 345
 Roll-Over Prevention 577
 Rollwiderstand 7
 Rollwiderstandsbeiwert 40, 408
 Rollwiderstandssenkung 411
 Rollwiderstandskeffizient 407
 Rollwiderstandskraft 38
 Rollwiderstandsmessung 407
 Rollzentrum 22
 Rotationsdämpfer 6
 Rubbeln 178
 Rückfallebene, mechanische 241
 Rückhaltesystem 220
 Rücklauf des Lenkrads 545
 Rückstellmoment 63, 350, 389
 Rückverhinderer 626
 Runflat 381
 Ruß 380
- S**
- Safety Integrity Level 564
 Salz-Sprühtest 336
 Sattelauslegung 175
 Sauerstoffkorrosion 266
 Säurekorrosion 266
 Schallpegel 379
 Schallübertragungsgeschwindigkeiten 472
 Scheibenbremse 174
 –, Teilbelag- 4
 Schenkelende 250
 Schirmung 178
 Schlankheitsgrad 263
 Schleuderscheibe 362
 Schließenring 345
 Schlupf 60, 388
 –, kombinierter 65
 Schmieden 330
 Schmierstoff 339
 Schmierung 338, 362
 Schnelllauffestigkeit 406
 Schrägfederung 24
 Schrägfederungswinkel 22
 Schrägkugellager 358
 –, vierreihiges 376
 Schräglauflauf 44, 389
 Schräglauflaufsteifigkeit 66, 68, 98, 105, 111, 390
 Schräglaufwinkel 28, 62, 96

- Schräglenker 320
Schräglenker-Einzelradaufhängung 432
Schraubendruckfeder 257
–, Endenformen 260
–, Formgebung 268
Schraubenfeder 5, 257
Schraubgelenk 334
Schraublenker-Einzelradaufhängung 434
Schraublenkerhinterachse 321
Schubfreiheit 318
Schubmodul 348, 349
Schubspannung 60, 256, 262
Schulter 397
Schulterlager 250, 251
–, gebautes 252
Schwallwiderstand 43, 44
Schwellwertregler 582
Schwellwertstrategie 542
Schwenklager 357
Schwerpunktlage 21, 170
Schwertlenkeraufhängung 442
Schwimmrahmensattel 5
Schwimmwinkel 104, 143
Schwimmwinkelgeschwindigkeit 96
Schwimmwinkelkompensation 109, 595
Schwimmwinkelregelung 548
Schwingfestigkeit 265
Schwingungen im Fahrwerk 467
Schwingungsanregung, harmonische 75
–, periodische 76
–, stochastische 76
Schwingungsbewertung 90
Schwingungsdämpfer 74, 279
Schwingungsdämpfung 472
Schwingungsfestigkeit 557
Schwingungsmodell 79, 90
Seitenabtrieb-Zahnstangen-Hydrolenkung 207
Seitenkraft 389
–, stationäre 66
Seitenwellen 157, 165
Seitenwind 537
Seitenwindbeiwerte 51
Seitenwindempfindlichkeit 49
Seitenwindverhalten 151
Selbstdichtungsfähigkeit 400
Selbstpumper 300
Selbstverstärkungsfaktor 171
Selective Laser Sintering (SLS) 527
Select-low-Prinzip 195
Semi Solid Axle 424
Semi Trailing Arm Suspension 432
Sensitivitätsanalyse 470, 506
Sensor, induktiver 364
– im Fahrwerk 559
Sensorik 490
– außerhalb des Fahrzeugs 663
Seriell-Hybridantrieb 650
Serienentwicklung 524
Serienproduktion 531
Servoantrieb am Ritzel (EPSp) 226
Servolenkung 5
–, aktive hydraulische 628
Servotronic 210, 593, 628
Setzung 474
Setzzuschlag 271
Shorehärte 349
Short Spindle 437
Sicherheit 563
–, passive 5
Sicherheitskonzept 564
Sicherheitslenksäule 5
Sicherheitsreifen 7
Sicherheitssysteme 152
Sichtbehinderung 537
Side-Load-Feder 259
Sidewall Torsion Sensor (SWT) 399
Silanen 385
Silentbloc 479
silica 385
Silica-Reifen 385
Silica-Technologie 411
Silikomotorlager 479
Simulation 503
– der Fahrdynamik 564
– der Fahrwerkelektronik 564
– der Fertigungsverfahren 510
Simulationsumgebung 519
Sinuslenken 108, 146
Sky-Hook 579
Sky-Hook-Dämpfer 295
Sky-Hook-Regelung 542, 582
Slalomtest 128
Slip-Control-Boost-System 652
Slippery Bushing 352
Smart Actuator 600
Soft-Stop 626
Solid Axle 419
Sommerreifen 378, 384, 387
SOP 495
Spannpaardiagramm 517
Spannring 343
Sparreifen 411
Speedindex 402
Speichenräder 8
Speichermodul 386
Sperrdifferenzial 158
–, aktives 159
SPICE 561
Spider-Diagramm 531
Spiel, freies 333
Sport Utility Fahrzeuge 11
Spuränderung, kinematische 32
Spureinstellung 213
Spurführungsassistenz 629
Spurführungssystem 230
Spurhalteassistenz 629
Spurkreis 29
Spurstange 5, 213
Spurstangenlenker 318
Spurstangenweg 28

- Spurverlassenswarnung 230, 623
 Spurlauf 32
 Spurwechsel 128
 Spurweite 20
 Spurweitenänderung 20
 Spurwinkel 23
 Squeezecast 330
 Squeeze-Casting 358, 373
 S-Schlagneigung 421
 Stabilisator 6, 84, 244, 249, 255
 -, adaptiver mit Wankdämpfung 604
 -, aktiver 543, 550
 -, Formgebung 268
 -, hydraulischer aktiver 604
 -, passiver 602
 -, Prinzip 84
 -, semiaktiver 603
 Stabilisatorlenker 250, 252, 318
 Stabilisatorrücken 250
 Stabilisatorschenkel 250
 Stablenker 319, 429
 Stadtfahrzeuge 11
 Stahlblech-Radträger 374
 Stahlfeder, Herstellung 267
 -, lineare 276
 -, Werkstoffe 265
 Standardantrieb 4
 Standardfahrmanöver 511
 Standard-Lastfälle 512
 Standardschnittstellen 552
 Starrachse 6, 419
 Start of Production 495
 Steer-by-wire 240, 615
 Steifigkeit 502
 -, dynamische 491
 Steifigkeitsanalyse 508
 Steifigkeitsschwankung 408
 Steifigkeitssensitivität 502
 Steigungswiderstand 46
 Steller, elektromotorischer 559
 -, hydraulischer 558
 -, pneumatischer 558
 Steuernut 289
 Stick-Slip 253
 Stiftgelenk 291
 Stirnverzahnung 376
 Störkrafthebelarm 28
 Stoßdämpfer 279
 Strangpressung 331
 Straßengeometrie 409
 Straßen-Simulationsprüfstand (SSP) 516, 529
 Streckenmessung 409
 Strukturspannungskonzept 509
 Strut and Links Suspension 448
 Sturz 23
 Sturzänderung 22
 -, kinematische 32
 Sturzseitenkraft 23, 64
 Sturzverlauf 32
 Sturzwinkel 22, 64
 Subsystemprüfung 528
 Summenteilungsfehler (STF) 365
 Super All Wheel Control 569, 572
 Super-AYC 571
 SUV 11
 Swing Axle 434
 Synthesekautschuk 380, 385
 System, mechatronisches 500
 -, trockenes 607
 Systemidentifikation 529
 Systemprüfung 527
 Systemsicherheit 645
 Systemvernetzung 547, 644
- T**
- Tandem-Hauptzylinder 184
 Target Cascade 502
 Target-Signal 529
 Target-Simulation 530
 Tauchlackierung 271
 Teilachsträger 354
 Telematiksystem 665
 Teleskopdämpfer 283
 Teleskopstoßdämpfer 6
 Teleskopsystem 218
 Tellersteigung 260
 Temperatur 557
 Temperatursensor 561
 Tempomat 626
 Test, elastokinematischer 512
 -, kinematischer 511
 Teststrecke 130
 Testverfahren, objektive 404, 405
 -, subjektive 403
 Textilcordkarkasse 380
 Textilgewebe 7
 thermodynamisches Grundgesetz 274
 Thixo-Casting 373
 Tiefbett 397
 Tiefbettfelge 8
 TIME-Prozedur 392
 Titan 266
 TMeasy 67
 Toleranzberechnungssoftware 506
 Toleranzuntersuchung 526
 Top-Mount 486
 Topografieoptimierung 510
 Topologieoptimierung 510
 Torque-On-Demand 539
 Torque Steer 574
 Torque Steer Compensation 629
 Torque Vectoring 159, 541, 569
 Torque Vectoring Achsgetriebe 550
 Torsen 158
 Torsionskurzel 426
 Torsionskurzelbelachse 426
 Torsionsstabfeder 248
 Traffic Channel Message 665
 Tragfähigkeitskennzahl 381
 Traggelenk 344

- Traglenker 318, 320, 329
Tragverhalten 387
Trailing Arm 431
Trajektorie 633
Tractionseigenschaft 384
Traktionsoptimierung 540
Traktionsregelung Achsgetriebe 540
– mit dem Allradverteilergetriebe 539
Trampeln 420
Transferpfadanalyse 470
Transfersteifigkeit 489
Translationstilger 470
Transporter 11
Trapezblattfedern 245
Trapezfeder 246
–, symmetrische 247
Trapezlenker 429, 434
Trapezlenkeraufhängung 441
Treibhauspotential 382
Tribologie 338
Trommelbremse 179
–, DuoServo- 179, 180
–, Simplex- 179, 180
TUBELESS 381
Tweel-Räder 412
TWI 381
Twin Trapezoidal Link 452
Twist Beam 424
TYDEX 68
- U**
UA-Tire 67
Überlagerungsaktor am Lenkgetriebe 232
– in der Lenksäule 234
Überlagerungsgetriebe 160
Überlagerungslenkung 231, 546, 550, 594
Überrollfestigkeit 368, 372
Übersetzung, variable 211
Übersteuern 100
Übertragungsfunktion 107, 395, 477
Ultra-High-Performance-(UHP-)Reifen 401
Umfangschlupf 60
Umweltschutz 646
Ungleichförmigkeit 408
Uniformity-Messung 408
Uniformity-Prüfstand 409
Untersteuern 100
- V**
Vacurguss 331
Vakuumpumpe 184
Validierung 526
Validierung am Gesamtfahrzeug 530
VAN 11
Variation der Aufbaudämpfung 86
– der Aufbaufedersteifigkeit 86
– der Fahrgeschwindigkeit 111
– der hinteren Schräglauftreifigkeit 111
– der Radmasse 86
– der Reifensteifigkeit 86
- der Schwerpunktshöhe 115
– der Schwerpunktlage in Längsrichtung 116
– der Wankachse 116
– der Wankfederverteilung 117
– des Antriebskonzepts 118
– des Gierträgheitsmomentes 111
VDA Ausweichtest 128
Ventil, pneumatisch verstellbares 292
Ventilkennlinie 212
Ventilloch 397
Verbesserungsprozess, kontinuierlicher 531
Verbunddämpfung 297
Verbundlenker 320
Verbundlenkerachse 6, 424, 426
– mit Wattgestänge 427
Verbundlenkerlager 484
Vergütung warmgeformter Federn 269
Verkipfung 362
Verlobung 418
Verlustbeiwert 386
Verlustleistungsanalyse 409
Verlustleistungsmoden 410
Verlustmodul 386
Vertikalbeschleunigung 143
Vertikalbeschleunigungssensor 560
Vertikaldynamik 72
Vertikaldynamikfunktion 542
Vertikaldynamiksystem, mechatronisches 577
Vertikalkraftschwankung 119
Vierlenker 439, 444
Vierlenker-Starrachse 423
Viertakter 3
Virtual Product Environment 519
Visco-Lamellenkopplung 162
Viton-Dichtung 284
V-Modell 496, 561
Vollachsträger 354
Vollfahrzeugsimulation 511
Vollhybrid 649
Vorbeifahrgeräuschpegel 382
Vorderachstypen, zukünftige 462
Vorderradlenkung 593
Voröffnungskennfeld 294
Vorserienfahrzeug 524
Vorspannung 361, 366
Vorspur 23
Vorspuränderung 22
Vorspurwiderstand 45
VPE 519, 522
- W**
Walkwiderstand 38
Wälzkörper 365
Wälzlager 7
Wankachse 24, 83
Wankdämpfung 604
Wankfederung 249
Wankmoment 83
Wankpol 436
Wankstabilisierung 543

Wankstabilisierungssystem 601
Wanksteifigkeit 6
Wankwinkel 83, 143
Warmumformung 267
Watt-Gestänge 422
Wegbautelektronik 555
Wendekreis 29, 547
Werkstoffermüdung 265
Widerstand, hydraulischer 281
Widerstandsbeiwert 44
Windung, federnde 258
-, tote 258
Windungsabstand 258
Windungsoptimierung 264
Winkelsteller 237
Winkelüberlagerung 232
Wintereigenschaften 400
Winterreifen 378, 384, 387
WLF-Transformation 387
Wöhlerlinie 257, 335, 509
Wolastonite 265
Wulstkern 383
Wulstreifen 8

X

X-by-wire 615
X-by-wire-Systeme der Zukunft 660
xDrive 569, 570

Z

Zahnstangen-Hydrolenkung 207
Zahnstangenlenkung 5
-, hydraulische 207
Zahnstangenservolenkung 206
Zapfen 358
Zentralrallenker-Einzelradaufhängung 436
Zentralregler 552
Zielwertkaskadierung 502
Zuganschlag 277, 286
Zugstufe 283, 284
Zusatzfeder 277
Zusatzlenker 441
Zustandsänderung, polytrop 274
Zweimassen Feder-Dämpfersystem 78
Zweimassen-Federungsmodell 81
Zweirohdämpfer 283
Zweirohrfederbein 299
Zweispur-Fahrzeugmodellierung 112
Zweispur-Federungsmodell 83
Zwischenhülse 350
Zwischenkoppel 441
Zylinderzapfen 337