

Bernd Heißing | Metin Ersoy (Hrsg.)

Fahrwerkhandbuch

Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten,
Systeme, Mechatronik, Perspektiven

2. Auflage

PRAXIS



Bernd Heißing | Metin Ersoy (Hrsg.)

Fahrwerkhandbuch

Bernd Heißing | Metin Ersoy (Hrsg.)

Fahrwerkhandbuch

Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten,
Systeme, Mechatronik, Perspektiven

2., verbesserte und aktualisierte Auflage

Mit 974 Abbildungen und 76 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

Alle Rechte vorbehalten
© Vieweg+Teubner Verlag | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden 2008

Lektorat: Ewald Schmitt | Gabriele McLemore

Der Vieweg+Teubner Verlag ist ein Unternehmen von 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 und Technische Redaktion: Klementz publishing services, Gundelfingen
Druck und buchbinderische Verarbeitung: MercedesDruck, Berlin
Gedruckt auf säurefreiem und chlorfrei gebleichtem Papier.
Printed in Germany

ISBN 978-3-8348-0444-0

Vorwort

Die Fahrwerktechnik nimmt in der Ausbildung des Fahrzeugingenieurs eine zentrale Stelle ein. Obwohl die Fahrwerktechnik sich in den letzten 20 Jahren rasant entwickelte, insbesondere durch den stetigen Einfluss der Elektronik, fehlte es bislang an einem Handbuch, das gleichermaßen die Grundlagen der Konstruktion und Fahrdynamik 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 Hochschulen mussten, ohne zu sehr ins Detail zu gehen, in diesem Handbuch Berücksichtigung finden. Dabei wurden auf die Aktualität und leichte Lesbarkeit besonders Wert gelegt und alle Themen 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.

In einem ersten Teil werden Konzepte, Aufbau und Auslegung, die physikalischen Grundlagen der Längs-, Vertikal- und Querdynamik erklärt und die Fahrwerkkenngrößen mit deren Bedeutung für die Fahreigenschaften beschrieben. Es schließen sich sehr ausführlich die Bestandteile des Fahrwerks wie Bremsen, Lenkung, Federung, Dämpfung, Radführung, Radlagerung bis zu den Reifen und Rädern an. Danach folgen die Beschreibung und die Gegenüberstellung der Achsen und Radaufhängungen. Ein eigener Abschnitt wird dem Fahrkomfort (NVH) mit den Gummiverbundteilen gewidmet. Die modernen Entwicklungsmethoden und -werkzeuge des Entwicklungsingenieurs, welche die Planungs- und Serieneinführungsphase, das Simulieren und Entwerfen bis zum Validieren der Komponenten, Module und Systeme des Fahrwerks umfassen, werden dargestellt. Die Systeme, welche die aktuellen Sicherheits- und Komfortansprüche im Fahrwerk erfüllen und dem Fahrer assistieren, werden im vorletzten Kapitel vorgestellt; es umfasst alle elektronischen und mechatronischen Fahrwerksysteme, die aktiv, semiaktiv, adaptiv oder durch X-by-wire funktionieren. Das letzte Kapitel geht weit in die Zukunft und untersucht die Konzepte und Systeme für das Fahrwerk von morgen sowie Fahrwerke für Hybridfahrzeuge. Vorausschauende und intelligente Fahrwerke und das autonome Fahren sowie die Visionen der „driving chassis“ und „e-corner“ werden diskutiert. In den drei Zukunftsszenarien wird versucht herauszufinden, wie das Fahrwerk in 2025 aussen-
hen könnte.

In diesem Handbuch haben fast 40 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, TÜV-Süd, ZF Friedrichshafen) und im Vieweg Verlag bei allen organisatorischen Aufgaben. Allen sagen wir an dieser Stelle ein herzliches Dankeschön.

Die Leser dieses Buches bitten wir, uns ihre Anregungen, Verbesserungs- bzw. Ergänzungsvorschläge unter der Email-Adresse fahrwerkhandbuch@zf.com mitzuteilen, damit wir diese bei der weiteren Entwicklung des Fahrwerkhandbuchs berücksichtigen können.

Prof. Dr.-Ing. Bernd Heißing

Prof. Dr. Ing. Metin Ersoy

Autorenverzeichnis

- Albers, Ingo, Dipl.-Ing.
2.3, 2.4, 2.5
- Binner, Peter, Dipl.-Ing.
5.3
- Brändle, Markus, Dipl.-Ing.
7.8
- Burgstaler, Andree, Dipl.-Ing.
3.3.6.8
- Carlitz, Andreas, Dr.-Ing.
3.5.1 bis 3.5.4
- Causemann, Peter, Dr.-Ing.
3.5.6 bis 3.5.8, 3.6
- Demmerer, Stephan, Dr. rer.nat.
8.8
- Elbers, Christoph, Dr.-Ing.
2, 2.1 bis 2.7, 7.6, 7.7
- Ersoy, Metin, Prof. Dr.-Ing.
**1, 3.1, 3.2, 3.4.3, 3.7, 4, 6, 7.6.3.6,
8.1.3, 8.4, 8.5, 8.7, 8.9**
- Gies, Stefan, Prof. Dr.-Ing.
4.1 bis 4.5
- Gruber, Steffen, Dipl.-Ing.
3.3
- Heißing, Bernd, Univ.-Prof. Dr.-Ing.
2.8, 2.9, 4, 7.8, 8.1 bis 8.5, 8.9
- Hoffmann, Carsten, Dr.-Ing.
2.6, 2.7, 7.6, 7.7
- Hüsemann, Thomas, Dipl.-Ing.
2.1, 2.2, 2.6
- Kramer, Klaus, Dipl.-Ing.
5.4 bis 5.9
- Krimmel, Horst, Dr. rer. nat.
7.1 bis 7.5
- Mayer, Ralph, Dr.-Ing.
7.8
- Meitinger, Karl-Heinz, Dipl.-Ing.
7.8
- Mundl, Reinhard, Dipl.-Ing., Dr. Tech.
3.9
- Negele, Hans-Jürgen, Dr.-Ing.
8.1, 8.4, 8.5
- Neubrand, Jörg, Dr.-Ing.
3.5.1 bis 3.5.4
- ika Institut für Kraftfahrwesen, Aachen
www.ika.rwth-aachen.de
- ZF Boge Elastmetall GmbH, Bonn
www.zf.com
- Technische Universität München
www.ftm.mw.tum.de
- ZF Boge Elastmetall GmbH, Damme
www.zf.com [z. Z.: ZF Lemförder GmbH, Lemförde]
- Mubea Fahrwerksfedern GmbH, Attendorn
www.mubea.com
- früher ZF Sachs AG, Schweinfurt
- ZF Friedrichshafen AG, Friedrichshafen
www.zf.com
- ZF Lemförder GmbH, Lemförde
www.zf.com
- ZF Lemförder GmbH, Lemförde
www.zf.com
- ika Institut für Kraftfahrwesen, Aachen
www.ika.rwth-aachen.de
(früher: Audi AG, Ingolstadt)
- Continental Teves AG & Co., oHG, Frankfurt a. M.
www.contiteves.com
- FTM Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik
Technische Universität München
www.ftm.mw.tum.de
- ika Institut für Kraftfahrwesen, Aachen
www.ika.rwth-aachen.de [z. Z.: Porsche AG, Weissach]
- ika Institut für Kraftfahrwesen, Aachen
www.ika.rwth-aachen.de
- ZF Boge Elastmetall GmbH, Damme
www.zf.com
- ZF Friedrichshafen AG/ZF-TE, Friedrichshafen
www.zf.com
- Technische Universität München
www.ftm.mw.tum.de [z. Z.: Daimler AG, Sindelfingen]
- Technische Universität München
www.ftm.mw.tum.de
- Reinhard-Mundl@gmx.de
früher: Continental AG, Hannover
- Kraus-Maffei Wegmann GmbH & Co. KG
(früher: FTM-München)
- Mubea Fahrwerksfedern GmbH, Attendorn
www.mubea.com

Ocvirk, Norbert, Dipl.-Ing. 3.3	Continental Teves AG & Co., OHG, Frankfurt a. M. www.contiteves.com
Plank, Robert, Dr.-Ing. 3.8	Schaeffler KG, Schweinfurt www.fag.com
Remfrey, James, Dipl.-Ing. 3.3	Continental Teves AG & Co., OHG, Frankfurt a. M. www.contiteves.com
Rieger, Wolfgang, Dipl.-Ing. 3.4	früher ZF Lenksysteme GmbH, Donzdorf www.zf-lenksysteme.com
Rosemeier, Thomas, Dr.-Ing. 3.2	ZF Friedrichshafen AG/ZF-TI-F, Friedrichshafen www.zf.com
Sauer, Wolfgang, Dr.-Ing. 5.1, 5.2	ZF Boge Elastmetall GmbH, Bonn www.zf.com
Schäfer, Burkhardt, Dipl.-Ing. 3.4.4	ZF-LS Bremen, Nacam Deutschland GmbH, Bremen www.ZF-Lenksysteme.com
Schick, Bernhard, Dipl.-Ing. 3.9.5.4, 3.9.6, 3.9.7	TÜV SÜD Automotive GmbH, Garching www.tuev-sued.de/automotive [z. Z.: IPB Automotive GmbH]
Schlereth, Werner, Dipl.-Ing. 3.8	Schaeffler KG, Schweinfurt www.fag.com
Schröder, Carsten, Dipl.-Ing. 3.9	Continental AG, Hannover www.conti.de
Siebendritt, Harry, Dipl.-Ing. 8.1, 8.2	Technische Universität München www.ftm.mw.tum.de
Siemer, Hubert, Dipl.-Ing. 5.10 bis 5.12	ZF Boge Elastmetall GmbH, Damme www.zf.com
Stingl, Hanno, Dipl.-Ing. 6.1 bis 6.4, 6.7, 6.8	Audi AG, Ingolstadt www.audi.com
Volk, Heiner, Dipl.-Ing. 3.9	Continental AG, Hannover www.conti.de
Vortmeyer, Jens, Dipl.-Ing. 3.5.5	ZF Lemförder GmbH, 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	7
1.1.3 Aufgabe und Bedeutung	8
1.2 Fahrwerkaufbau	9
1.2.1 Fahrzeugklassen	9
1.2.2 Antriebskonzepte	10
1.2.3 Fahrwerkkonzeption	13
1.2.4 Trends in der Fahrwerkkonzeption	13
1.3 Fahrwerkauslegung	15
1.3.1 Anforderungen an das Fahrwerk	16
1.3.2 Fahrwerk-Kinematikauslegung	18
1.3.3 Kinematik der Radaufhängung	18
1.3.3.1 Kenngrößen des Fahrwerks am Fahrzeug	18
1.3.3.2 Momentanpole der Radaufhängung	20
1.3.3.3 Radhubkinematik	20
1.3.3.4 Kenngrößen der Radhubkinematik	21
1.3.3.5 Kenngrößen der Lenkkinematik	24
1.3.3.6 Kinematische Kenngrößen aktueller Fahrzeugsmodelle	28
1.3.3.7 Raderhebungskurven	28
1.3.3.8 Software zur Radkinematikberechnung	31
1.3.4 Elastokinematik und Bauteilelastizitäten der Radaufhängung	31
1.3.5 Zielwerte für die Kenngrößen	32
1.3.6 Synthese der Radaufhängungen	33
2 Fahrdynamik	35
2.1 Fahrwiderstände und Energiebedarf	35
2.1.1 Fahrwiderstände	35
2.1.1.1 Radwiderstände	35
2.1.1.2 Anteil der Fahrbahn $F_{R,Tr}$	40
2.1.1.3 Luftwiderstand	43
2.1.1.4 Steigungswiderstand	44
2.1.1.5 Beschleunigungswiderstand	45
2.1.1.6 Gesamtfahrwiderstand	46
2.1.2 Seitenwindkräfte	46
2.1.3 Leistungs- und Energiebedarf	49
2.1.4 Kraftstoffverbrauch	50
2.2 Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn	52
2.2.1 Physik der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn	54
2.2.1.1 Bremsen und Antreiben	57
2.2.1.2 Kurvenfahrt	59
2.2.2 Reifenkräfte im Detail	63
2.3 Längsdynamik	65
2.3.1 Anfahren und Bremsen	65
2.3.1.1 Bremsnickausgleich	65
2.3.1.2 Anfahrnickausgleich	66
2.3.1.3 Lastwechsel bei Geradeausfahrt	67
2.4 Vertikaldynamik	67
2.4.1 Aufbaufedern	67
2.4.1.1 Federübersetzung	68
2.4.1.2 Eigenfrequenzen	68
2.4.2 Schwingungsdämpfer	69

2.4.3	Fahrbahn als Anregung	70
2.4.3.1	Harmonische Anregungen	70
2.4.3.2	Periodische Unebenheiten	71
2.4.3.3	Stochastische Unebenheiten	71
2.4.3.4	Spektrale Dichte der Fahrbahnunebenheiten	72
2.4.3.5	Gemessene, reale Fahrbahnunebenheiten	72
2.4.4	Reifen als Feder- und Dämpferelement	73
2.4.5	Federungsmodelle	73
2.4.5.1	Einmassen-Ersatzsystem	74
2.4.5.2	Zweimassen-Ersatzsystem	75
2.4.5.3	Erweiterung um Sitzfederung	75
2.4.5.4	Einspur-Federungsmodell	76
2.4.5.5	Zweispur-Federungsmodell	77
2.4.6	Parametervariation	79
2.4.7	Verknüpfung Fahrbahn–Fahrzeug	81
2.4.7.1	Spektrale Dichte der Aufbaubeschleunigung	82
2.4.7.2	Spektrale Dichte der Radlastschwankungen	84
2.4.8	Menschliche Schwingungsbewertung	84
2.4.9	Erkenntnisse aus den vertikaldynamischen Grundlagen	86
2.5	Querdynamik	86
2.5.1	Anforderungen an das Fahrverhalten	86
2.5.2	Lenkkinematik	87
2.5.2.1	Statische Lenkungsauslegung	87
2.5.2.2	Dynamische Lenkungsauslegung	88
2.5.3	Fahrzeugmodellierung	89
2.5.3.1	Einfaches Einspurmodell	89
2.5.3.2	Einfache Betrachtungen der Fahrdynamik	91
2.5.3.3	Bewegungsvorgänge beim Über- und Untersteuern	93
2.5.3.4	Erweitertes Einspurmodell mit Hinterradlenkung	94
2.5.3.5	Nichtlineares Einspurmodell	96
2.5.3.6	Instationäre Betrachtungen des einfachen Einspurmodells	97
2.5.3.7	Die Regelstrecke „Fahrzeug“ im Regelkreis	100
2.5.3.8	Dynamisches Verhalten der Regelstrecke Fahrzeug	101
2.5.3.9	Schwimmwinkelkompensation mittels Hinterradlenkung	103
2.5.3.10	Frequenzgangbetrachtung bei variierten Fahrzeugkonfigurationen	105
2.5.3.11	Zweispurmodell	106
2.5.3.12	Parametervariation	109
2.6	Allgemeine Fahrdynamik	114
2.6.1	Wechselwirkungen zwischen Vertikal-, Längs- und Querdynamik	114
2.7	Fahrwerkregelsysteme	118
2.7.1	Begriffsbestimmungen	118
2.7.2	Grenzen des passiven Fahrzeugs – Basis-Zielkonflikte	119
2.7.3	Regelkreis Fahrer–Fahrzeug	120
2.7.4	Unterteilung der Fahrwerkregelsysteme in Domänen	121
2.7.4.1	Längsdynamik	121
2.7.4.2	Querdynamik	122
2.7.4.3	Vertikaldynamik	122
2.7.5	Forderungen an Fahrwerkregelsysteme	122
2.8	Fahrverhalten	122
2.8.1	Beurteilung des Fahrverhaltens	123
2.8.2	Fahrmanöver	124
2.8.3	Fahrmanöver Parameterraum	125
2.8.4	Abstimmungsmaßnahmen	128
2.8.4.1	Abstimmungsmaßnahmen zum stationären Lenkverhalten	128
2.8.5	Subjektive Fahrverhaltensbeurteilung	128
2.8.5.1	Bewertungsmethoden und Darstellung	128
2.8.5.2	Anfahrverhalten	128

2.8.5.3	Bremsverhalten	128
2.8.5.4	Lenkverhalten	134
2.8.5.5	Kurvenverhalten	134
2.8.5.6	Geradeausfahrt	137
2.8.5.7	Fahrkomfort	137
2.8.6	Objektive Fahrverhaltensbeurteilung	137
2.8.6.1	Messgrößen	138
2.8.6.2	Anfahrverhalten	138
2.8.6.3	Bremsverhalten	138
2.8.6.4	Lenkverhalten	140
2.8.6.5	Kurvenverhalten	142
2.8.6.6	Geradeausfahrt	144
2.8.6.7	Fahrkomfort	146
2.9	Aktive und passive Sicherheit	146
3	Bestandteile des Fahrwerks	149
3.1	Struktur des Fahrwerks	149
3.1.1	Funktionelle Struktur des Fahrwerks	149
3.1.2	Modulare Struktur des Fahrwerks	150
3.1.3	Bestandteile des Fahrwerks	150
3.2	Antriebsstrang	151
3.2.1	Anordnungen	151
3.2.2	Achsgetriebe	151
3.2.2.1	Differenziale	151
3.2.2.2	Sperrdifferenziale	151
3.2.2.3	Aktive Sperrdifferenziale	153
3.2.2.4	Torque Vectoring	153
3.2.3	Allradantrieb	154
3.2.4	Betriebsstrategien	155
3.2.5	Seitenwellen	156
3.3	Radbremsen und Bremssysteme	157
3.3.1	Aufgaben und Grundlagen	157
3.3.2	Arten von Bremsanlagen	158
3.3.2.1	Allgemeine Anforderungen	159
3.3.3	Gesetzliche Vorschriften	160
3.3.4	Auslegung der Bremsanlage	160
3.3.4.1	Bremskraftverteilung	160
3.3.4.2	Dimensionierung	162
3.3.5	Bremsmomente und Dynamik	162
3.3.5.1	Bremsmomente	162
3.3.5.2	Bremsdynamik	163
3.3.6	Komponenten des Bremssystems	164
3.3.6.1	Bremssattel	164
3.3.6.2	Bremsscheiben	168
3.3.6.3	Bremsbeläge	169
3.3.6.4	Trommelbremsen	169
3.3.6.5	Bremsflüssigkeit	172
3.3.6.6	Bremskraftverstärker	172
3.3.6.7	Tandem-Hauptzylinder	173
3.3.6.8	Mensch-Maschine-Schnittstelle (HMI)	174
3.3.7	Elektronische Bremsregelsysteme	178
3.3.7.1	Bremsassistent (MBA, EBA, HBA)	178
3.3.7.2	Raddrehzahlsensor	180
3.3.7.3	Funktionen des elektronischen Bremssystems	182
3.3.7.4	Elektrohydraulische Bremse (EHB)	187
3.3.7.5	Elektromechanische Bremse (EMB)	189
3.3.7.6	Vernetztes Chassis	190

3.4	Lenksysteme	192
3.4.1	Anforderungen und Bauformen	192
3.4.2	Hydraulische Zahnstangenlenkung	194
3.4.2.1	Technik und Funktion	194
3.4.2.2	Aufbau und Bauteile	197
3.4.3	Spurstangen	201
3.4.4	Lenkstrang und Lenksäule	203
3.4.4.1	Komponenten und Funktionseinheiten	203
3.4.4.2	Auslegung und Erprobung	206
3.4.4.3	Crashanforderungen und Energieverzehrmechanismen	206
3.4.4.4	Ausblick und Modularisierung	209
3.4.5	Elektromechanische Lenkung	209
3.4.5.1	Bauformen	210
3.4.5.2	Aufbau und Vorteile	212
3.4.6	Aktivlenkung und Überlagerungslenkung	215
3.4.6.1	Wirkprinzip und Aufbau	215
3.4.6.2	Funktionen – heute und morgen	217
3.4.7	Zahnstangenservolenkung mit Momenten- und Winkelsteller	219
3.4.8	Hinterachs- und Allradlenkung	220
3.4.9	Steer-by-wire-Lenksystem und Einzelradlenkung	222
3.4.9.1	Systemkonzept und Bauteile	224
3.4.9.2	Technik, Vorteile und Chancen	225
3.5	Federn und Stabilisatoren	226
3.5.1	Aufgabe der Federung	226
3.5.2	Konstruktion und Berechnung von Stahlfedern	226
3.5.2.1	Blattfedern	227
3.5.2.2	Drehstabfedern	229
3.5.2.3	Stabilisatoren	231
3.5.2.4	Schraubenfedern	239
3.5.3	Werkstoffe für Stahlfedern	247
3.5.4	Herstellung von Stahlfedern	249
3.5.4.1	Warmumformung	249
3.5.4.2	Vergütung warmgeformter Federn	251
3.5.4.3	Kaltumformung	251
3.5.4.4	Kugelstrahlen	252
3.5.4.5	Plastifizieren	253
3.5.4.6	Korrosionsschutz	253
3.5.4.7	Endkontrolle und Markierung	254
3.5.5	Stabilisatoren zur Wankregulierung	254
3.5.5.1	Passiver Stabilisator	255
3.5.5.2	Schaltbarer Off-Road-Stabilisator	255
3.5.5.3	Schaltbarer On-Road-Stabilisator	255
3.5.5.4	Semiaktiver Stabilisator	256
3.5.5.5	Aktiver Stabilisator	257
3.5.6	Federung für Niveauregelung	257
3.5.6.1	Aufgaben und Bauarten	257
3.5.6.2	Niveauänderung mit Gasfeder	258
3.5.7	Hydropneumatische Federung	261
3.5.7.1	Selbstpumpendes, hydropneumatisches Feder- und Dämpferelement	261
3.5.8	Luftfederung	264
3.6	Dämpfung	266
3.6.1	Aufgabe der Dämpfung	266
3.6.2	Teleskopdämpfer-Bauarten	270
3.6.2.1	Zweirohrdämpfer	270
3.6.2.2	Einrohrdämpfer	271
3.6.2.3	Vergleich der beiden Dämpferarten	272
3.6.2.4	Sonderbauarten	272

3.6.3	Federträger und Federbein	272
3.6.4	Stoßdämpferberechnung	274
3.6.5	Zusatzfunktionen im Dämpfer	275
3.6.5.1	Zug- und Druckanschläge	275
3.6.5.2	Hubabhängige Dämpfung	278
3.6.5.3	Amplitudenselektive Dämpfung	279
3.6.6	Dämpferlager	280
3.6.7	Semiaktive Dämpfung und Federung	281
3.6.8	Alternative Dämpfungsprinzipien	285
3.6.8.1	Dämpfer mit magnetoreologischen Flüssigkeiten (MRF)	286
3.6.8.2	Verbunddämpfung	286
3.6.8.3	Lastabhängige Dämpfung (PDC)	286
3.7	Radführung	287
3.7.1	Aufgaben, Struktur und Systematik	287
3.7.2	Lenker Aufgaben, Struktur und Systematik	288
3.7.2.1	Führungslenker	290
3.7.2.2	Traglenker	290
3.7.2.3	Hilfslenker	290
3.7.2.4	Anforderungen an Fahrwerkslenker	291
3.7.2.5	Werkstoffe für Fahrwerkslenker	291
3.7.2.6	Herstellverfahren für Fahrwerklenker	292
3.7.2.7	Herstellverfahren für Aluminiumlenker	298
3.7.2.8	Auslegung und Optimierung der Lenker	300
3.7.2.9	Integration der Gelenke an den Lenker	300
3.7.3	Kugelgelenk	301
3.7.3.1	Aufgabe und Anforderungen	301
3.7.3.2	Systematik für Kugelgelenke	302
3.7.3.3	Aufbau der Kugelgelenke	303
3.7.3.4	Lagersystem (Schale, Fett)	305
3.7.3.5	Dichtsystem (Balg, Spannring)	308
3.7.3.6	Führungslenke	311
3.7.3.7	Traggelenke	313
3.7.3.8	Hülsengelenke	314
3.7.4	Gummilager	315
3.7.4.1	Aufgabe, Anforderungen, Funktion	315
3.7.4.2	Ausführungen	318
3.7.5	Drehgelenk	319
3.7.6	Drehschubgelenk	320
3.7.7	Achsträger	321
3.7.7.1	Aufgabe und Anforderungen	321
3.7.7.2	Systematik und Bauarten	322
3.8	Radträger und Radlager	324
3.8.1	Bauarten für Radträger	325
3.8.2	Werkstoffe und Herstellverfahren für Radträger	327
3.8.3	Bauarten für Radlager	327
3.8.3.1	Dichtung	330
3.8.3.2	Schmierung	331
3.8.3.3	ABS-Sensoren	331
3.8.4	Herstellung von Radlagern	333
3.8.4.1	Ringe und Flansche	333
3.8.4.2	Käfige und Wälzkörper	334
3.8.4.3	Montage	334
3.8.5	Anforderung, Auslegung und Erprobung	334
3.8.5.1	Ermüdungsliebensdauer (Überrollfestigkeit) des Radlagers	336
3.8.5.2	Bauteilfestigkeit und Kippsteifigkeit	338
3.8.5.3	Verifizierung durch Prüfmethoden	340
3.8.6	Ausblick	341

3.9 Reifen und Räder	345
3.9.1 Anforderungen an den Reifen	345
3.9.1.1 Gebrauchseigenschaften	346
3.9.1.2 Gesetzliche Anforderungen	348
3.9.2 Bauarten, Aufbau und Material	349
3.9.2.1 Reifenbauarten	349
3.9.2.2 Reifenaufbau	350
3.9.2.3 Reifenmaterialien	350
3.9.2.4 Viskoelastische Eigenschaften von Gummi	351
3.9.3 Kraftübertragung Reifen-Fahrbahn	352
3.9.3.1 Tragverhalten	352
3.9.3.2 Kraftschlussverhalten, Aufbau von Horizontalkräften	353
3.9.3.3 Antreiben und Bremsen, Umfangskräfte	354
3.9.3.4 Schräglauf, Seitenkräfte und Rückstellmomente	355
3.9.3.5 Schräglaufsteifigkeit	356
3.9.3.6 Reifen unter Quer- und Längsschlupf	357
3.9.3.7 Reifengleichförmigkeit	358
3.9.4 Reifenmodelle für die Simulation	358
3.9.4.1 Reifenmodelle für die Horizontaldynamik	358
3.9.4.2 Reifenmodelle mit Finiten Elementen (FEM-Modelle)	360
3.9.4.3 Reifenmodelle für die Vertikaldynamik	361
3.9.4.4 Reifenmoden	361
3.9.4.5 Eigenschwingung der Kavität	362
3.9.4.6 Gesamtmodelle	362
3.9.5 Moderne Reifentechnologien	365
3.9.5.1 Reifensoristik	365
3.9.5.2 Reifennotlaufsysteme	367
3.9.5.3 Reifen und Regelsysteme	367
3.9.5.4 High Performance (HP) und Ultra High Performance (UHP) Reifen	368
3.9.6 Test und Messmethoden im Fahrversuch	369
3.9.6.1 Subjektive Testverfahren	370
3.9.6.2 Objektive Testverfahren für die Längshaftung	371
3.9.6.3 Objektive Testverfahren für die Seitenhaftung	372
3.9.6.4 Akustik	372
3.9.7 Test und Messmethoden im Labor	373
3.9.7.1 Grundkonzepte für Reifenprüfstände	373
3.9.7.2 Festigkeitsprüfung	373
3.9.7.3 Charakteristikmessungen am Prüfstand	374
3.9.7.4 Charakteristikmessungen mit dem Laborfahrzeug	374
3.9.7.5 Rollwiderstandsmessung	374
3.9.7.6 Uniformity- und Geometrie-Messung	376
3.9.7.7 Streckenmessung und Modellierung	376
3.9.7.8 Verlustleistungsanalyse	377
3.9.7.9 Reifentemperaturverfahren	378
3.9.8 Zukünftige Reifentechnologien	379
3.9.8.1 Materialentwicklung	379
4 Achsen im Fahrwerk	383
4.1 Starrachsen	385
4.1.1 De-Dion-Achse: angetriebene Starrachse	387
4.1.2 Starrachsen mit Längsblattfederführung	387
4.1.3 Starrachsen mit Längs- und Querlenker	388
4.1.4 Starrachsen mit Zentralgelenk- und Querlenkerführung (Deichselachse)	389

4.2	Halbstarrachsen	390
4.2.1	Verbundlenkerachsen	390
4.2.1.1	Torsionskurbelachse	391
4.2.1.2	Verbundlenkerachse	392
4.2.1.3	Koppellenkerachse	392
4.2.2	Dynamische Verbundachse	392
4.3	Einzelradaufhängung	393
4.3.1	Kinematik der Einzelradaufhängung	393
4.3.2	Vorteile der Einzelradaufhängungen	395
4.3.3	Einzelradaufhängungen mit einem Lenker	395
4.3.3.1	Längslenker-Einzelradaufhängungen	396
4.3.3.2	Schräglenker-Einzelradaufhängungen	397
4.3.3.3	Schraublenker-Einzelradaufhängungen	398
4.3.4	Einzelradaufhängungen mit zwei Lenkern	398
4.3.4.1	Quer-Längs-Pendelachsen	398
4.3.4.2	Trapezlenker mit einem Querlenker (Audi 100 Quattro)	399
4.3.4.3	Trapezlenker mit einem flexiblen Querlenker (Porsche Weissachachse)	399
4.3.5	Einzelradaufhängungen mit drei Lenkern	399
4.3.5.1	Zentrallenker-Einzelradaufhängung	399
4.3.5.2	Doppelquerlenker-Einzelradaufhängungen	400
4.3.6	Einzelradaufhängungen mit vier Lenkern	402
4.3.6.1	Mehrlenker-Einzelradaufhängungen an Hinterachsen	402
4.3.6.2	Mehrlenkerachsen durch Auflösung der unteren 3-Punkt-Lenker der DQL-Achse	403
4.3.6.3	Trapezlenkeraufhängung (Integralenker)	403
4.3.6.4	Zwei Längs- und zwei Querlenker	404
4.3.6.5	Ein Längs- und drei Querlenker	404
4.3.6.6	Ein Schräglängs- und drei Querlenker	405
4.3.7	Einzelradaufhängungen mit fünf Lenkern	405
4.3.7.1	Fünflenker-Vorderachsauflängung	
	(mit zwei aufgelösten 3-Punkt-Lenker der DQL)	405
4.3.7.2	Fünflenker-Hinterachsauflängung (Raumlenker)	406
4.3.8	Federbein-Einzelradaufhängungen	407
4.4	Einzelradaufhängungen der Vorderachse	410
4.4.1	Forderungen an die Vorderachsauflängungen	410
4.4.2	Komponenten der Vorderachse	411
4.4.3	Bauarten der Vorderachse	411
4.4.3.1	McPherson-Achse mit Verbindungstraverse	411
4.4.3.2	McPherson-Aufhängung mit optimiertem unteren Lenker	412
4.4.3.3	McPherson-Aufhängung mit aufgelöstem unteren Lenker	412
4.4.3.4	McPherson mit doppeltem Radträger	412
4.4.3.5	Doppelquerlenker mit aufgelösten Lenker	413
4.5	Einzelradaufhängungen der Hinterachse	413
4.5.1	Forderungen an die Hinterachse	413
4.5.2	Komponenten der Hinterachse	413
4.5.3	Bauarten der Hinterachse	413
4.5.3.1	Nicht angetriebene Hinterachse	413
4.5.3.2	Angetriebene Hinterachse	414
4.5.4	ULSAS-Benchmark für Hinterachsen	414
4.6	Konstruktionskatalog als Auswahlhilfe für die Achstypen	415
4.7	Gesamtfahrwerk	415
4.7.1	Zusammenspiel von Vorder- und Hinterachse	415
4.8	Radaufhängungen der Zukunft	417
4.8.1	Achstypen der letzten 20 Jahren	417
4.8.2	Häufigkeit der aktuellen Achstypen	417
4.8.3	Die zukünftigen Achstypen (Tendenzen)	417

5 Fahrkomfort	421
5.1 Grundlagen, Mensch und NVH	421
5.1.1 Begriffe und Definitionen	421
5.1.2 Schwingungs- und Geräuschquellen	422
5.1.3 Wahrnehmungsgrenzen des Menschen	423
5.1.4 Das Wohlbefinden des Menschen	424
5.1.5 Maßnahmen gegen Schwingungen und Geräusche	425
5.2 Gummiverbundteile	426
5.2.1 Funktion der Gummiverbundteile	426
5.2.1.1 Kräfte übertragen	426
5.2.1.2 Definierte Bewegungen ermöglichen	426
5.2.1.3 Geräusche isolieren	427
5.2.1.4 Schwingungen dämpfen	427
5.2.2 Elastomer spezifische Definitionen	428
5.2.2.1 Kennlinien	428
5.2.2.2 Dämpfung	428
5.2.2.3 Setzung	429
5.3 Aggregatelager	430
5.4 Hülsenlager (Gummilager)	434
5.5 Gleitlager	435
5.6 Hydraulisch dämpfende Buchsen	436
5.7 Achsträgerlager (Hilfsrahmenlager)	439
5.8 Federbeinstützlager, Dämpferlager	441
5.9 Verbundlenkerlager	442
5.10 Zukünftige Bauteilausführungen	443
5.10.1 Sensorik	444
5.10.2 Schaltbare Fahrwerkslager	444
5.11 Berechnungsmethoden	445
5.12 Akustische Bewertung von Gummiverbundteilen	446
6 Fahrwerkentwicklung	449
6.1 Entwicklungsprozess	449
6.2 Projektmanagement (PM)	455
6.3 Planungs- oder Definitionsphase	455
6.3.1 Zielwertkaskadierung	456
6.4 Konzeptphase	457
6.5 Virtuelle Simulation	457
6.5.1 Software für die Mehrkörpersimulation (MKS)	458
6.5.1.1 Aufbau von MKS-Fahrwerksmodellen mit ADAMS/Car	458
6.5.1.2 CAD-Fahrwerkmodell und Mehrkörpersystem	458
6.5.1.3 Mehrkörpersimulation mit starren und flexiblen MKS	459
6.5.1.4 Mehrkörpersimulation mit Gesamtfahrzeug-, Fahrwerk- und Achsmodellen	460
6.5.1.5 Einfluss der Fertigungstoleranzen auf die kinematischen Kennwerte	461
6.5.2 Software für Finite Elemente Methode (FEM)	462
6.5.2.1 Klassifizierung der Analysen	462
6.5.2.2 Festigkeitsanalysen	463
6.5.2.3 Steifigkeitsanalysen	463
6.5.2.4 Eigenfrequenzanalysen	464
6.5.2.5 Lebensdauer-Betriebsfestigkeit	464
6.5.2.6 Crash-Simulationen	464
6.5.2.7 Topologie- und Formoptimierung	465
6.5.2.8 Simulation der Fertigungsverfahren	465
6.5.3 Vollfahrzeugsimulation	466
6.5.3.1 Fahrdynamiksimulation	466
6.5.3.2 Kinematik/Elastokinematik	466
6.5.3.3 Standard-Lastfälle	468
6.5.3.4 MKS-Modellverifikation	468

6.5.3.5	NVH	469
6.5.3.6	Loadmanagement (Lastenkaskadierung vom System zur Komponente)	470
6.5.3.7	Vollfahrzeug Betriebsfestigkeitssimulation	474
6.5.3.8	Fahrdynamischer Fingerprint	474
6.5.3.9	Auslegung der Elastokinematik nach der regelungstechnischen Methode	475
6.5.4	Software zur 3D-Modellierung CAD	476
6.5.5	Integrierte Simulationsumgebung	477
6.5.5.1	Kinematische Analyse: Basistool ABE	477
6.5.5.2	Virtuelle Produktentwicklungsraum	481
6.6	Serienentwicklung und Absicherung	482
6.6.1	Konstruktion	482
6.6.1.1	Bauteilkonstruktion	483
6.6.1.2	Bauraum „Package“	484
6.6.1.3	Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse	485
6.6.1.4	Toleranzuntersuchungen	485
6.6.2	Validierung	485
6.6.2.1	Prototypen	485
6.6.2.2	Validierung am Prüfstand	486
6.6.2.3	Straßen-Simulationsprüfstand (SSP)	488
6.6.2.4	Validierung am Gesamtfahrzeug	489
6.6.4	Optimierung und Abstimmung	490
6.7	Entwicklungsaktivitäten während der Serienproduktion	490
6.8	Ausblick und Zusammenfassung	491
7	Systeme im Fahrwerk	493
7.1	Elektronik im Fahrwerk	493
7.2	Elektronische Fahrwerkregelsysteme	493
7.2.1	Domänaufteilung	493
7.2.2	Längsdynamik – Schlupfregelung	494
7.2.2.1	Bremse	494
7.2.2.2	Elektronisch geregeltes Längsdifferenzial	494
7.2.2.3	Torque-on-Demand-Verteilergetriebe	494
7.2.2.4	Elektronisch geregeltes Achsdifferenzial	495
7.2.2.5	Achsgtriebe zur Quermomentverteilung	496
7.2.3	Querdynamikregelsysteme	497
7.2.3.1	Elektrolenkung	497
7.2.3.2	Überlagerungslenkung	498
7.2.3.3	Aktive Hinterachslenkung	498
7.2.3.4	Aktive Hinterachskinematik	498
7.2.4	Vertikaldynamikregelsysteme	499
7.2.4.1	Variable Dämpfer	499
7.2.4.2	Aktiver Stabilisator	500
7.2.4.3	Niveauregulierung	501
7.2.5	Sicherheitsanforderungen	502
7.2.6	Bussysteme	503
7.2.6.1	CAN-Bus	503
7.2.6.2	FlexRay	503
7.3	Systemvernetzung	503
7.3.1	Fahrdynamikregelung	503
7.3.2	Torque Vectoring	505
7.3.3	Vertikaldynamikmanagement	506
7.4	Funktionsintegration	506
7.4.1	Architektur	506
7.4.2	Standardschnittstellen	507
7.4.3	Intelligente Steller	508

7.5	Simulation Fahrwerkregelsysteme	508
7.5.1	Simulationsmodelle	508
7.5.2	Hardware-in-the-loop-Simulation	510
7.6	Mechatronische Fahrwerksysteme	511
7.6.1	Längsdynamiksysteme	511
7.6.1.1	Antriebssysteme	511
7.6.1.2	Bremssysteme	514
7.6.2	Querdynamiksysteme	516
7.6.2.1	Vorderradlenkung	516
7.6.2.2	Hinterradlenkung	517
7.6.2.3	Wankstabilisierungssysteme	521
7.6.2.4	Aktive Kinematik	524
7.6.3	Vertikaldynamiksysteme	526
7.6.3.1	Anforderungen an die Vertikalsysteme	526
7.6.3.2	Einteilung der Vertikalsysteme	526
7.6.3.3	Dämpfungssysteme	528
7.6.3.4	Niveauregulierungssysteme	531
7.6.3.5	Aktuelle aktive Federungssysteme	532
7.6.3.6	Voll-aktive, integrierte Fahrwerksysteme	535
7.6.3.7	Lagersysteme	537
7.7	X-by-wire	539
7.7.1	Steer-by-wire	539
7.7.2	Brake-by-wire	540
7.7.2.1	Elektrohydraulische Bremse (EHB)	540
7.7.2.2	Elektromechanische Bremse (EMB)	541
7.7.2.3	Elektromechanische Bremse von Teves	541
7.7.2.4	Radialbremse	542
7.7.2.5	Keilbremse	543
7.7.3	Leveling-by-wire	544
7.8	Fahrerassistenzsysteme	545
7.8.1	Bremsassistenz	546
7.8.1.1	Sicherheitsrelevante Bremsassistenz	546
7.8.1.2	Komfortorientierter Bremsassistentz	547
7.8.1.3	Anforderungen der Bremsassistenz	547
7.8.2	Distanzassistenz	547
7.8.3	Lenkassistenz	548
7.8.3.1	Lenkassistenz durch Anpassung der Unterstützungskraft	549
7.8.3.2	Lenkassistenz durch Überlagerung des Fahrerhandmoments	549
7.8.3.3	Lenkassistenz durch Überlagerung des Fahrerlenkwinkels	550
7.8.3.4	Zusammenfassung	551
7.8.4	Einparkassistenz	551
7.8.4.1	Einführung	551
7.8.4.2	Parklückenerkennung	551
7.8.4.3	Einparkvorgang	552
7.8.4.4	Lenkaktuator	553
8	Zukunftsaspekte des Fahrwerks	557
8.1	Fahrwerkkonzepte – Fokussierung auf den Kundenwert	557
8.1.1	Auslegung des Fahrverhaltens	557
8.1.2	Diversifizierung der Fahrzeugkonzepte – Stabilisierung der Fahrwerkskonzepte	559
8.1.2.1	Vorderachsen, Stand 2004	559
8.1.2.2	Hinterachsen, Stand 2004	560
8.1.3	Fahrwerkbestandteile der Zukunft	560
8.1.3.1	Achsantrieb der Zukunft	560
8.1.3.2	Bremse der Zukunft	561
8.1.3.3	Lenkung der Zukunft	561
8.1.3.4	Federung der Zukunft	561

8.1.3.5	Dämpfung der Zukunft	561
8.1.3.6	Radführung der Zukunft	561
8.1.3.7	Radlager der Zukunft	561
8.1.3.8	Reifen und Räder der Zukunft	561
8.2	Elektronische Fahrwerksysteme	561
8.2.1	Elektronische Hilfssysteme und Vernetzung	561
8.2.2	Vernetzung von Fahrwerksregelungssystemen	562
8.2.2.1	Friedliche Koexistenz	562
8.2.2.2	Integrale Regelung	563
8.2.2.3	Vernetzte Regelung	563
8.2.2.4	Leistungsfähigkeit	563
8.2.2.5	Systemsicherheit	564
8.2.2.6	Entwicklungsprozess	564
8.2.2.7	Anforderungen an die Datenübertragung	565
8.2.2.8	Zusammenfassung	565
8.3	X-by-wire-Systeme der Zukunft	565
8.4	Vorausschauende und intelligente Fahrwerke der Zukunft	566
8.4.1	Fahrzeugsensorik	566
8.4.2	Aktuatorik	567
8.4.3	Vorausschauendes Fahren	568
8.5	Hybridfahrzeuge	570
8.6	Selbstfahrendes Chassis, Rolling/Driving Chassis	571
8.7	Autonomes Fahren in der Zukunft?	572
8.8	Zukunftsszenarien für das Auto und sein Fahrwerk	573
8.9	Ausblick	576
	Anhang: Alle Pkw-Plattformen und Plattformbezeichnungen 2008 bis 2016	579
	Sachwortverzeichnis	591

Abkürzungen

AAS	Adaptive Air Suspension	CAM	Computer Aided Manufacturing
ABC	Active Body Control	CAN	Controller Area Network
ABS	Anti-Blockiersystem	CASE	Computer Aided Software Engineering
ABV	Anti-Blockiervorrichtung	CATS	Computer Active Technology Suspension
ACC	Autonomous / Adaptive Cruise Control	CBC	Cornering Brake Control
ACE	Active Cornering Enhancement	CBS	Combined Brake System
ADR	Automatische Distanzregelung	CDC	Continuous Damper Control
ADS	Adaptives Dämpfungssystem	CDL	Collision Danger Level
AFS	Active Front Steering	DBC	Dynamic Brake Control
AGCS	Active Geometry Control Suspension	DBS	Dynamic Brake Support
AHK	Aktive Hinterachs kinematik	DC	DaimlerChrysler
AICC	Autonomous Intelligent Cruise Control	DD	Dynamic Drive
AKC	Active Kinematic Control	DDE	Digitale Dieselelektronik
ALC	Automatic Linear Guidance Control	DDS	Deflation Detection System
AMR	Antriebsmoment Regelung	DIN	Deutsches Institut für Normung
ANB	Automatische Notbremsung	DME	Digitale Motorelektronik
AOS	Adaptive Off-Road Stabilizer	DMU	Digital Mock Up
APB	Aktive Parkbremse – Active Parking Brake	DOE	Design of Experiment
APS	Automatic Parking System	DQL	Doppelquerlenker
APQP	Advanced Product Quality Planning	DRC	Dynamic Ride Control
ARM	Active Roll Mitigation	DSC	Dynamic Stability Control
ARP	Active Rollover Control	DSP	Dynamisches Stabilitätsprogramm
ARS	Active Roll Stability	DSCT	Dynamic Stability and Traction Control
ART	Abstandsregeltempomat	DTC	Dynamic Traction Control
ASC	Automatic Stability Control	DXC	Dynamic x(Allrad) Control
ASCA	Active Suspension via Control Arm	eABC	Electromechanical Active Body Control
ASCS	Active Suspension Control System	EAS	Electronic Active Steering Assistant
ASCx	Automatic Stability Control x (Allwheel)	EBA	Elektronischer Bremsassistent
ASIC	Application Specific Integrated Circuit	EBC	Electronic Body Control
ASL	Anhänger-Schlingern-Logik	EBD	Electronic Brake Distribution
ASMS	Autom. Stabilitätsmanagementsystem	EBM	Elektronisches Bremsen-Management
ASR	Antriebsschlupfregelung	EBS	Electronically Controlled Braking System
ASTC	Advanced Stability Control	EBV	Elektronische Bremskraftverteilung
ATC	Active Tilt Control	ECD	Electronic Controlled Deceleration
ATTC	Active Tire Tilt Control	ECE	Economic Commission for Europe
AUN	Allgemeiner Unebenheitsindex	ECM	Electronic Chassis Management
AWD	All Wheel Drive	ECU	Electronic Control Unit
AWS	All Wheel Steering	EDC	Elektronic Damper Control
AYC	Active Yaw Control	EDS	Elektronische Differenzialsperre
BAB	Bundesautobahn	E/E	Elektrik/Elektronik
BAS	Bremsassistenz	EHB	Elektrohydraulische Bremse
BASR	Bremsen-Antriebs-Schlupf-Regelung	EGS	Elektronische Getriebesteuerung
BBC	Brake Boost Control	EMB	Elektromechanische Bremse
BbW	Brake by Wire	EMC	Electro Magnetic Compatibility
Bj.	Baujahr	EMF	Elektromechanische Feststellbremse
BKV	Bremskraftverstärker	EMP	Elektronische Parkbremse
BMR	Bremsmomentenregelung	EPS	Electric Power Steering
BBA	Betriebsbremsanlage	ESD	Electrostatic Discharge
CAD	Computer Aided Design	ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
CAE	Computer Aided Engineering	ETC	Elektronische Traktionskontrolle

FAS	Fahrerassistenz-Systeme	OEM	Original Equipment Manufacturer
FDR	Fahrdynamikregelung	PCB	Printed Circuit Board
FEA	Finite-Elemente-Analyse	PDC	Park Distance Control
FEM	Finite-Elemente-Methode	PDM	Product Data Management
FFT	Fast Fourier Transformation	PEP	Produktentstehungsprozess
FGR	Fahrgeschwindigkeitsregler	PM	Projektmanagement
FMEA	Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse	PSD	Power Spectral Density
FPDS	Ford Product Development System	PTO	Power Take Off
FPM	Fahrpedal-Modul	RDK	Reifendruckkontrolle
FSR	Fahrstabilitätsregelung	RIM	Radindividuelle Momentenregelung
GCC	Global Chassis Control	RLDC	Road Load Data Collections
GMR	Giermomentenregelung	ROP	Roll Over Protection
GM	General Motors	RSP	Roll Stability Control
HA	Hinterachse	SBC	Sensotronic Brake Control
HAQ	Hinterachs-Quersperre	SbW	Steer by Wire
HBA	Hydraulischer Bremsassistent	SE	Simultaneous Engineering
HBM	Hydraulisches Bremsenmanagement	SiL	Software in the Loop
HCU	Hydraulic Control Unit	SIL	Safety Integrity Level
HDC	Hill Descent Control	SLS	Self Leveling Suspension
HECU	Hydraulic Electronic Control Unit	SMR	Schleppmomentenregelung
HiL	Hardware in the Loop	SOP	Start of Production
HMI	Human Machine Interface	SPICE	Software Process Improvement and Capability Determination
HPS	Hydraulic Power Servosteering	SSP	Strassensimulationsprüfstand
ICC	Intelligent Cruise Control	STC	Stability Traction Control
ICC	Integrated Chassis Control	SUC	Sport Utility Cabriolet
ICCS	Integrated Chassis Control System	SUV	Sport Utility Vehicle
ICD	Intelligent Controlled Damper	SW	Software
ICM	Integrated Chassis Management	S&G	Stop and Go
IDS	Interaktives Dynamisches Fahrsystem	TC(S)	Traction Control (System)
IR	Individual(Einzelrad)-Regelung	THZ	Tandemhauptbremszylinder
ISAD	Integrated Starter Alternator Damper	TMC	Tandem Main Cylinder
ISG	Integrated Starter Generator	TPMS	Tire Pressure Monitoring System
ISO	International Standards Organization	TTP	Time Triggered Protocol
IWD	Intelligent Wheel Dynamics	UCL	Under Steer Control Logic
K&C	Kinematics and Compliances	ÜLL	Überlagerungsslenkung
KVP	Kontinuierlicher Verbesserungsprozess	VA	Vorderachse
LbW	Leveling by Wire	VDC	Vehicle Dynamic Control
LCC	Lane Change Control	VGRS	Variable Gear Ration Steering
LIN	Local Interconnected Network	VPE	Virtual Product Environment
LWS	Lenkwinkelsensor	VSA	Vehicle Stability Assist
MB	Mercedes Benz	VSC	Vehicle Stability Control
MBA	Mechanischer Bremsassistent	VTD	Variable Torque Distribution
MBS	Multi Body System / Simulation (MKS)	VTG	Verteilergetriebe
MBU	Motorbremsmomentunterstützung	xDRIVE	Allrad System
MKS	Multikörpersimulationssystem	WSS	Wheel Speed Sensor
MMI	Man Machine Interface	µC/µP	Microcomputer / Microprocessor
MPV	Multi Purpose Vehicle	4Motion	Permanenter Allradantrieb
MSR	Motor Schleppmomentenregelung	4WS	Four Wheel Steering
NVH	Noise Vibration Harshness		
OCP	Optimized Contact Patch		

1 Einleitung und Grundlagen

Wenn in den Fachkreisen der Kraftfahrzeugtechnik über Pkw geredet wird, werden die Wörter wie Mobilität, Antriebsleistung, Verbrauch, Umweltschutz, Fahrzeugklasse, Karosserie, Sicherheit, Fahrkomfort, Fahrdynamik und immer häufiger Elektrik/Elektronik benutzt. Aktuell sind auch die Begriffe wie *aktive Systeme, X-by-wire, Fahrerassistenz, Regelsysteme, Hybridantrieb, Agilität, Infotainment*.

Das Fahrwerk spielt dabei die wesentlichste Rolle, wenn es um Fahrsicherheit, Fahrkomfort, Fahrdynamik und Agilität geht. Elektronische Regelsysteme, wie X-by-wire, Fahrerassistenz, Aktivsysteme findet man mit einem immer steigenden Anteil 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 Karosseriestrukturen das Fahrgestell alleine nicht mehr alle für das Fahren wichtigen Komponenten umfasst. Nur noch bei Pick-ups und Geländefahrzeugen ermöglicht der Chassisrahmen ein fahrbereites Fahrgestell (**Bild 1-1**).

Das Fahrgestell hat Karl Blau 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 Autos und besteht aus Räder, Radträger, Radlager, Bremse, Radaufhängung, Achsträger, Federung inkl. Stabilisator, Dämpfung, Lenkgetriebe, Lenkgestänge, Lenksäule, Fußhebelwerk, Aggregatelagerung, Seitenwellen, Achsgetriebe und Fahrwerkregelsysteme (**Bild 1-2**). Diese umfassen in der Grundausstattung eines Mittelklassenfahrzeugs ca. 20 % des Gesamtgewichtes und beanspruchen ca. 15 % der Herstellkosten [2] (**Bild 1-3**).

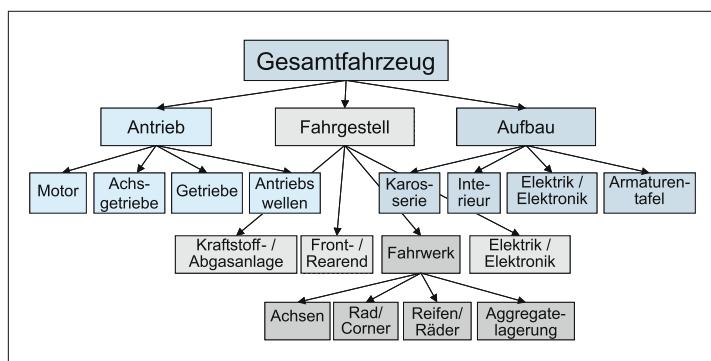


Bild 1-1:
Hauptbaugruppen des Gesamtfahrzeugs

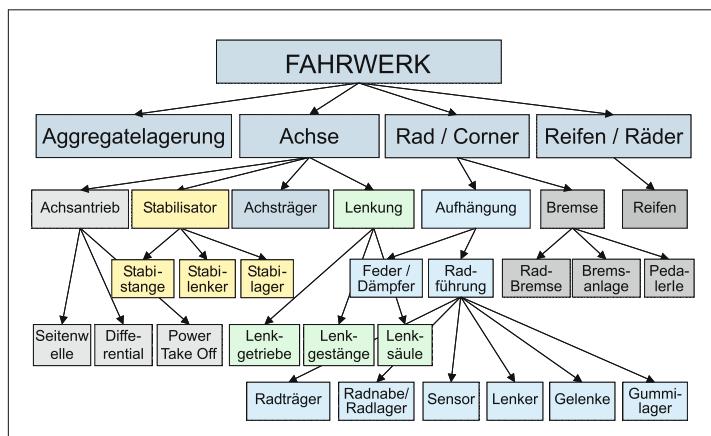


Bild 1-2:
Bestandteile eines modernen Fahrwerks

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

HERSTELLER	Volvo	Ford	Ford	Toyota	Durchschnitt	
MODELL	S80	Taurus	Mondeo	Camry	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	3
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
Elektrik	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 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 Betonung 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 sehr ausführlich alle Aspekte der „Fahrdynamik“ (Kapitel 2) 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 jedem Fahrwerkbestandteil und ausführlich in Kapitel 7 „Systeme im Fahrwerk“ übergreifend behandelt wird. Mit dem Kapitel 8 „Fahrwerkstechnik der Zukunft“ 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). Der Metallreif sollte die Lebensdauer des Rades erhöhen. Die Radlager waren mit tierischem Öl oder Fett geschmiert. 1800 bis 800 v. Chr. wurden die ersten Lenkungen an der Vorderachse bekannt; sie 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 Stöße von der Fahrbahn zu reduzieren [3]. Somit entstand die erste Aufhängung. Die ersten gefederten 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 Mühlendenlenkung. Damit war die Fahrzeugmasse in einem gefederten und einem ungefederten Anteil getrennt; erste Voraussetzung, um die Geschwindigkeit der Wagen über 30 km/h zu erhöhen.

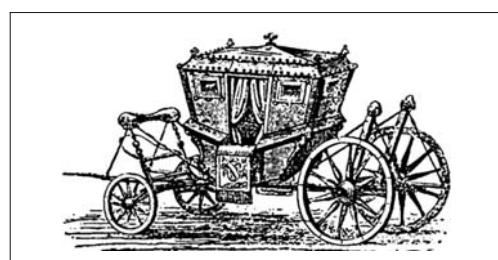


Bild 1-5: Pferdekutsche mit Aufhängung, Federung, Bremse und Lenkung

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

Nach dem Untergang 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 die Einführung von *Luftreifen* durch John Boyd Dunlop (1888), basierend auf einer Erfindung von Robert William Thomson (1845), waren die Voraussetzungen für komfortables und schnelles Fahren auf der Strasse geschaffen.

Eine andere Erfindung von 1816 ist die Achsschenkellenkung, ein Patent von Georg Lankensperger, Kutschenbauer aus München und sein 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 Steuerwinkel und somit schneiden sich die Drehachsen der beiden Räder. Dieses Prinzip ist als „*Ackermann-Prinzip*“ immer noch ein wichtiger Parameter für die Lenkungsauslegung (**Bild 1-41**).

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.

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



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

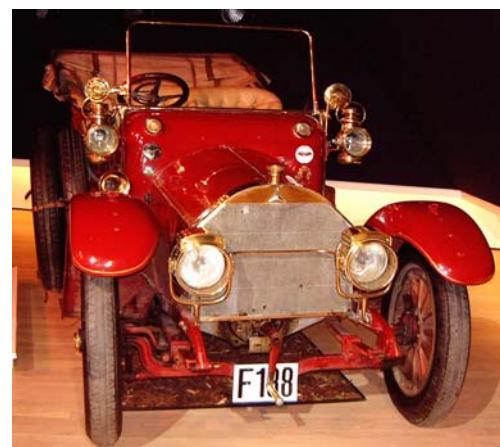


Bild 1-7: Das Automobil mit eigenem, von dem Kutschenimage abgekoppelten Aussehen (Mercedes 1910)

Es entwickelte sich ein Antriebsstrang und eine Fahrwerksanordnung ähnlich dem heutigen Standardantrieb, wie z.B. der Mercedes F 188 aus dem Jahr 1910 zeigt. (**Bild 1-7**).

Die Entwicklungsgeschichte des Fahrwerks ist eng verbunden mit dessen Trennung der Funktionen, die vorher durch dieselben Bauteile erfüllt wurden [7]:

- ◆ Trennung der Karosserie und Fahrgestell,
- ◆ Trennung der gefederten /ungefödeten Massen,
- ◆ Trennung der Radführung und Federung,
- ◆ Trennung der Federung und Dämpfung,
- ◆ Trennung der Rad/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 Fahrwerktechnik zählen Radialgürtelreifen, Schrauben und Luftfederung, hydraulische Stoßdämpfer, Kugelgelenk, Gummilager, Zahnstangenservolenkung, hydraulische Allradbremsung, Scheibenbremse, Trennung von Radführung und Federung, Einzelradaufhängungen, Mehrlenkerachsen, Allradantrieb und elektronische Systeme (z.B. ABS, ASR, EBV, ESP, ACC, ...).

Antriebskonzepte: Die Kutschen besaßen ja keinen Antrieb an den Achsen; sie wurden stets gezogen. Die ersten Automobile hatten den Verbrennungsmotor auf der Hinterachse und den Antrieb unmittelbar auf den Hinterrädern; wegen der Lenkung war das Antreiben der Vorderräder nicht so einfach. Das hatte den Nachteil, dass die Hinterräder deutlich höher belastet waren als die Vorderräder. Eine gleichmäßige Achslastverteilung war 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 (1898) und Horch (1900) vorgestellt (**Bild 1-8**). Ein Antrieb über die Vorderräder war zu dieser Zeit wegen fehlender Gleichlaufgelenke nicht serienfähig. Frontantriebsfahrzeuge in größeren Stückzahlen wurden erst ab 1931 gebaut (z.B. DKW F1 und 1934 Citroen Traction). Diese Anordnung brachte besonders für kleinere Fahrzeuge sehr wichtige Vorteile: geringes Gewicht, größere Innenräume und vor allem niedrigere Kosten.



Bild 1-8: Der älteste erhaltene Horch, ein so genanntes „Tonneau“ mit Standardantrieb aus dem Jahr 1903

Bremse: Die Klotzbremsen der ersten Autos mit Leder als Bremsbelag wurden schnell durch die deutlich wirkungsvoller 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 Serien Automobil mit hydraulischem Bremsystem 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 Teilbelag-Scheibenbremse, die seit 1952 von Jaguar erfolgreich im Rennsport eingesetzt wurde, wurde das erste Mal 1957 auf der Internationalen Automobil-Ausstellung in Frankfurt von Dunlop 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 Brems scheibe mit den Nachteilen eines relativ großen Platzbedarfs. Der Schwimmfaustsattel 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 [8].

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 freiprogrammierbarer Elektronik und Raddrehzahlmessung basierende System von Fritz Oswald [7] wurde von Bosch zur Serienreife entwickelt und kam um 1978 bei Mercedes-Benz Modellen in Einsatz. Danach, im Jahre 1987, konnte das *ABS* als *ASR* (Antriebs-Schlupf-Regelung) auch zur Regelung des Antriebsschlupfes eingesetzt werden. Später ab 1995 vollendete das *ESP* (elektronisches Stabilitäts-Programm) die Sicherheitstechnologie durch Stabilisierung des Fahrzeugs in Grenzsituat ionen 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 Achsschenkel lenkung 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 Betätigungs Kraft klein zu halten. Jedoch erforderte der volle Radeinschlag mehrere Umdrehungen am Lenkrad. Schon sehr früh, im Jahre 1902, ließ L. Megy, ein Amerikaner, die Zahnstange gleichzeitig als Spurstange arbeiten; damit wurde bereits vor 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 Mar-

les (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.

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 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 paar Jahren wieder eingestellt wurde, kommen sie heutzutage wieder in Mode.

Zur Geschichte der Lenkung gehören auch die Innovationen wie die verstellbare Lenksäule in den USA und die von Béla Barényi von 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 überträgt in der Kurve die höheren Lasten des kurvenäußersten Rades zum weniger belasteten kurveninneren Rad.

Die reine Gasfederung ist dagegen sehr alt und seit 1845 als Pferdewagenfederung bekannt. Die hydro-pneumatische Federung ist sogar seit 1816 in der Lokomotive von George Stephenson zu finden. Der Amerikaner Westinghouse (1920) war jedoch der Entwickler der ersten brauchbaren Kfz-Luftfederung. Citroën hat die hydropneumatische Federung 1954 in der letz-

ten 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 niedrige Hysterese. Sie sprechen daher auch bei sehr kleinen Amplituden 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 konnten aber die Schwingungen mit kleinen Amplituden nicht dämpfen, weil die ruhende (statische) Reibung deutlich größer ist, als die gleitende (dynamische) Reibung und die gewünschte Steigerung der Dämpfungsrate mit der Geschwindigkeit nicht möglich ist. 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 Kammer einer Drehpumpe über einem Ventil hin und her transportiert wurde [9]. 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 Jahre 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-Gasdruckstoßdämpfer 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 Dämpferrate 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 waren aber die ersten Parallelshubführungen der Räder entlang der Achsschenkel, wie 1898 im „Motorwagen Wartburg“ oder die senkrechte (Teleskop-)Vorderradführung, wie 1923 im Lancia Lambda, im Einsatz. Auch das 1952 eingeführte wartungsfreie Kugelgelenk als Ersatz für die Achsschenkellagerung vereinfachte und erleichterte die Radaufhängung.

Die Doppelängskurbel – wie beim VW Käfer – und die Doppelquerlenkeraufhängung – wie beim Mercedes Typ 380 von 1933 – waren die ersten modernen Einzelradaufhängungen. Die weit verbreitete McPherson (Federbein-)Vorderachse, die zuerst 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 [7], sind die gängigsten Einzelradaufhängungen. Durch die erste „selbsttragende Karosserie“, die 1934 von Opel patentiert und als erste eingeführt wurde, wurde der Begriff „Achse“ durch Begriff „Radaufhängung“ ersetzt. 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 Autos. Aktuell sind die Mehrlenkerhinterachsen mit einem Längslenker, die deutlich bessere Eigenschaften als die Verbundlenker haben. Sie können auch 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 Lenkrallradius (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. Ein Stahlkugelzapfen war zwischen zwei Stahlschalen gelagert. Mit der Einführung des Kugelgelenks konnte der Achsschenkel durch einen Radträger ersetzt werden. Die wartungsfreien Kugelgelenke mit Kunststofflager schale der Firma Ehrenreich sind seit 1952 bekannt.

Die Gummilager wurden zuerst 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 Fahrwerksauslegung seit 1955 neben der Kinematik auch der Begriff Elastokinematik eingeführt.

Radlagerung: Die Räder sind auf dem Achsträger gelagert. Es waren zuerst Gleitlagerungen trotz hoher Reibverluste und Spielneigung durch Verschleiß im Einsatz. Nach der Erfindung der Wälzlager mit niedrigen Reibverlusten, Verschleißanfälligen und Spielfreiheiten wurden diese 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 ja als Federungselement nur den Reifen aufweisen. 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 Felgenwulst war sehr umständlich. So kam die abnehmbare „Stepney“-Felge und schließlich das abnehmbare „Rudge-Withworth“-Rad. Die schlechte Abriebfestigkeit des Gummis konnte um den Faktor 10 verbessert werden als die Fa. Goodyear im Jahr 1910 Ruß zum Gummi einmischt.

Wegen den harten Hochdruckreifen ließ der Fahrkomfort auf den schlechten Straßen und bei steigenden Geschwindigkeiten zu wünschen übrig. Mit einem Überdruck von nur 2,5 bar montierte Michelin 1923 an einem Citroen den ersten Niederdruckreifen auf einer Tiefbettfelge, den so genannten „Ballonreifen“. Die diagonale Kordlagenstruktur, die 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 die Reifenwulst am Felgenhorn luftdicht auf liegt. Die ersten schlachlosen Reifen wurden von

Dunlop 1938 und Goodrich 1948 in den USA eingeführt und lösten nach 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 verliehen und für eine 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 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 Bemühungen, einen Sicherheitsreifen zu entwickeln, der auch bei einem luftleeren Reifen noch weiter betrieben werden kann, in den letzten Jahren ihren Serieneinsatz bei vielen Modellen der Oberklasse.

Räder: Die ersten Räder im Auto 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 im Einsatz, 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 kam die moderne, abnehmbare Tiefbettfelge mit Bolzenzentrierung, auf der ein Niederdruckreifen mit Ventil montiert war, zum Einsatz.

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.

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 Zuverlässigkeitsverbesserungen, 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, so dass 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 [7]. 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 Bildschirm durchzuspielen, sehr schnell Einbau- und Kollisionsuntersuchungen durchzuführen, sondern auch den Änderungs- und Optimierungsaufwand drastisch zu reduzieren.

Die Zunahme des Wissens vom dynamischen Verhalten des Autos und Einführung computergestützter Berechnungs- und Simulationsverfahren während der letzten 20 Jahre sorgte für hohe Fahrsicherheit und enormen 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 ebnet den Weg hin zum „intelligenten“ Fahrwerk. Eine Hauptrolle spielt dabei künftig das „Global Chassis Management“, das beim Zusammenfassen einzelner Systemregelungen zu einem zentralen Regelkreis entsteht.

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 fahren, zu lenken und zu bremsen.

Dies sind Rad/Reifen, Radlagerung, Radträger, Bremsen, Radaufhängung, Feder/Dämpfer, Lenkung, Stabilisatoren, Achsträger, Differenzial, Seitenwellen, Pedalerie, Lenksäule, Lenkrad und alle Regelsysteme zur Unterstützung des Fahrwerks, der Fahrwerksaufgaben sowie Fahrerassistenzsysteme [10].

Das vorliegende Handbuch behandelt diese im Kapitel 3 als Bestandteile des Fahrwerks mit Ausnahme des Lenkrads. Das Lenkrad hat sich aufgrund ständig erweiterter Funktionalitäten zu einem äußerst komplexen Bauteil mit zahlreichen Komponenten anderer Systeme (z.B. Rückhaltesystem, Multimedia-Interface, Assistenzsysteme) entwickelt. Eine umfassende und angemessene Beschreibung des Lenkrads hätte den vorgesehenen Umfang des Fahrwerkhandbuchs überschritten.

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 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 wären bei Geradeausfahrt die einzigen Aufgaben des Fahrwerks das Fahrzeuges zu beschleunigen, auf der Spur zu halten und zu bremsen. Auch die Erfüllung dieser Aufgabe wird schwierig, wenn die Fahrgeschwindigkeit steigt. Theoretisch kann ein Auto ohne abzuheben 400 km/h erreichen (Bugatti Veyron mit 736 kW [11]). Die Aufgabe des Fahrwerks ist aber deshalb 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 schwieriger werden diese Aufgaben, weil die zu beherrschende Energie (Fahrzeugmasse mal Quadrat der Fahrzeuggeschwindigkeit) exponentiell steigt.

Der Fahrer beeinflusst die Bewegungen des Fahrzeugs in Längs- und Querrichtung. In senkrechter Richtung zur Fahrbahn folgt das Automobil hingegen dem Straßenverlauf 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 [10].

Die Aufgaben des Fahrwerks sind daher vielseitig und lassen sich im Überblick wie folgt auflisten [12]:

- ◆ 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 (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 Fahrwerktechnik. 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 [10]:

- ◆ 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. Dieses Gefühl „Freude am Fahren“ 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.
- ◆ 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 Kontaktthalten des Fahrzeugs mit der Fahrbahn. Es entstehen so weniger Störgrößen, welche die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort beeinträchtigen.

1.2 Fahrwerkaufbau

Bevor der Fahrwerkaufbau beschrieben wird, sind zwei übergeordnete Klassifizierungen des Pkw, nämlich Fahrzeugklassen und -antriebskonzepte zu erläu-

tern, 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. Schon vor 25 Jahren waren es nur wenige unterschiedliche Typen: Limousinen der Kompaktklasse, Mittelklasse und Oberklasse. Dazu kamen einige Derivate wie Kombi, Fließheck, Coupe, Cabriolet, Sportwagen.

Heute ist es nicht mehr so übersichtlich, weil jedes Jahr neue Modellvarianten und so genannte „Cross overs“ entstehen (**Bild 1-9**). Dementsprechend gibt es unterschiedlich detaillierte Klassifizierungen. Eine von denen, die in diesem Buch benutzt bevorzugt wird, ist in der **Tabelle 1-1** aufgelistet.

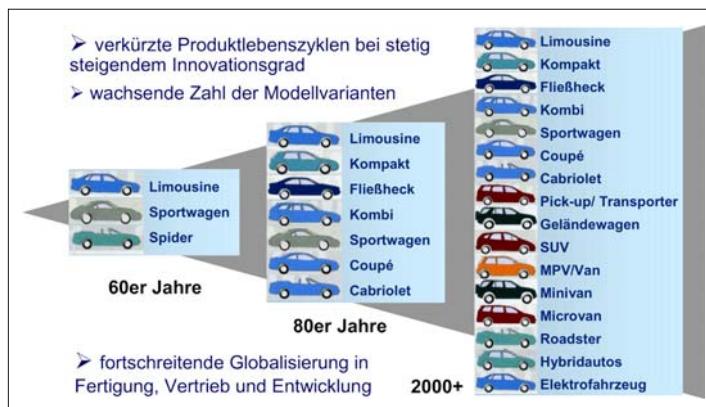


Bild 1-9:
Wachsende Anzahl der Fahrzeugmodelle

Tabelle 1-1: Fahrzeugklassen

Segment	Fahrzeugbeispiele
1 MINI	Citroen-C1, DC-Smart, Fiat-Panda, Renault-Twingo, Seat Arosa, Toyota Aygo, VW-Lupo
2 SMALL	Audi A2, Fiat Uno, Ford-Fiesta, Opel-Corsa, Renault-Clio, Peugeot-207, Toyota Yaris, VW-Polo
3 LOWER MEDIUM	BMW-1'er, Ford-Focus, DC-A,B Klasse, Opel-Astra, Renault-Megane, Toyota Corolla, VW-Golf
4 MEDIUM	Alfa 156, Audi-A4, BMW-3'er, Ford-Mondeo, C-Klasse, Citroen C5, Opel-Vectra, VW-Passat
5 UPPER MEDIUM	Alfa 167, Audi-A6, BMW-5'er, Opel-Signum, DC-E-Klasse, Renault-Vel Satis, Volvo S80
6 LUXURY	Audi-A8, BMW-7'er, DC-S-Klasse, Maybach, Rolls Royce, VW-Phaeton, Bentley
7 SPORT	Audi TT, BMW- Z8, 6'er, DC-SL, SLK, Porsche 911, Boxster, Opel-Tigra, VW-EOS
A VAN	DC-V-Klasse, Opel-Combo, VW-Multivan
B MINIVAN	Citroen-Berlingo, Fiat-Doblo, Opel-Combo, Renault-Kangoo, Toyota-Hijet, VW-Caddy
D TRANSPORTER	DC-Sprinter, Fiat-Ducato, Ford-Transit, Opel-Vivaro, Toyota Hiace, Peugeot-Boxer, VW-T5
F SUV	Audi-Q7, BMW-X3, X5, DC-M Klasse, Toyota-RAV, Land Rover, VW-Touareg
G PICK-UP	Ford F-series, Ranger, Toyota-Hilux, Dodge-Ram, Dakota
M MPV	DC-M Klasse, Fiat-Ulysse, Ford-Galaxy, Peugeot-807, Renault Espace, VW-Sharan

Damit nicht für jede dieser Variante ein komplett neues Fahrwerk entwickelt werden muss, wurden Modul- oder Plattformstrategien eingeführt; jeder OEM hat weltweit nur eine begrenzte Anzahl unterschiedlicher 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 Konzepte 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 Frontmotor/Frontantrieb, vorne McPherson, hinten Verbundlenkerachse) und am oberen Ende ein technisch aufwändiges, luxuriöses und teueres Konzept (Allradantrieb, vorne und hinten Mehrlenkerachsen wahlweise mit Luftfederung und aktiven Systemen).

Die Analyse der Maßvergleiche unterschiedlicher Fahrzeugklassen zeigt, dass diese im Wesentlichen durch die Komfortmasse definiert werden [10]:

- ◆ 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. 50 mm größere Bodenfreiheit, Böschungswinkel bis zu 40° und Allradantrieb aus. Auch innerhalb der SUVs gibt es drei unterschiedliche Größen.

VANs sind die Derivative aus den Limousinen, 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.

Die Transporter bieten in erster Linie viel Platz für Passagiere, aber auch für den kommerziellen Transport von Lasten und 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 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 Motors (Antriebsaggregat) und der angetriebenen Achsen vorgibt.

Es gibt drei grundsätzliche Anordnungen [13]:

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

zwei Motoreinbauvarianten:

- ◆ Längseinbau,
- ◆ Quereinbau

sowie drei Möglichkeiten der Antriebsachsen:

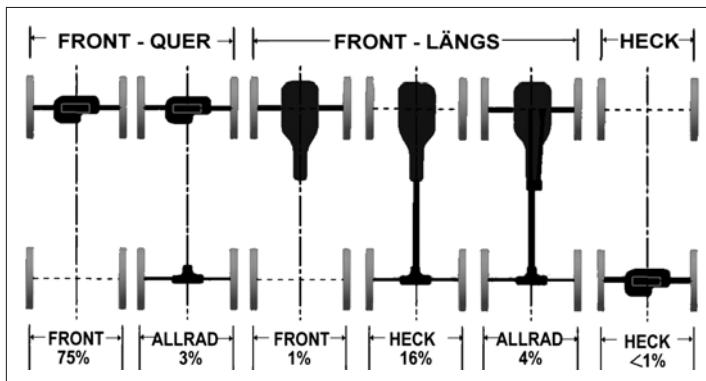
- ◆ Antreiben der Vorderräder (Frontantrieb),
- ◆ Antreiben der Hinterräder (Heckantrieb) und
- ◆ Antreiben aller Räder (Allradantrieb).

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 obigen 9 Antriebskonzepte bevorzugt und verstärkt eingesetzt (**Bild 1-10**):

- ◆ Front-Quer-Motoranordnung mit Frontantrieb bei Fahrzeugen bis zur Mittelklasse, wegen der Wirtschaftlichkeit, Fahrstabilität, 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 8- oder Mehrzylinder-Motoren,
- ◆ Front-Längs-Motoranordnung mit Heckantrieb bei Fahrzeugen ab der oberen Mittelklasse wegen der Fahrsicherheit, Fahrdynamik, von Beladung unempfindlicher 50/50 Achslastverteilung, des vom Antriebsmoment unabhängigen Lenkverhaltens und schließlich der Einbaumöglichkeit von 8- oder Mehrzylinder-Motoren,
- ◆ Allradversionen der drei oberen Anordnungen wegen der Benutzung der gleichen Plattform in mehreren Modellen insbesondere SUVs und Reduzierung der Nachteile des Einachsenantriebs,

**Bild 1-10:**

Gegenüberstellung der Antriebsarten und deren weltweiten prozentualen Marktanteile in 2005

- ♦ Längseinbau von Mittel oder Heckmotoren mit Heckantrieb bei kleinen, sportlichen Fahrzeugen zur Steigerung der Traktion und Fahreigenschaften. Wegen der Einschränkungen an Variabilität und der hohen Kosten ist diese Variante nicht als Weltplattform geeignet.

Der Bestand heutiger Fahrzeuge wird hauptsächlich 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 liegen weit unter 2 % [1].

Front-Quer-Motor mit Frontantrieb (Bild 1-11):

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.

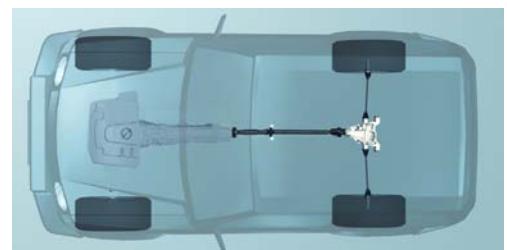
**Bild 1-11:** Front-Quer-Motor mit Frontantrieb

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 bei stärkeren Motorvarianten lassen sich durch die Auflösung der unteren 3-Punkt-Lenker und die zweiteilige Gestaltung der Radträger (drehbar/nicht drehbar) reduzieren.

An der Hinterachse passt die kostengünstigste und Platz sparende Verbundlenkerachse am besten dazu. Die fahrtechnischen Grenzen des Verbundlenkers werden ab der unteren Mittelklasse häufig durch Verwendung von Mehrlenkerachsen (ein Längslenker und drei Querlenker oben und unten) ausgeglichen, jedoch mit Kosten- und Raumneinbußen.

Front-Längs-Motor mit Heckantrieb (Bild 1-12):

Diese Kombination wird häufig für die Fahrzeuge ab der Mittelklasse verwendet. Sie ist ab der oberen Mittelklasse als Standard zu sehen, weil sie ihre Vorteile in der zwanglosen Unterbringung von großvolumigen Motoren und fast beliebigen Schalt- und Automatikgetriebevarianten voll zur Geltung bringt. Durch die Trennung von gelenkten und angetriebenen Rädern ergeben sich Vorteile im Lenkverhalten. Ausgewogene Gewichts- und Komfortverhältnisse und gute Traktion auf trockenen Fahrbahnen mit Vollast oder in Anhängerbetrieb sind weitere Vorteile.

**Bild 1-12:** Front-Längs-Motor mit Heckantrieb

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 unterem Schräglenkern, alle gelagert auf einem Achsträger, um den Komfort zu steigern.

Front-Motor mit Allradantrieb (Bild 1-13):

Seit der erfolgreichen Einführung des Audi Quattro wird der Allradantrieb immer beliebter. Die dadurch erheblich verbesserte Traktion ist nicht nur außerhalb der festen Straßen vorteilhaft, sondern auch bei Nässe und winterlichen Fahrbahnen sowie bei leistungsstarken Fahrzeugen auch 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 von Reifen zur Fahrbahn, wenn nur eine Achse angetrieben wird. Schon bei einem Motordrehmoment ab 220 Nm auf einer nassen Straße ($\mu < 0,6$) lässt sich nur im zweiten Gang das volle Drehmoment auf die Fahrbahn übertragen.

Mit dem Allradantrieb können die Vorteile eines Front- und Heckantriebs kombiniert werden, natürlich zu höheren Kosten, Gewicht und Kraftstoffverbrauch. Für das Fahrwerk werden die Doppelquerlenker oder Mehrlenkerachskonzepte, sowohl als Vorder- als auch als Hinterachse eingesetzt. Auch hier ist ein separater Achsträgerrahmen, in dem ebenfalls das Verteilergetriebe befestigt wird, vorteilhaft.

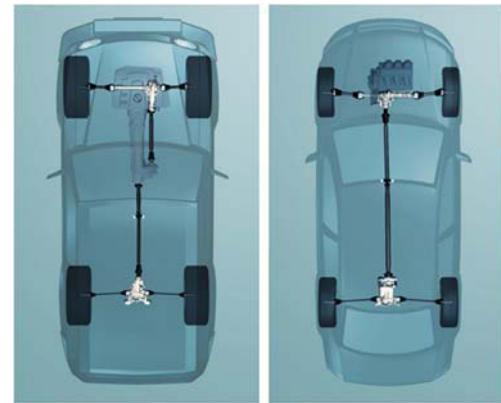


Bild 1-13: Gängige aktuelle Allradantriebskonzepte, links: Front-Längs-Motor, rechts: Front-Quer-Motor

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

Motoranordnung	Front-Längs-			Front-Quer-			Heck-		Mittel-	
	Front	Heck	Beide	Front	Beide	Heck	Beide	Heck	Beide	
Antriebsachse										
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	+	++	++	+	++	++	++	+	++

Tabelle 1-2 listet für die Beurteilung und Auswahl die relevanten Merkmale und Bewertungskriterien [13] der unterschiedlichen Antriebsarten auf.

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 [14, 15], 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 standfähiges 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 natürlich 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,

und wird vervollständigt durch die Festlegungen von:

- ◆ Rad und Reifen,
- ◆ Radlagerung und Radträger,
- ◆ Anbindung zum Aufbau (Achsträger),
- ◆ Achsantrieb,
- ◆ Pedalerie,
- ◆ 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. Allein in Europa gab es 2008 fast 200 Premieren [16] (**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 prognostiziert [17], dass der Anteil von Cross-over-Modellen bis zum Jahr 2010 im deutschen Markt auf 25 % steigt. Der Anteil von Trendautos bleibt bei 20 %. Die traditionellen Segmente dagegen sinken von 90 % in 1995 bis auf 50 % in 2010.

Cross-over sind die Mischmodelle wie z.B. Sport-Tourer (eine Mischung von Oberklassen Limousinen, Van und Off-Road – Mercedes R-Klasse mit 5 m Länge, Audi Pikes Peak), Off-Road SLK, SUV Cabriolet (**Bild 1-14**) oder Vario-Autos wie Citroen Pluriel.



Bild 1-14: Cross-over-Konzept; SUV-Cabriolet [18]

Tabelle 1-3: Pkw-Premieren in Europa 2008 [16]

	Januar	Februar	März	April	Mai	Juni	Juli	August	September	Oktober	November	Dezember
Alfa Romeo				189 Limousine/Sportwagen (Facelift)								
Audi				R56 Avant, A4 Avant, A3 Cabrio					Q5, A6 (Facelift), A5 Cabrio (Vorstellung)	R56 Limousine	Q7 V12 TDI	
BMW/Mini			M3 Limousine Elmer Cabrio		M3 Cabrio, X6				Mini Cooper Works		Dreier Limousine/Touring (Facelift), Siebener	
Cadillac/Corvette/Hummer			CT6 Coupé (Vorstellung) CTS, R1 3.7 S BiPower	Escalade Hybrid (Vorstellung), Hummer H2 R 5.7 (Facelift)		Corvette ZR 1, CTS Wagon (Vorstellung)						
Chrysler/Jeep/Dodge			Jeep Patriot, Grand Voyager	Charokee	Berlingo VT		Dodge Journey	Dodge Caliber SRT-4				
Citroën				CS Kombi/Limousine	Nemo, Berlingo				C3 (Vorstellung)			
Fiat			Brava 1.6 Multijet (105 PS), Ulysse (Facelift)	Brava 1.6 Multijet (120 PS), Idea (Facelift)	Idea 1.4 Multijet (120 PS)		Doblo (Facelift), Linea 1.8		500 Abarth 135		Grande Punto CNG, 500 1.2 Start Stop	
Ford			Focus 2.0 Galaxy/Mondeo 2.2 TDCi	Transit 3.2 TDCi		Kuga				Fiesta		Ka (Vorstellung)
Honda						Accord Limousine/Tourer			Jazz		Hybrid-Kompaktwagen (Vorstellung)	
Hyundai			H1 Starex	Elantra 1.6, i10, i40					i20 (Vorstellung), verdeckt	i20		
Jaguar				XF, X-Type Limousine (1.800iM), XK 2.5 Cabrio								
Kia			ProCeed, Picanto (Facelift)							„Mini“	Magentis (Facelift)	
Mazda				6 Limousine 5 (Facelift)	2 Diesel	6 Kombi	2 Zweiländer		RX-8 (Facelift)		3 (Vorstellung)	
Mercedes Smart			C 63 AMG	GL/G/CLS (Facelift)/CL 500 4matic, SLK/SL (Facelift)		A-Klasse B-Klasse			ML (Facelift)	GLK		
Mitsubishi			Lancer 1.8 Sport			Lancer Evolution 10			Lancer Schrägheck, Lancer 2.0 D			
Nissan Infiniti			Tilda						Murano	Orthogas Automatizer	Infiniti EX, FX, QX56 Lim + Coupé	
Opel			Zafira (Facelift)	Agila	Corsa Ecotex	Zafira/Meriva/Corsa Ecotex			Astra Limousine		Astra Caravan	
Peugeot			807 (Facelift)	807 HDI 170	308 SW, Partner	407 Limousine/SW (Facelift)						
Porsche			Cayenne GTS						911 (Facelift)			
Renault Dacia			Laguna Grandtour, Clio Grandtour, Kangoo Grand Modus		Laguna GT	Koleos, Kangoo kurz, Dacia Sandero				Laguna Coupé	Mégane Coupé/Schrägheck	
Saab			9-3 Turbo X, 9-3 XWD						9-3 X „Cross Country“			
Seat			Altea Freetrack 2WD			Fabia Green Line			Ibiza		Sedan“ (Vorstellung)	
Skoda									Fabia Combi Scout, Superb			
Subaru			Tribeca 3.0 (Facelift), Impreza WRX STI, Legacy/Outback 2.0 Diesel	Forester					Forester 2.0 Diesel		Impreza 2.0 Diesel	
Suzuki			Swift Diesel, SX-4 Schrägheck		Splash, Kizashi (Vorstellung)					Alto		
Toyota Lexus			Landcruiser V8	Lexus IS-F					IQ (Vorstellung)	Lexus RX	Avensis (Vorstellung)	
Volvo					C30/S40/V50 2.0 Powershift	V70/S80 2.5 FT				XC90		
VW					Golf Variant BlueMotion	Golf Variant Ecomotion	Passat Coupé	Touran BlueMotion		Golf	Robust Pickup (Vorstellung)	

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

Die Popularität der Cabriolets steigt durch die Einführung der versenkbarer Hardtops statt Stoffverdeck. Nach Peugeot 402 Eclipse (1937) und Mercedes-SLK (1997) bieten jetzt viele Automobilhersteller mindestens ein Cabriolet-Modell mit versenkbarem Dach.

Für das Fahrwerk bedeutet es, dass es zuerst mehr Varianten eines Grundfahrwerks geben wird. Die neuen Fahrwerke müssen daher eine Weiterentwicklung von Plattform und Baukastenstrategie zulassen, damit die Varianten mit möglichst wenigen Änderungen und Neuteilen innerhalb kürzester Zeit und mit minimalem Aufwand realisiert werden können.

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-Längsmotor und Heckantrieb wird von 16 % auf 14 % sinken (jedoch bei unveränderten Stückzahlen), bis zu

einer unteren Grenze von 12 %. Die Allradversionen der beiden 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 [19] und Abmessungen [10] entsprechen oder diese übertreffen (**Tabelle 1-4**).

Zum Vergleich werden sowohl Benchmark-Fahrzeuge des Wettbewerbs als auch die eigenen Referenz-Modelle festgelegt. 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 Sicherheit,*
- ◆ *aktive Sicherheit,*
- ◆ *Innen-, Außenabmessungen, Kofferraum,*
- ◆ Ergonomie, Bedienkomfort,
- ◆ aerodynamische Merkmale,
- ◆ **Fahrdynamik,**
- ◆ Emission,

Tabelle 1-4: Marktsegment typische Merkmale und Abmessungen der Pkw

	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. Händling
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 in max. v	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 h. [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

- ◆ 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 quantifiziert, 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 Fahrwerk aufgenommen werden. Einige andere Festlegungen wiederum beeinflussen in sehr großem Umfang das Fahrwerk, wie z.B. Antriebsart und Gewichtsverteilung auf den Achsen. Bei der Definition eines neuen Fahrzeugs ist es relativ selten, dass für das Nachfolgemodell eines vorhandenen Fahrwerks mehr als 15 bis 20 % wirklich neu sind. Es sind meist Verbesserungen an dem vorhandenen Fahrwerk. Das erkennt man, wenn man die Berichte über das Fahrwerk der neuen Modelle liest:

... 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 Fahrwerkskonzept entwickelt, das ein Optimum darstellt ...

Nur bei den ganz neuen Modellen (z.B. DC C-Klasse W201, Smart, DC A-Klasse, VW Phaeton, Maybach, Mini, Opel Signum, Porsche Boxter, BMW 1er usw.) wird entweder ein ganz neues Fahrwerk entwickelt oder aber das vorhandene einer benachbarten Baureihe wesentlich überarbeitet (mehr als 25%).

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 verbessert werden. Solche vollständig neu entwickelten Fahrwerke der letzten Jahre sind z.B.:

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

1.3.1 Anforderungen an das Fahrwerk

Die Anforderungen an das Fahrwerk lassen sich nach folgenden Fahrzeugmerkmalen zusammenfassen [20] (**Bild 1-15**):

- ◆ Fahrdynamik,
- ◆ Fahrkomfort,
- ◆ Fahrsicherheit,
- ◆ Fahrbedienung,
- ◆ Plattformstrategie,
- ◆ Fahrwerk-Gewicht,
- ◆ Fahrwerk-Kosten,
- ◆ Fahrwerk-Zuverlässigkeit,
- ◆ Fahrwerk-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** bestimmenden Faktoren sind:

- ◆ Anlenkverhalten,
- ◆ Zielgenauigkeit,
- ◆ Pendelstabilität,
- ◆ Traktion,
- ◆ Eigenlenkverhalten,
- ◆ Lastwechselreaktionen,
- ◆ Handlichkeit,
- ◆ Geradeauslauf,
- ◆ Lenk-/Bremsverhalten,
- ◆ Verreißsicherheit,
- ◆ Federungslenken,
- ◆ Aufbaukontrolle.

Die **Fahrkomfort** bestimmenden Faktoren sind:

- ◆ Aufbaubeschleunigung,

- ◆ Wankfedererverhalten,

- ◆ Kopierverhalten der Einz尔räder,

- ◆ Anfahr-/Bremsnicken,

- ◆ Raddämpfung,

- ◆ Kantenempfindlichkeit,

- ◆ Prellen,

- ◆ Schluckvermögen,

- ◆ Reiten/Anfedern,

- ◆ Stucken (5 bis 15 Hz),

- ◆ Aufbauzittern,

- ◆ Lenkungszittern,

- ◆ Lenkstößigkeit.

- ◆ Beherrschbarkeit auf glatter Fahrbahn,

- ◆ Gutmütigkeit des Fahrwerkverhaltens im Grenzbereich,

- ◆ Voraussehbarkeit des Fahrzeugsverhaltens,

- ◆ Gefühl für die Strasse,

- ◆ Bremsweg, Dosierbarkeit der Bremse,

- ◆ Radschlupf Regelungssysteme (aktive Unterstützung in Notsituationen),

- ◆ Fahrerassistenzsysteme (aktive Unterstützung bei normalen Fahrsituationen).

Die **Fahrsicherheit** bestimmenden Faktoren sind:

- ◆ Beherrschbarkeit in den Kurven,

- ◆ Beherrschbarkeit bei hoher Geschwindigkeit,

- ◆ Beherrschbarkeit auf schlechter Fahrbahn,

Bild 1-16 nach [22] stellt eine Zusammenfassung aller Anforderungen und deren Wirkungen am Fahrwerk dar. Diese Anforderungen werden erfüllt durch das Zusammenwirken der Fahrwerksysteme und Komponenten. Diese sind:

- ◆ Vorderachse,

- ◆ Hinterachse,

- ◆ Federung und Dämpfung,

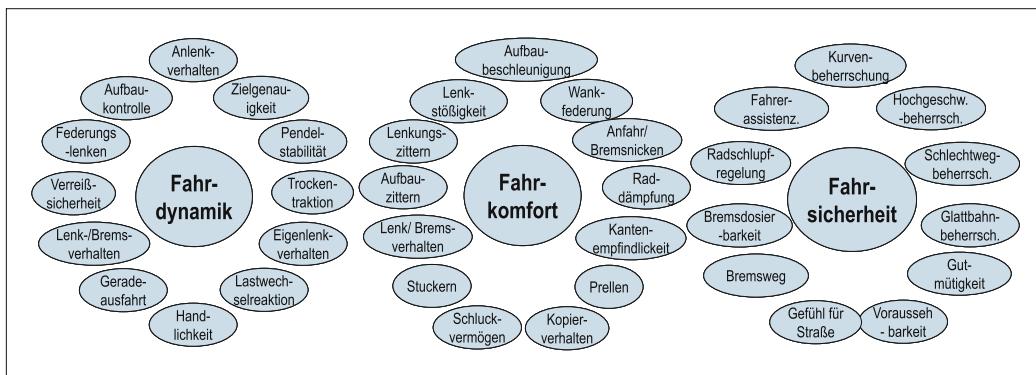


Bild 1-15: Beurteilungsmerkmale des Fahrwerks in Hinblick auf Dynamik, Komfort und Sicherheit [21]

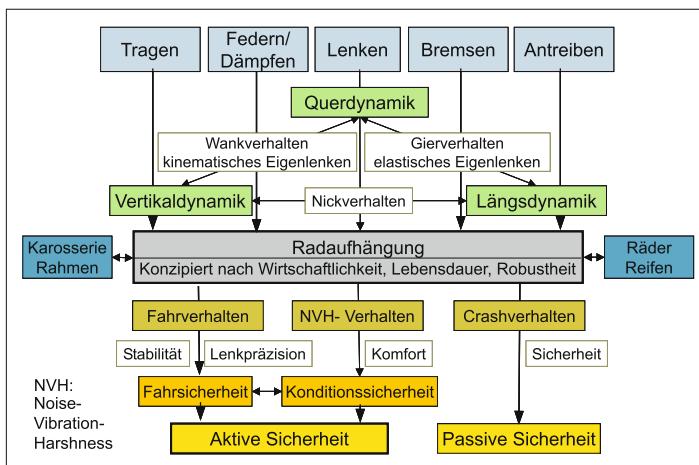


Bild 1-16:
Zusammenstellung der Anforde-
rungen an das Fahrwerk

- ◆ Bremssystem,
- ◆ Lenksystem,
- ◆ 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 Optimierung 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. Die Kinematikauslegung des Fahrwerks ist gleichbedeutend mit der Kinematik der Radaufhängung, weil nur diese eine kinematische Kette bildet.

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 [23].

Für weitere Beschreibungen ist zuerst ein Koordinatensystem für das Auto zu definieren, auf das sich dann die Radaufhängung bezieht. **Bild 1-17** zeigt das rechtshändige, fahrzeuggebundene Koordinatensystem nach ISO 88551.3 / 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 in der Vorderachsebene, auf der Fahrbahn. Für die Beschreibung der Radkinematik 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.

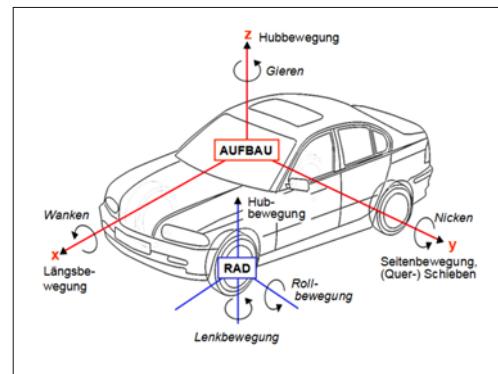


Bild 1-17: Fahrzeugkoordinatensystem nach ISO 8855 bzw. DIN 70000

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

Für die Berechnung einiger Kenngrößen wie Bremsnickausgleich usw. werden außerdem die Lage des Schwerpunkts, Achsgewichte, Achslasten, Bremskraftverteilung und Antriebskraftverteilung (bei Allradantrieb) benötigt.

Im Folgenden werden alle fahrwerkspezifischen Kenngrößen beschrieben und erläutert.

1.3.3.1 Kenngrößen des Fahrwerks am Fahrzeug

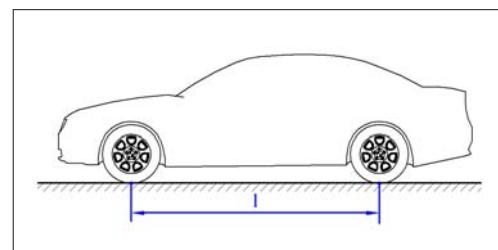


Bild 1-18: Radstand l nach ISO 612/DIN 70000

Radstand l (wheelbase, empattement):
Abstand der Radaufstandspunkte der Vorder- und Hinterräder in der $x-y$ -Ebene (**Bild 1-18**).

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:

- ◆ mehr Raum für Passagiere,
- ◆ besserer Fahrkomfort,
- ◆ bessere Fahrsicherheit.

Kurzer Radstand:

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

Typische Werte:

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

Allgemeine Empfehlung: Der Radstand sollte möglichst groß sein.

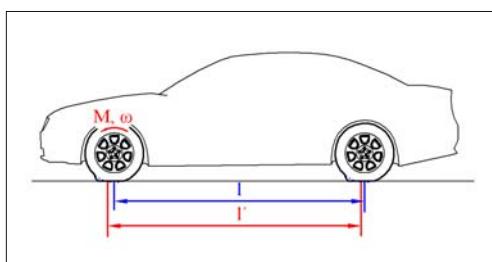


Bild 1-19: Radstandsänderung

Radstandsänderung (*wheelbase changes, modification de l'empattement*): Durch die Federung des Rades können sich der Aufstandspunkt und damit der Radstand ändern (**Bild 1-19**).

Vorteile:

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

Nachteile:

- ◆ Drehzahlen der Räder schwanken,
- ◆ Drehschwingungen im Antriebstrang,
- ◆ Raddrehzahlsignale (ABS) verfälscht,
- ◆ Brems Hüpfen kann angefacht werden.

Typische Werte:

- ◆ im Allgemeinen sehr klein, bis 20 mm.

Spurweite s (*track width, écartement des roues*): Abstand der Radaufstandspunkte einer Achse in der Projektion auf die y - z -Ebene (**Bild 1-20**).

Breite Spurweite:

- ◆ besseres Fahrverhalten,
- ◆ geringes Wanken,
- ◆ besseres Design.

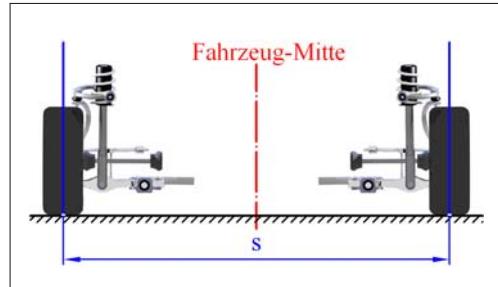


Bild 1-20: Spurweite s nach ISO 612/DIN 70000

Typische Werte:

- ◆ 1210 bis 1600 mm,
- ◆ Spurweite/Fahrzeuggänge: 0,80 bis 0,86.

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

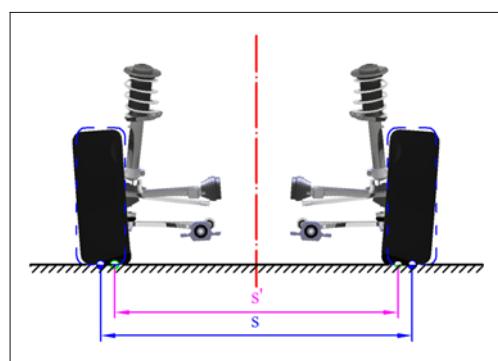


Bild 1-21: Spurweitenänderung

Spurweitenänderung (*wheel track change, modification de l'écartement des roues*): Durch Sturzänderung des Rades und kinematische Einflüsse während der Federbewegung ändern sich der Aufstandspunkt und damit die Spurweite (**Bild 1-21**).

Nachteile:

- ◆ Schlupf am Reifenlatsch entsteht,
- ◆ Geradeausfahrt gestört,
- ◆ Seitenkräfte entstehen,
- ◆ Rollwiderstand steigt.
- ◆ negative Rückwirkung auf die Lenkung.

Typische Werte:

- ◆ im Allgemeinen sehr klein, bis 20 mm.

Allgemeine Empfehlung: Spurweitenänderung gering halten.

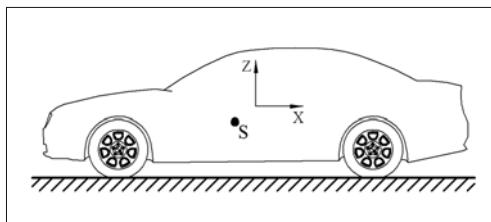


Bild 1-22: Fahrzeug-Schwerpunktlage S

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 1-22).

Niedrige Schwerpunktlage:

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

Hohe Schwerpunktlage:

- ♦ bessere Hinterachsbelastung in Steigung.

Typische Werte:

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

Bemerkungen: Die Schwerpunktlage ist abhängig von der Fahrzeuggbeladung.

Achslastverteilung: Das Verhältnis der Abstände in x -Richtung von der Schwerpunktlage zur Front- und Hinterachse.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- ♦ 44 : 56 bis 56 : 44.

Mit diesen grundlegenden Daten liegen einige der Informationen vor, um mit der kinematischen Auslegung der Radaufhängung zu beginnen. Ziel der Auslegung ist, die Ermittlung aller Kinematikpunkte, die auch als *hard points* bekannt sind, damit die Anforderungen an das Fahrwerk erfüllt sind. 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 lassen sich vereinfachen, wenn sie in zwei Ebenen (Ansichten) dargestellt werden [12]. Jeder starre Körper (z.B. der Radträger) einer kinematischen Kette hat bei einer Bewegung momentan einen Punkt, der sich nicht bewegt ($v = 0$); der Körper dreht sich um diesen Punkt, der „Momentanpol P “ heißt. Der Momentanpol lässt sich einfach finden und ersetzt augenblicklich alle Glieder einer Kette.

Die räumliche Bewegung der Radaufhängung (Radmittelpunkt und Radaufstandspunkt) kann in die 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 bestimmen. Diese können dann als die Verbindungsstellen der Radaufhängung zum Aufbau angenommen werden (Bild 1-23).

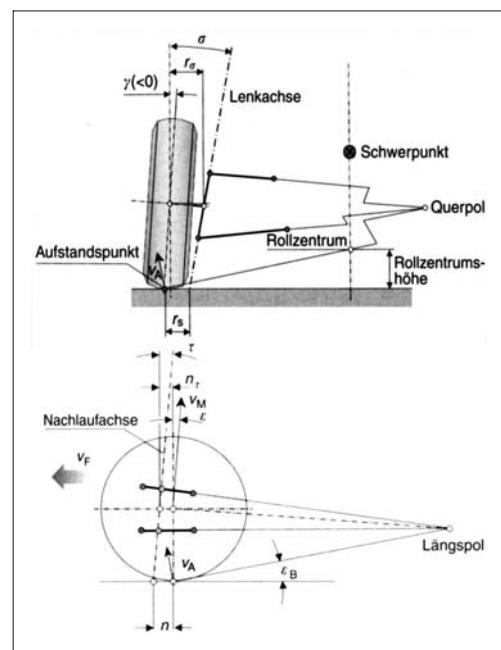


Bild 1-23: Längs- und Querpole der Radaufhängung [10]

1.3.3.3 Radhubkinematik

Die Radbewegung kann im einfachsten Fall auf eine Linear- oder Drehbewegung zurückgeführt werden. Diese Art der Radbewegung kann erreicht werden, wenn das Rad sich linear vertikal bewegt (Drehschubgelenk) oder um die Quer-, Längs- oder Schrägaachse mit einem Längs-, Quer- oder Schrägaechser dreht. Bei diesen einfachsten Radaufhängungen (Bild 1-24) werden die Lenker am Radträger ohne Gelenk (unmittelbar) fest verbunden. Die Radmitte bewegt sich in einer Ebene entlang einer Kurve. Eine derartige Radaufhängung kann aber die vielfältigen Anforderungen an das heutige Fahrwerk nicht erfüllen.

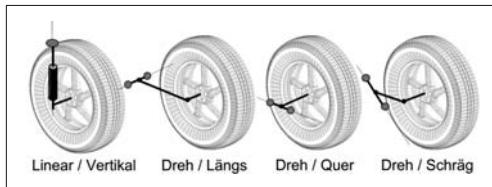


Bild 1-24: Radführungen mit einem Lenker

Besseren Komfort und Fahrdynamik erreicht man, wenn der Lenker gelenkig (mittelbar) am Radträger befestigt wird und weitere Radführungselemente hinzukommen. Dann entsteht eine McPherson-Aufhängung (ein Dreieckslenker und ein Drehschubgelenk, das so genannte „Federbein“) oder eine Doppelquerlenkeraufhängung (zwei Querlenker übereinander) (Bild 1-25, a und b). Der Radmittelpunkt bewegt sich jedoch immer noch in einer Ebene.

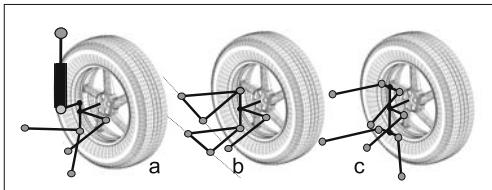


Bild 1-25: Radführungen mit mehreren Lenkern

Noch aufwändiger werden die Aufhängungen [12], wenn die Drehachsen schräg angeordnet sind oder die Dreipunktlenger aufgelöst werden (Bild 1-25, c) oder aber ein Vierpunktlenker eingebaut wird (Abschnitt 4.3.1).

Für die nicht angetriebenen Achsen genügen die ebenen oder sphärischen Aufhängungen, weil die dabei frei wählbaren Parameter ausreichen, die Kinematik der Aufhängung zu optimieren.

Bei den modernen Radführungen an angetriebenen Achsen durchläuft der Radträger eine räumliche Koppelbewegung beim Ein- und Ausfedern. Die räumliche Bewegung lässt sich durch fünf voneinander unabhängige Parameter beschreiben, die ausschließlich von der Kinematik der Aufhängung abhängig sind. Der **Stützwinkel** (die vertikale Neigung des Rades zur Fahrbahn) beeinflusst die Übertragbarkeit der Seitenkräfte. Der **Schrägfederungswinkel** bestimmt 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. Um diese Zusammenhänge besser zu verstehen, werden zuerst diese Kenngrößen definiert und erläutert.

1.3.3.4 Kenngrößen der Radhubkinematik

Die Lage des Rades wird durch viele Kenngrößen definiert. Diese sind abhängig von der Kinematikkette, den kinematischen Abmessungen und von dem momentanen Federungsstand des Rades [21].

Radhub (*wheel travel, course de la roue*)

Radhub, Federweg: Der Verschiebeweg s des Radauflandpunktes, 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: Als Konstruktionslage wird häufig der Leerzustand oder ein Zustand mit geringer Beladung (z.B. 2 Personen) definiert. Die SUVs und Geländefahrzeuge haben deutlich größere Federwege (über 100 mm). Auch die Fahrzeuge der Premiumklasse haben aus Komfortgründen größere Federwege. Eine Niveauregelung gleicht den Federwegverlust durch Beladung aus. Die Radhübe können kleiner ausgelegt werden und die Änderungen der kinematischen Kenngrößen bleiben geringer.

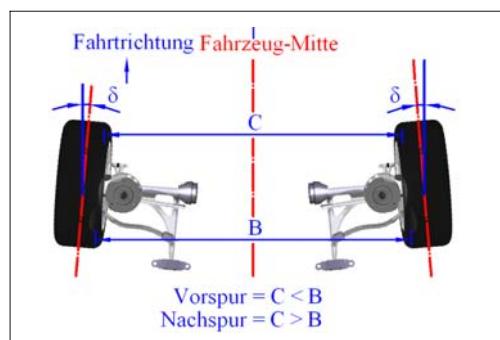


Bild 1-26: Spurwinkel δ , Vorspur $C < B$, Nachspur $C > B$, nach ISO 612/DIN 70000

Spurwinkeld δ (*toe angle, angle de pincement*): Der Winkel zwischen den Schnittlinien der Radmittelebenen beider Räder mit der Fahrbahnebene ohne Lenkeinschlag. Positiv wenn die Winkel spitze in die Fahrtrichtung zeigt (Bild 1-26).

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 der Abstand der Felgenhörner vorn ist größer als der Abstand hinten.

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

Typische Werte für den Spurwinkel in der Konstruktionslage:

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

Bemerkungen: Den geringsten Reifenverschleiß und Rollwiderstand hat ein genau geradeaus rollendes Rad. Bei Geradeausfahrt führt ein positiver Vorspurwinkel zu einem Reifenverschleiß auf den Außenradschultern. Der statische Vorspurwinkel in der Konstruktionslage sollte nur so groß sein, dass die Vorspuränderung, die beim Fahren in Verbindung mit Elastizitäten entsteht, gerade noch kompensiert wird.

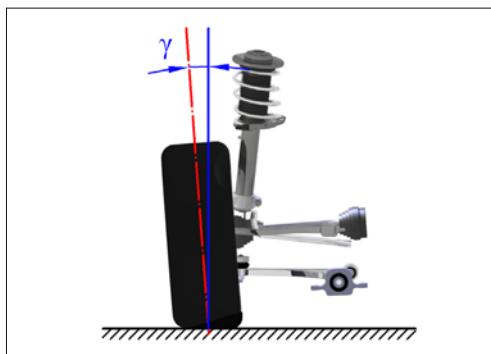


Bild 1-27: Sturz γ nach ISO 612/DIN 70000

Sturz γ (camber, carrossage): Der Winkel zwischen der Radmittelebene und einer zur Fahrbahn senkrechten Ebene, die parallel zur Schnittlinie der Radmittellebene mit der Fahrbahnebene verläuft (**Bild 1-27**). Der Sturz beeinflusst die Querdynamik, Lenkrückstellung und Fahrwerkabstimmung.

Der Sturz wird positiv gewählt, 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.

Ein größerer Sturzwinkel verursacht Reifenverschleiß und höheren Rollwiderstand. Beim Geradeausfahren sollte er möglichst klein, jedoch positiv bleiben, um das Lenkradflattern zu unterdrücken.

Typische Werte in der Konstruktionslage [3]:

- ♦ -2° bis $+2^\circ$.

Bemerkungen: Der Sturz trägt zur Reifenseitenführung in den Kurven bei. Der Sturz ändert sich mit der Federung, 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 1-28**).

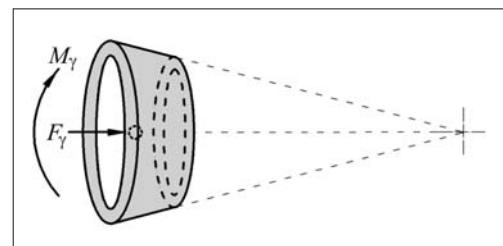


Bild 1-28: Sturzseitenkraft F_γ und Sturzmoment M_γ

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 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 der Querneigung auf das Außenrad werden dadurch verringt.

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 1-29**).

Hoher Wankpol (oberhalb der Fahrbahn) :

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

Tiefer Wankpol (an oder unter der Fahrbahn):

- ♦ geringe Spurweiten und Sturzänderung.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

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

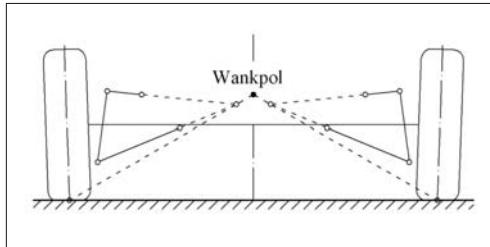


Bild 1-29: Wankpol Rad/Aufbau/Fahrbahn

Bemerkungen: Bei Einzelradaufhängungen wandern die Wankpole mit einseitiger Federung auch seitlich und es entstehen unerwünschte Aufstützeffekte der Lenkerkräfte auf den Aufbau. Der Wankpol beeinflusst die Radlaständerungen bei Kurvenfahrt und damit das Eigenlenkverhalten.

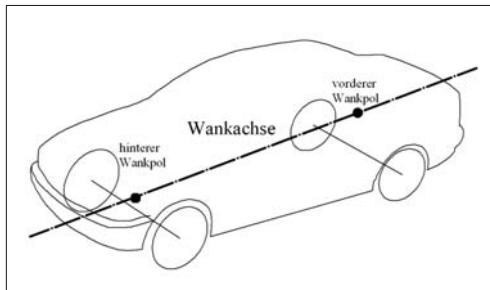


Bild 1-30: Wankachse Aufbau/Fahrbahn

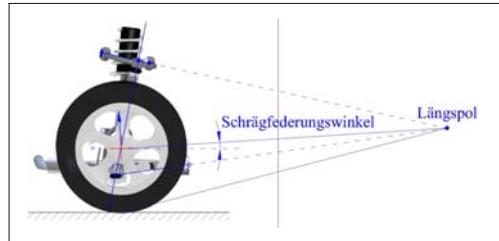
Wankachse (*roll axis, axe de roulis*)

Wankachse/Rollachse: die Verbindungsline der vorderen und hinteren Wankpole. Der Aufbau wankt um diese Achse, wenn an dem Schwerpunkt Seitenkräfte (Zentrifugalkraft in den Kurven etc.) eingeleitet werden (Bild 1-30).

Typische Werte in der Konstruktionslage:

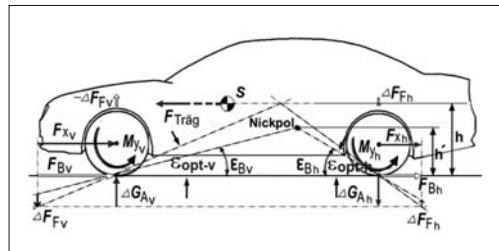
- ♦ leichte Neigung nach vorne max. 6° (neue Quellen empfehlen sogar 0°).

Bemerkungen: Durch die Neigung der Wankachse lässt sich die Verteilung der Wankfederrate 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 Seitenführungspositional reduzieren. D.h., das Fahrzeug verhält sich übersteuernd. Da die Wankpole sich beim Federn ändern, ändert sich die Wankachsenneigung ebenfalls wenn die Hinterachse beladen wird. Damit das Fahrverhalten bei voller Zuladung nicht beeinträchtigt wird, muss die Radkinematik so ausgelegt werden, dass die Wankachsenneigung sich mit zunehmender Beladung nicht all zu stark ändert.

Bild 1-31: Schrägfederungswinkel ε

Schrägfederung ε (*diagonal springing, suspension oblique*): Federungswinkel des Rades in x -Richtung projektiert auf die x - z -Ebene (senkrecht zum Längspol) (Bild 1-31).

Bemerkungen: Im Gegensatz zur Längsfederung des Gummilagers und der Aufhängung hat die Schrägfederung für den Fahrkomfort keine große Bedeutung. Bei normalen Geschwindigkeiten können auftretende, hochfrequente Stöße durch die Schrägfederung nicht ausgeglichen werden. Sie stellt aber den Antriebsstützwinkel für den Antrieb über die Gelenkwellen dar und hält die Radaufhängung von Momenten frei.

Bild 1-32: Bremsnickausgleich X_{BR}

Bremsnickausgleich X_{BR} (*anti dive, compensation du tangage au freinage*): Anteil der Abstützung der beim Bremsen entstehenden Nickmomente durch die Lenker (tatsächlicher Bremsabstützwinkel bzw. optimaler Bremsabstützwinkel). Der Rest wird durch die Federung aufgefangen (Fahrzeug nickt nach vorn) (Bild 1-32).

Hoher Bremsnickausgleich:

- ♦ Fahrzeug nickt beim Bremsen weniger.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- ♦ 60 bis 80 %.

Bemerkungen: Der Bremsnickausgleich hängt vom Radstand, der Schwerpunktshöhe und der Bremskraftverteilung ab. Der Bremsabstützwinkel hängt jedoch allein von der Kinematik der Aufhängung ab und beschreibt die Neigung des Polstrahls vom Längspol zum Radaufstandspunkt.

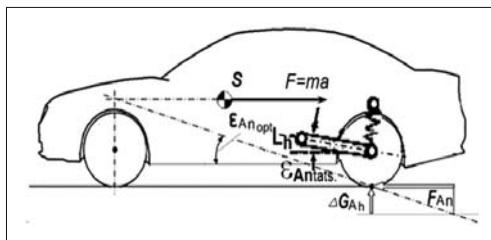


Bild 1-33: Anfahrnickausgleich X_{AN}

Anfahrnickausgleich X_{AN} (*anti lift, compensation du tangage à l'accélération*): Anteil der Abstützung der beim Beschleunigen entstehenden Nickmomente durch die Lenker (tatsächlicher Anfahrabstützwinkel bzw. optimaler Anfahrabstützwinkel) (Bild 1-33). Den Rest fängt die Federung auf (das Fahrzeug nickt nach hinten).

Hoher Anfahrnickausgleich:

- ♦ Fahrzeug nickt beim Anfahren weniger.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- ♦ 60 bis 80 %.

Bemerkungen: Die Antriebskraft greift über die Gelenkwelle 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. Ein Anfahrnickausgleich ergibt sich bei negativen Schrägfederungswinkeln an der Vorderachse und bei positiven an der Hinterachse. Bei Starrachsen stützt sich das Antriebsmoment am Achskörper ab; Antriebstützwinkel und Bremsstützwinkel sind in diesem Fall identisch.

1.3.3.5 Kenngrößen der Lenkkinematik

Die Vorderräder müssen um eine senkrechte Lenkachse drehbar gelagert sein. 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 Fahrbahnbeschaffenheit an den Fahrer geben, damit er richtig reagieren kann (Regelkreis). Diese Eigenschaften lassen sich im Wesentlichen mit einer ausgewogenen Anordnung der Lenkdrehachse erreichen [25].

Spurstangenweg (*tie rod stroke, course de la barre de direction*): der Verschiebeweg, den die Zahntstange 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 Lenkwinkel. Große Wege bedeuten jedoch lange und schwere Lenkgetriebe und dementsprechend kurze Spurstangen, die zu vermeiden sind.

Bei der Auslegung der Lenkkinematik sind neben des Spurstangenweges auch weitere, unten beschriebene kinematische Kenngrößen von Bedeutung.

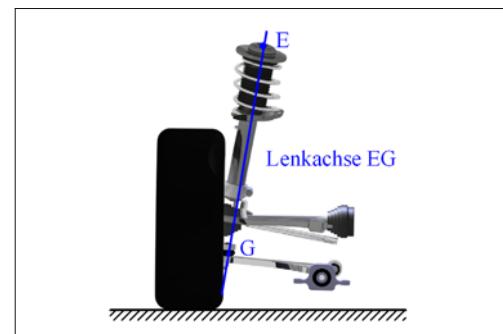


Bild 1-34: Lenkachse (Achsschenkelachse)

Lenkachse (*king pin axis, essieu directeur*): die Achse, um die das Rad sich beim Lenken dreht (frühere Achsschenkelachse) (Bild 1-34).

Bemerkungen: Die Lenkachse wird immer an der Innenseite, räumlich leicht geneigt zur Vertikalachse ausgelegt. Die Neigung ist zweckmäßigerweise nach hinten und nach innen gerichtet. Die Lage und die Neigungen der Lenkachse werden mit Kenngrößen Spreizungswinkel, Lenkradius und Nachlaufwinkel, Nachlaufstrecke definiert.

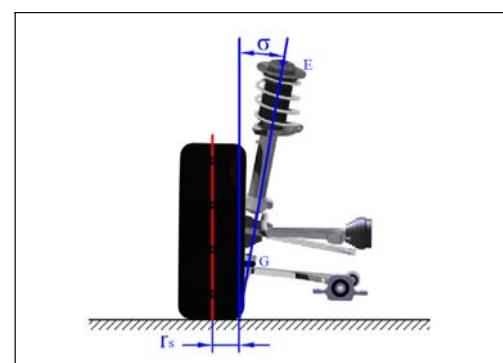


Bild 1-35: Spreizung σ , Lenkradius r_s

Lenkachsenspreizung σ (*king pin inclination, inclinaison de pivot de fusée*): Neigungswinkel der Lenkachse zu einer Senkrechten auf der Fahrbahn in der $y-z$ -Ebene (Bild 1-35). Positiv, wenn die Achse nach innen 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°.

Bemerkungen: Die Spreizung bestimmt den Lenkradius und unterstützt damit die Lenkrückstellung. Sie hat außerdem Einfluss auf die Spurstangenlänge und die Nachlaufänderung.

Lenkradius r_s (*scrub radius, déport au sol*): Abstand des Schnittpunktes der Lenkachse mit der Fahrbahnebene und von der Schnittlinie der Radmittellebene mit der Fahrbahn (**Bild 1-35**).

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

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- ♦ -20 bis +80 mm. Heute wird der Lenkradius wegen ABS meist nahe 0 mm (*center point steering*) eingestellt, um den Einfluss der Schwingungen durch den ABS-Eingriff auszuschalten.

Bemerkungen: Durch den negativen Lenkradius bei μ -Split-Bremsung wird ein Lenkwinkel erzeugt, der dem durch μ -Split entstehenden Giermoment entgegen wirkt (**Bild 1-36**). Der Lenkradius kann sich für unterschiedliche Reifenbreiten ändern.

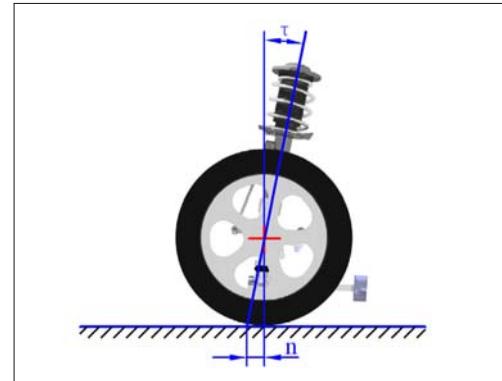


Bild 1-37: Nachlaufwinkel τ , Nachlaufstrecke n

Nachlaufwinkel τ (*caster angle, angle de chasse*): Neigungswinkel der Lenkachse zum senkrechten auf der Fahrbahn in der x-z-Ebene (**Bild 1-37**). Positiv gezählt, 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, der dann beim Loslassen des Lenkrads die Rückstellung der Räder unterstützt (Gewichtsrückstellung). Der Nachlaufwinkel erzeugt am kurvenäußeren eingeschlagenen Rad einen negativen Sturz, der die Seitenkraftübertragung begünstigt.

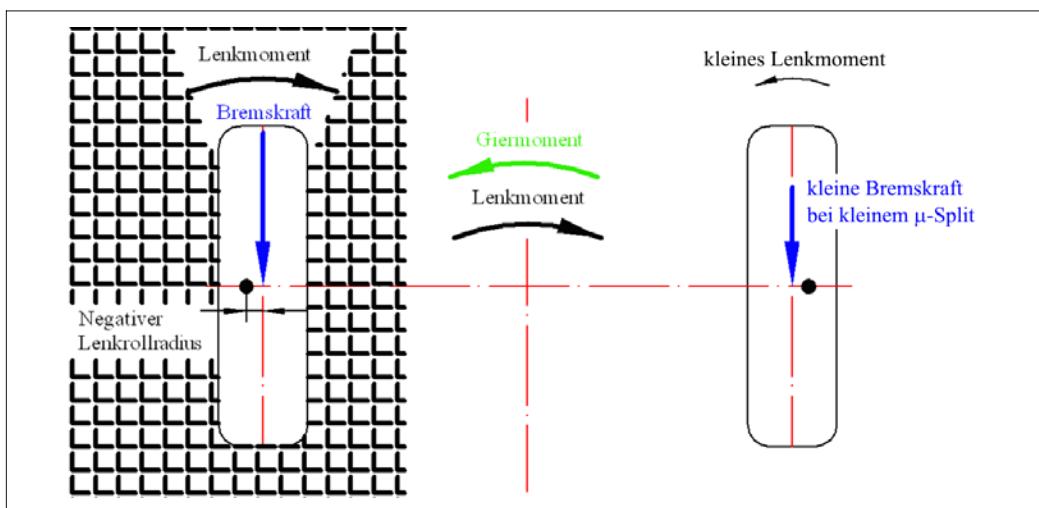


Bild 1-36: Einfluss des Rollradius beim μ -Split; links: Gebiet hoher Griffigkeit, rechts: Gebiet niedriger Griffigkeit

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 1-37**). Der Nachlauf wird positiv gezählt, wenn der Schnittpunkt vor dem Radaufstandspunkt liegt.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

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

Bemerkungen: Die Nachlaufstrecke ist sehr wichtig für 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. Der Nachlauf verschlechtert jedoch das Seitenwindverhalten, die Empfindlichkeit bei Fahrbahnunebenheiten und das Zurückschlagen der Lenkung bei der Fahrt über ein Hindernis in der Kurve.

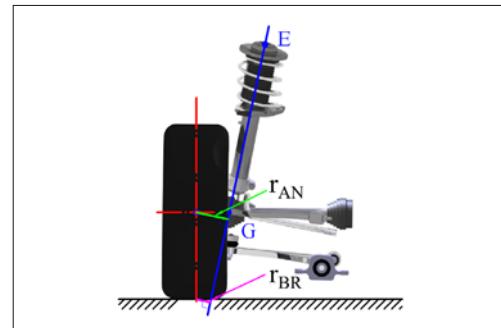


Bild 1-39: Störkrafthebelarm beim Bremsen (r_{BR}) und beim Antrieben (r_{AN})

Störkrafthebelarm 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 (**Bild 1-39**).

Störkrafthebelarm beim Antrieben r_{AN} : der senkrechte Abstand vom Radmittelpunkt zur Lenkachse (**Bild 1-39**).

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 auftretenden Antriebsmomentdifferenzen zwischen den beiden Rädern werden durch den Störkrafthebelarm verstärkt und verursachen Lenkmomente und Lenkradschwünge. Ein kleiner Störkrafthebelarm ist daher bei den frontangetriebenen Fahrzeugen besonders erwünscht.

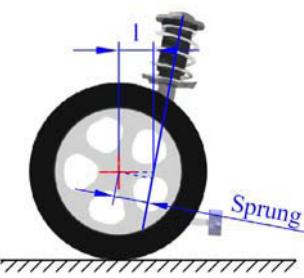


Bild 1-38: Nachlaufversatz l_{NLV} , Sprung s_{NLV}

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.

Typische Werte in der Konstruktionslage:

- ♦ 35 bis 65 mm.

Bemerkungen: Der Nachlaufversatz ermöglicht den Nachlauf unabhängig vom Nachlaufwinkel auszulegen. 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.

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 1-40**).

Die Radlenkwinkel zeigen, wie stark die Räder zu lenken sind. Wegen der Lenkkinematik und der Ackermann-Bedingung haben die beiden Räder voneinander abweichende Lenkwinkel.

Typische Werte für die maximalen Lenkwinkel in der Konstruktionslage:

- ♦ 30° bis 43° in beiden Richtungen.

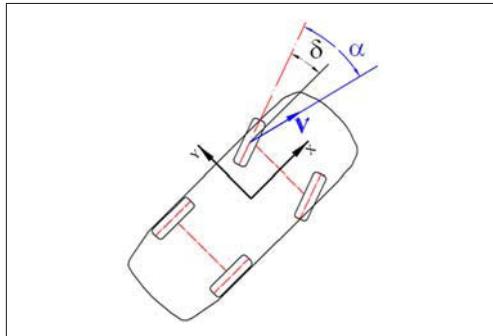


Bild 1-40: Radlenkwinkel δ , Schräglauwinkel α

Bemerkungen: Ein großer Radlenkwinkel reduziert den Wendekreis, erleichtert das Parken, benötigt jedoch größere 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.

Schräglauwinkel α (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 1-40**).

Der Schräglauwinkel entsteht vorwiegend dann, wenn an der Radaufstandsfläche Seitenkräfte einwirken.

Bemerkungen: Der Schräglauwinkel bestimmt, zusammen mit den Reifen- und Fahrbahneigenschaften, die Höhe der noch übertragbaren Seitenkraft und hat eine große Wirkung bei Kurvenfahrten.

Ackermannwinkel δ_{AM} (Ackerman angle, angle de Jeantaud): der Vorderradlenkwinkel, um ein frontgeleiftes Fahrzeug ohne Seitenkraft und damit ohne Schräglauwinkel, d.h., bei sehr langsamer Fahrt, um eine Kurve zu führen (**Bild 1-41**). Da die beiden Räder auf unterschiedlichen Kurvenradien laufen, müssen sie auch unterschiedliche Ackermannwinkel aufweisen (Lenkwinkel am Innenrad muss größer sein als am Außenrad).

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 der Ackermann-Gesetzmäßigkeit erhöht den Wendekreis, weil der Einschlagwinkel ($\delta_{\text{innen}, \text{max}}$) des Innenrades durch den

Radkasten begrenzt ist (sonst müsste der Fußraum zur Seite hin stark eingeschränkt werden) und beim Vorderradantrieb die zulässigen Beugungswinkel des Antriebsgelenk den maximalen Lenkwinkel bestimmen. Deshalb wird eine Abweichung von 10 % 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 [25].

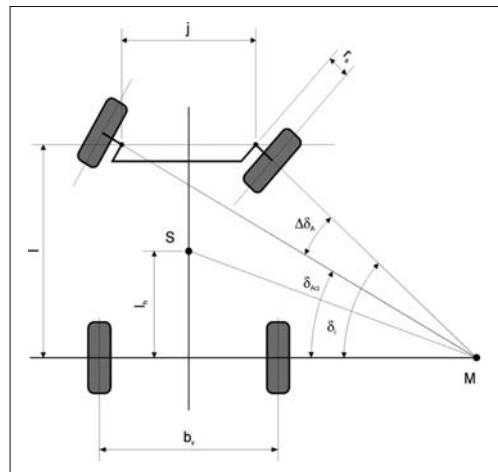


Bild 1-41: Ackermannwinkel δ_{AM}

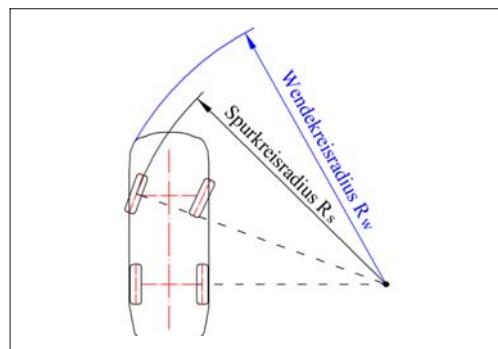


Bild 1-42: Wendekreis R_w , Spurkreis R_s

Wendekreis R_w (turning radius, cercle de braquage): der Kreisbogen, den die am weitesten nach außen vorstehenden Fahrzeugteile beim größten Lenkanschlag beschreiben (**Bild 1-42**).

Spurkreis R_s : der Kreisbogen, den der äußere Radaufstandspunkt beim max. Lenkanschlag beschreibt. Ein kleiner Wendekreis verbessert die Manövriereinfachheit 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 Kenngrößen 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 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 Durchfederern 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 Radstellungsänderungen (Spurweite, Vorspur und Sturz) werden in als Raderhebungskurven bezeichneten Diagrammen als Funktion des Radhubes oder des Lenkwinkels dargestellt.

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 [26]. 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 (**Bild 1-43**).

Kinematische Sturzänderung – Optimierungskriterien für den Sturzverlauf

Gehen die Räder bei Kurvenfahrt in negativen Sturz, werden die Seitenkräfte an der Achse um die durch den Sturz zusätzlich übertragbaren Seitenkräfte erhöht und der Schräglauftwinkel nimmt ab. Diese Tendenz sorgt, bezogen auf das Gesamtfahrzeug, bei negativem Sturz an der Vorderachse für weniger und an der Hinterachse für mehr Untersteuern (**Bild 1-43**). Um eine gute Seitenführung zu erzielen, sollte durch Optimierung der Radaufhängungskinematik am kurvenäußersten Rad ein negativer Sturz entstehen. Dies bedeutet jedoch eine starke, negative Sturzänderung zum Aufbau, die bei Einfederungen in Geradeausfahrt mit Nachteilen wie Reifenverschleiß und Lenkungsunruhe verbunden sein kann.

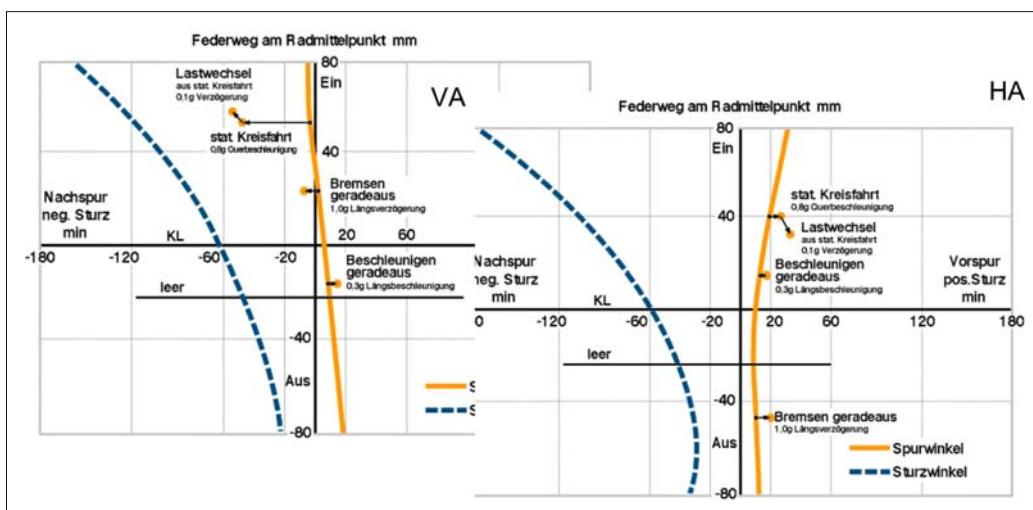


Bild 1-43: Spur- und Sturzänderung, abhängig von Radhub (Audi A4, Vorder- und Hinterachse)

Tabelle 1-5: Kinematische Kennwerte einiger ausgewählter europäischer Fahrzeugmodelle

Marke		Audi			BMW				Ford			Mercedes Benz				
Modell		A4	A6	A8	3-er	5-er	7-er	X5	Fi-esta	Focus	Mondeo	A-Class	C-Class	E-Class	S-Class	M-Class
Plattform		B8	PL56	PL63	E90	E60	E65	E53	B2XX	C1	CD13	BR169	BR203	BR211	BR220	BR164
FAHRZEUG	Einheit	2007	2002	2002	2005	2003	2001	2001	2002	2004	2000	2003	2000	2002	1998	2004
Radstand	mm	2808	2648	2948	2760	2888	2900	2820	2486	2615	2754	2568	2715	2854	2965	2915
Aussenabmessungen [Länge/ Breite/ Höhe]	mm	4703 / 1826 / 1427	4915 / 1855 / 1460	5050 / 1895 / 1440	4520 / 1815 / 1420	4840 / 1845 / 1470	5040 / 1900 / 1490	4665 / 1870 / 1720	3915 / 1860 / 1460	4340 / 1840 / 1490	4730 / 1810 / 1460	3840 / 1765 / 1595	4525 / 1820 / 1430	4820 / 1765 / 1450	5045 / 1855 / 1450	4780 / 1911 / 1815
GVW	kg	1410	1520	1670	1525	1670	1895	2275	1137	1230	1490	1325	1535	1835	1735	2185
Achslastverteilung	%	52	50	52	46	46	48	46	52	51	52	53	50	48	48	
Zulässige Achslast VA	kg	1100	1295	1395	935	1070	1295	1265	860	1000	1090	935	1060	1165	1270	1550
Zulässige Achslast HA	kg	1030	1300	1285	1085	1275	1410	1485	780	965	1000	845	1055	1240	1355	1800
VORDERACHSE																
Technische Daten																
Achstype	-	Mehr-lenger	Mehr-lenger	Mehr-lenger	McPherson	Mehr-lenger	DQL									
Angetriebene Achse	-	●	●	●				●	●	●	●	●	●	●	●	●
Spurweite	mm	1564	1612	1628	1500	1558	1578	1576	1475	1494	1522	1556	1505	1577	1574	1630
Spurweitenänderung	mm/mm	0,20	0,20													
Vorspur pro Rad	mm	9,00	5,00	7,00	4,00	5,00	9,00								16,00	16,20
Vorspuränderung	mm/mm	-0,13	-0,37	-0,16												
Einfederweg	mm	105	110	102	95	100	99		75	67	74	90	74	105	120	
Ausfederweg	mm	-110	-110	-113	100	110	108		95	98	107	90	100	100	110	
Lenkübersetzung	-	16,1	16,1	16,0					15,5	16,0	15,5	19,1	16,1	17,8		
Wendekreis	m	11,1	11,9	12,1	11,0	11,4	12,1	12,1	10,3	10,7	11,2	11,0	10,8	11,4	11,7	11,6
Rad Einpreßtiefe	mm	39,0			34,0	20,0	20-24	40,0	55,0	55,0	55,0		37,0	44,0	56,0	
Reifenradius	mm				291	300	341									335
Radeinschlag innen	deg				41,1	34,0	41,0						43,1	42,6	41,0	
Radeinschlag außen	deg				33,3	43,4	33,0						34,1	33,7	34,9	
Kinematische Daten																
Stat. Spurwinkel	deg	0,34	0,30			0,13	0,17	0,30	0,25	0,18	0,06	0,24	0,17	0,33	0,35	0,27
Stat. Sturzwinkel	deg	-0,71	-0,87	-0,93	-0,30	-0,20	-0,10	-0,20	-0,80	-0,52	-0,76	-0,83	-0,59	-0,58	-1,00	-0,53
Sturzänderung	grad/mm	-0,02	-0,01	-0,02												
Wankpolhöhe	mm	86,3	71,9	78,2	84,1	96,0	95,0		63,5	55	62		22,8		110	200,1
Bremssabstüzwinkel	deg	8,1			3,90	3,06	3,41									
Bremsnickausgleich	%															
Anfahrbstüzwinkel	deg															
Anfahmklausgleich	%	9,4	2,8													2,9
Nachlaufwinkel	deg	4,20	3,2	3,5	7,09	7,85	8,11	7,10	4,61	3,61	3,75	2,83	10,98	10,70	9,20	5,82
Nachlaufstrecke	mm	22,5	23,1	24,3	19,7	28,00	26,0		20,8	21	19	13,8	33,1	31,7	34,4	
Nachlaufversatz	mm	-0,4							-0,49	-5,2	-2,6		-22,3	18	0	
Spreizungswinkel	deg	4,90	4,5	5,2	14,11	14,54	15,43		13,9	15	15	14,1	14,41	6	10,74	
Lenkradius	mm	-6,60	-1,7	1,8	6,10	2,00	0,00		-7,2	-13,7	-16,7	-20,7	-24,1	-0,63		
Radlasthebelarm	mm				5,7	7,54	6,86									
Störkrafthebelarm An.	mm	15,7	17,7	25,3	77,8	78,81			4,56	4,67	4	44	44,96	26,4		
Störkrafthebelarm Br	mm						88,10								26,4	
Schrägfederung	deg				1,00	1,37	1,48						0,35	3,6	0,84	
HINTERACHSE																
Technische Daten																
Achstype	-	Trap.-Lenker	Trap.-Lenker	Trap.-Lenker	Mehr-lenger	Integr.-Lenker	Integr.-Lenker	Mehr-lenger	Verb-Lenker	Mehr-lenger	DQL	Parab-el	Mehr-lenger	Mehr-lenger	Mehr-lenger	Mehr-lenger
Angetriebene Achse	-	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Spurweite	mm	1551	1618	1615	1513	1582	1582	1576	1444	1531	1537	1551	1476	1570	1575	1619
Spurweitenänderung	mm/mm	0,40	0,30													
Vorspur pro Rad	mm	9,0	12,0	9,0	9,0	9,0	9,0					15,6			20,0	12,6
Vorspuränderung	mm/mm	0,25	0,05	0,12		0,03	0									
Max. Achslast	kg	1030	1300	1285		1275	1410	4085	780	965	1000	845	1055	1240	1355	1800
Einfederweg	mm	133	144	123		100	100					100			110	120
Ausfederweg	mm	-97	-86	-99		120	120					100			120	110
Rad Einpreßtiefe	mm	39			34	20		40							56	
Reifenradius	mm				291	300										335
Kinematische Daten																
Stat. Spurwinkel	deg	0,33	0,30			0,30	0,30	0,30	0,52		0,28	0,55	0,42	0,68	0,21	
Stat. Sturzwinkel	deg	-1,33	-0,83	-1,25	-1,50	-2,00	-1,50	-1,83	-1,03		-1,20	-1,50	-1,40	-1,07	-1,10	-1,30
Sturzänderung	grad/mm	-0,03	-0,01	-0,01		-0,02	-0,02					280			108	192
Wankpolhöhe	mm	115	114,3	105,6	100	78	82									
Bremssabstüzwinkel	deg	24,2			22,20	21,50	22,40					60		50	40,18	
Bremsnickausgleich	%		16,6	0,4												
Anfahrbstüzwinkel	deg				5,4											
Anfahmklausgleich	%		51,3	50,9									70	7,05		
Schrägfederung	deg	8,80				6,60	6,50							1,71		

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

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 [27].

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 [12] aufgestellten Vektorrechnungen geschriebenes Excel-Programm „ABE“ ist in Abschnitt 6.5.5.1 ausführlich erläutert [28].

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 Längsfedern bis zu ± 15 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, abhängig von der Höhe der entstehenden Kräfte. 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 (Gelenke und Lenker) und 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 [12]. 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 Radaufhangungskinematik [12]. Durch die Elastokinematik lässt sich nicht nur der Fahrkomfort sondern auch das Fahrverhalten deutlich verbessern, indem die Kenngrößen wie Spur, Sturz, Wankpol, Brems- und Antriebsnickausgleich etc. durch die Federraten der Gummilager beeinflusst werden. Ein Beispiel dazu zeigt das Bild 1-44.

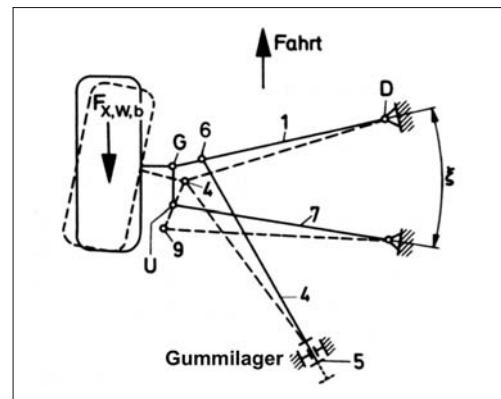


Bild 1-44: Kinematikänderungen durch das Lager Nr. 5

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 ausgelagert 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 1-45 zeigt einen Unterschied von 40 % an der berechneten Sturzänderung einer Achse, wenn diese mit und ohne Radträgerelastizität mit ADAMS-Flex bzw. 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. Gummilager sind sehr gut für die Schwingungsisolation geeignet, weil die Materialdämpfung von Gummi erheblich höher ist als von Metall.

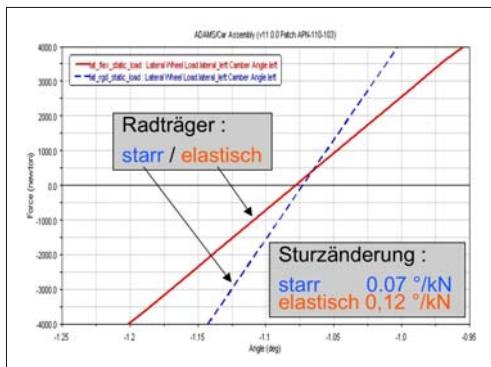


Bild 1-45: Sturzänderungen mit und ohne Berücksichtigung der Radträgerelastizität

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 elasto-kinematische 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 Lenker Gewichte minimal bleiben [29].

1.3.5 Zielwerte für die Kenngrößen

Vor der Fahrwerkauslegung werden für diese 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 Aufhängung 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 obe-

ren Mittelklasse mit McPherson-Frontachse, Quermotor, Mehrlenker-Hinterachse und Allradantrieb.

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

Kenngrößen	Einheit	Vorderachse	Hinterachse
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 Ro.	mm/kN	3 ... 4	4 ... 10/g
Längsspurelast. Br.	°/kN	0,1 ... 0,2	0,05
Längsspurelast. Ro.	°/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, Ro.= beim Rollen, /g = per g statt kN

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 Trends, die durch den Wettbewerb gesetzt sind, Firmentradition und Erfahrung mit den Vorgängermodellen, die Weiterentwicklung der Antriebsaggregat des Vorgängermodells, verfügbare Fertigungseinrichtungen, Möglichkeiten der Fertigungskontrolle, aber auch neue Aufgabenstellungen 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 [12]. Er ist deshalb nicht bereit, eine fahrwerktechnisch gute, innovative aber leider auch teurere Lösung genauso gut zu honorieren wie z.B. die innere oder äußere Ausstattung. Die Vorhaben der Fahrwerkentwicklung kollieren zudem regelmäßig mit denen anderer Bereiche, wenn es um die Verteilung des Einbauraumes, die Festlegung der Montagesequenzen und Entwicklungressourcen geht. Daher wird oftmals das Fahrwerkkonzept 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 [30]:

- ◆ 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 gewährleisten; die gewünschten Nachgiebigkeiten und Isolationen durch die Gummilager und nicht durch metallische Radaufhängungsbauteile realisieren,
- ◆ Robustheit gegenüber fertigungs- oder einsatzbedingter Parameterschwankungen sicherstellen,
- ◆ nur die für die Serientauglichkeit geprüft und freigegebenen Innovationen verwenden,
- ◆ möglichst kleine Teileanzahl, einfache Bauteil geometrien und niedrige Gewichte anstreben,
- ◆ Kosten/Nutzen Verhältnis berücksichtigen.

Literatur

- [1] *Fecht, N.:* Fahrwerktechnik für PKW, Landsberg am Lech: Verlag Moderne Industrie, 2004
- [2] *Ersoy, M.:* Konstruktionskataloge für PKW Leichtbauachsen, HdTEssen, Fahrwerkstechnik 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] *Schönfeld, M.:* Die Geschichte des Automobils. Internet: www.learnline.de, 2005
- [7] Automobil Industrie Jubiläumsausgabe. Würzburg: Vogel, AI 6, 2005
- [8] *Breuer; Bill:* Bremsenhandbuch, Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [9] *Dixon, John:* Shock Absorber Handbook, Warrendale: SAE, 1999
- [10] *Braess/Seiffert:* Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, Wiesbaden: Vieweg, 2001
- [11] *N.N.:* Automobil Revue 101 (2006), S. 136
- [12] *Matschinsky, W.:* Radführungen der Straßenfahrzeuge, Berlin, Heidelberg: Springer, 1998
- [13] *Preuckschaeid, A.:* Fahrwerktechnik: Antriebsarten, Würzburg: Vogel, 1988
- [14] Sonderausgaben von ATZ und MTZ über die neuen Automobilmodelle 2000 bis 2005. Wiesbaden: Vieweg Verlag
- [15] Spezialausgaben der Automobil Industrie über die neuen Automobilmodelle 2000-2005. Würzburg: Vogel-Verlag
- [16] *N. N.:* Alle neuen Modelle 2008. In: Auto-Zeitung, Nr. 23, 21.11.2007, S. 24
- [17] *N. N.:* Frankfurter Concept Car, Crossover Studie der Firmen Karman und ZF in IAA, 2005
- [18] *Priemer, B.:* Trend-Wetter. In: Auto-Motor-Sport, S. 72–73 8/2003
- [19] *Bostow, D.; Howard, G.; Whitehead, J. P.:* Car Suspension and Handling. In: SAE International, Warrendale: SAE 2004
- [20] *Bleck, U. N.:* Fahrzeugeigenschaften, Fahrdynamik und Fahrkomfort. In ATZ/AMZ, Sonderausgabe März 2004, S. 76-78, Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [21] *Heißing, B.:* Grundlagen der Fahrdynamik. Seminar, Haus der Technik, Berlin, 2002
- [22] *Pieperiteit:* Fahrwerk und Fahrsicherheit. Vorlesungsumdruck, FH Osnabrück, 2003

- [23] *Wallentowitz, H.*: Quer- und Vertikaldynamik von Fahrzeugen. Vorlesungsumdruck Kraftfahrzeuge 1, IKA Aachen, FKA-Verlag, 1998
- [24] *Volmer, J.*: Getriebetechnik, Leitfaden. Berlin: VEB Verlag Technik, 1974
- [25] *Stoll, H.*: Lenkanlagen und Hilfskraftlenkungen. Würzburg: Vogel, 1992
- [26] *Elbers, C.*: Mathematische Abbildung von Kinematik und Elastokinematik aus Prüfstandsmessung. Dissertation RWTH Aachen, IKA, Aachen, D 82, 2001
- [27] *Zomotor, A.*: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, 2. Auflage. Würzburg: Vogel, 1991
- [28] *Ersoy, M.*: Neue Entwicklungswerzeuge für PKW-Achsen. Haus der Technik Essen: Fahrwerktechnik. München am 3./4. Juni 2003
- [29] *Taboada, F.*: Automatisierte Targetkaskadierung. Dissertation FH Berlin, 2006
- [30] *Gies, S.*: Entwicklungsschritte bei der Realisierung einer Hinterachse. HdT-Seminar, 24.11.1998, Essen

2 Fahrdynamik

Die Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen wird klassisch getrennt nach den drei verschiedenen translatorischen Bewegungsfreiheitsgraden des Fahrzeugaufbaus betrachtet (**Bild 1-15**). Bei Untersuchung der Bewegungsvorgänge in Fahrzeuglängsrichtung, also Antrieben und Bremsen, spricht man von der Längsdynamik des Fahrzeugs. Hierbei sind vor allem die Fahrwiderstände mit dem daraus resultierenden Leistungs- und Energiebedarf des Fahrzeugantriebs Gegenstand der Untersuchungen. Weiterhin von Interesse bei Betrachtung der Fahrzeuglängsdynamik sind die Brems- und Tractionseigenschaften auch auf verschiedenen Fahrbahnbelägen und -zuständen.

Der zweite Bewegungsfreiheitsgrad des Fahrzeugs in horizontaler Ebene, die Bewegungen quer zur Fahrzeuggängsachse, 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 sind diese Untersuchungen heute besonders bei der Auslegung von Fahrerassistenz- und Fahrdynamikregelsystemen. Hauptaugenmerk liegt dabei auf dem Zusammenspiel und der gemeinsamen Abstimmung der einzelnen Fahrwerkkomponenten wie Reifen, Federung, Lenkergeometrie und Elastokinematik.

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.

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 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 den Anteilen

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

zusammen [1].

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 Schräglauft- 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 Walkverlustarbeit 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 Walkverlustarbeit 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: *Wirkungsförderdauer 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 Drehzahl ω , wiederholt sich der Vorgang des Ein- und Ausfederns kontinuierlich für jeden Punkt des Reifenumfangs. Zur Veranschaulichung dient das Radersatzmodell aus Bild 2-1, 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-Ele-

mente repräsentieren die viskoelastischen Hysterese Eigenschaften des Reifengummis sowie seines Struktureubaus [1].

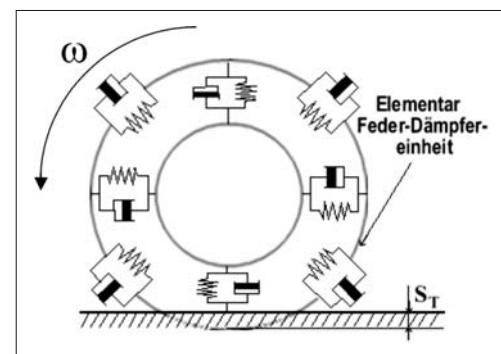


Bild 2-1: Radersatzmodell zur Darstellung der viskoelastischen Feder-Dämpfereigenschaften der Reifenstruktur [1]

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 :

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

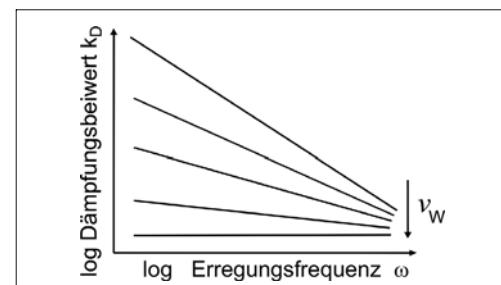


Bild 2-2: Dämpfungsbeiwerte in Abhängigkeit von der Erregungskreisfrequenz und der Fahrgeschwindigkeit [1]

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 2-2**) [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 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 2-3**).

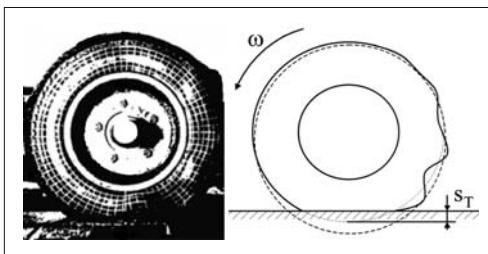


Bild 2-3: Deformationswellenbildung [1]

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].

Reibwiderstand $F_{R,T,fr}$

In dem in **Bild 2-1** 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 so genannten Teilgleiten, sowohl in Längs- als auch in Querrichtung. Dieses Teilgleiten verursacht Abrieb. 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 ihm umgebendem Medium zu.

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

Gleicher 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 $F_{R,T,Walk}$, Reibwiderstand $F_{R,T,fr}$ und Lüfterwiderstand $F_{R,T,L}$.

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

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 2-4** 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 2-5**). 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 gleichzeitig die zur Drehung des Rades aufzuwendende Walkarbeit und reduziert wegen der kleineren Reifenlatschfläche ebenfalls den Reibwiderstandsanteil [1].

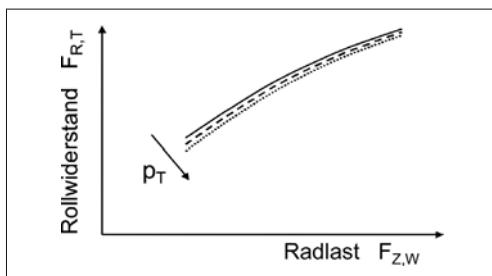


Bild 2-4: Abhängigkeit der Reifenrollwiderstandskraft von der Radlast und dem Reifenfülldruck p_T

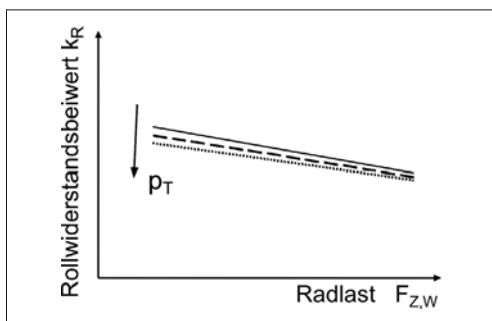


Bild 2-5: Rollwiderstandsbeiwert von Radialreifen als Funktion von der Radlast $F_{Z,W}$ und dem Innendruck p_T

Im direkten Zusammenhang mit der Innendruckabhängigkeit des Rollwiderstandsbeiwertes k_R stehen sowohl der Einfluss der Reifentemperatur θ_T als auch dessen Abhängigkeit von Fahrzeit 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 Fahrzeit t_T und -strecke s_T auf. Dies führt sowohl zu einer Zunahme des Innendrucks p_T als auch der Reifentemperatur θ_T . Da mit zunehmendem Innendruck p_T des Reifens der Rollwiderstandsbeiwert k_R abnimmt, führt auch eine Steigerung der Reifentemperatur θ_T (bei ungeregelter Fülldruck!) zu sinkendem Rollwiderstand (**Bild 2-6**).

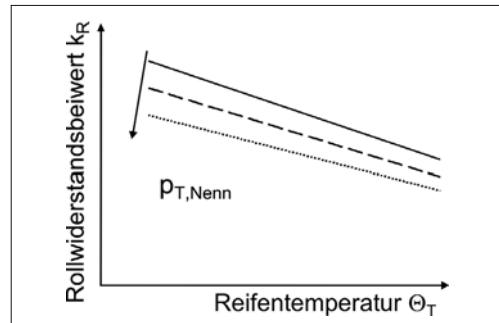


Bild 2-6: Zusammenhang zwischen Rollwiderstandsbeiwert k_R und Reifentemperatur mit Einfluss des Nenninnendrucks $p_{T,Nenn}$

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

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

Die Wärmeabfuhr erfolgt dabei über die Straße, die Felge und die Umgebungsluft bzw. den Kühlstrom 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 (siehe **Bild 2-7**).

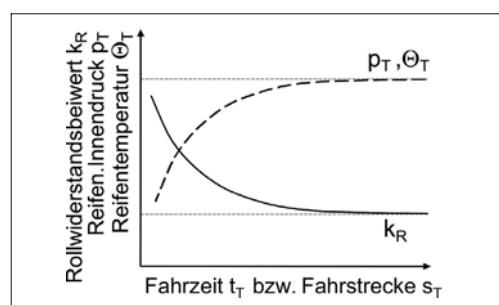


Bild 2-7: Einfluss von Fahrzeit und Fahrstrecke auf Rollwiderstand, Reifentemperatur und Reifeninnendruck

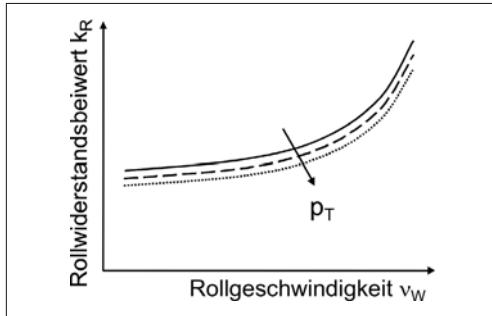


Bild 2-8: Zusammenhang zwischen Rollwiderstandsbeiwert und Rollgeschwindigkeit mit Einfluss des Reifeninnendrucks p_T

Bei messtechnischer Bestimmung des Reifen-Rollwiderstands ist es von großer Bedeutung, zunächst eine Konditionierungsphase zu durchlaufen, nach der sich der jeweilige Gleichgewichtszustand eingestellt hat. Sonst ergibt sich ein verfälschtes Messergebnis. Den Geschwindigkeitseinfluss auf den Rollwiderstandsbeiwert k_R gibt **Bild 2-8** 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 Deformationswellenbildung (**Bild 2-3**) 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 2-9**.

Neue rollwiderstandsoptimierte Reifen erreichen im unteren Geschwindigkeitsbereich durchaus Werte von $k_R = 0,008$. Bei höheren Geschwindigkeiten um $v_W = 150 \text{ km/h}$ werden dagegen bereits Werte von $k_R = 0,017$ erreicht [4].

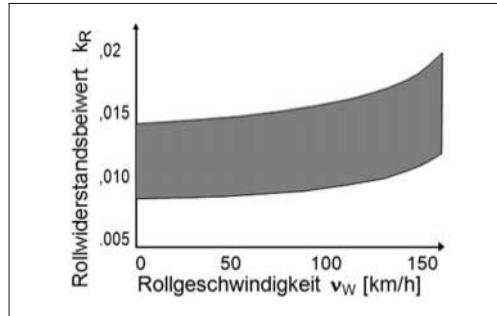


Bild 2-9: Streuband Rollwiderstandsbeiwerte in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit für Pkw-Radial- und Diagonalreifen [4]

Der Rollwiderstandsbeiwert k_R von Fahrzeugreifen ist im Laufe der letzten 120 Jahre deutlich reduziert worden. **Bild 2-10** zeigt diese Entwicklung für Pkw- und Lkw-Reifen. Zum Vergleich ist der Rollwiderstandsbeiwert k_R von Eisenbahnräder aufgetragen. Spezialreifen für Verbrauchswettfahrten beispielsweise liegen heute auf dem Niveau von Eisenbahnstahlrädern ($k_R \approx 0,001$) [3].

Reifenrollwiderstände $F_{R,T}$ bzw. deren Beiwerte $k_{R,T}$ werden auf speziellen Prüfständen experimentell ermittelt.

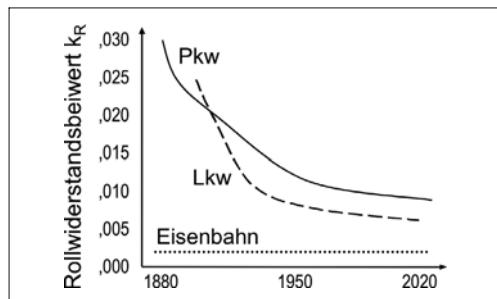


Bild 2-10: Entwicklung der Rollwiderstandsbeiwerte k_R von Reifen im Laufe der letzten 120 Jahre [3]

Im Allgemeinen handelt es sich hierbei um Außenstrommel-Reifenprüfstände mit Durchmessern von 1,5 m bis 3,0 m. Die Prüfstrommeln 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 [5]. Weitere Rollwiderstandsmessprozeduren sind in den SAE-Normen J 1269 und J 2452 definiert [6].

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 Fahrbahnneinfluss kann daher geschrieben werden:

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

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 „Schluckvemögen“ bezeichnet. Darüber hinaus federt 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 Aufbautragfeder 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 $F_{R,U}$:

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

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 2-11**), 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:

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

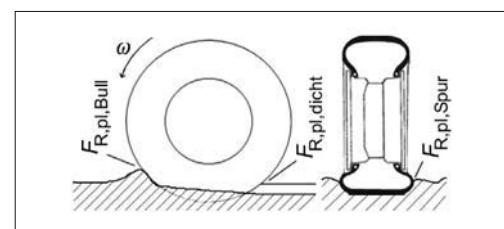


Bild 2-11: Radwiderstände auf plastischer Fahrbahn [1]

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 Spurrolle zu treiben, ist den Fahrwiderständen zuzurechnen. Analog zum Radwiderstand auf unebener Fahrbahn $F_{R,U}$ kann daher auch hier geschrieben werden:

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

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 2-12** zeigt diesen Zusammenhang für verschiedene plastisch verformbare Fahrbahnen.

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

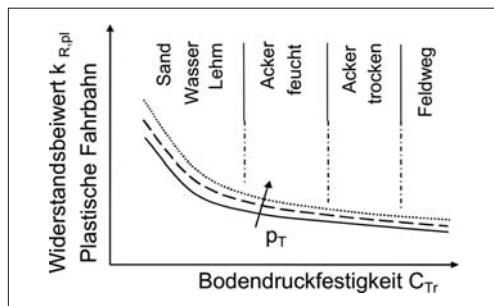


Bild 2-12: Widerstandsbeiwerte für plastische Fahrbahnen [1]

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
Geeteerter 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 steifem 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 2-13**) [2].

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]:

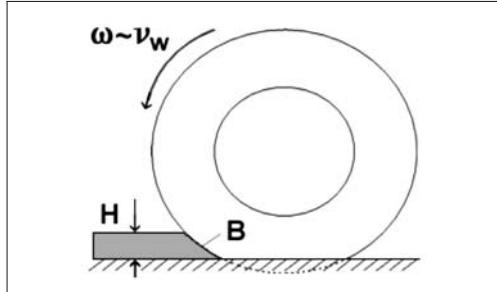


Bild 2-13: Schwallwiderstand infolge Wasserverdrängung [1]

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

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 .

Reifenbauart, Luftdruck p_T oder Radlast $F_{Z,W}$ haben keinen oder nur sehr geringen Einfluss auf den Schwallwiderstand $F_{R,Schwall}$. **Bild 2-14** zeigt den Zusammenhang zwischen Wasserfilmhöhe H und den empirischen Kenngrößen $N(H)$ und $E(H)$ [1].

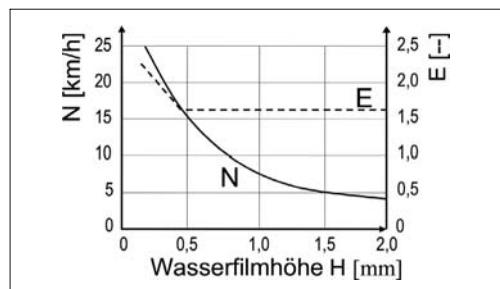


Bild 2-14: Abhängigkeit der Kenngrößen N und E von der Wasserfilmhöhe H [1]

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 $F_{R,\text{Schwall}}$ und dem Reifen-Rollwiderstand $F_{R,T}$ auf trockener Fahrbahn:

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

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

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-)Schräglauftyp α gezwängt, der dann dem (Gesamt-)Vorspurwinkel $\delta_{V,0}$ entspricht.

Rollt ein Reifen mit der Schräglauftypigkeit C_α (s. auch Abschnitt 2.2) unter einem Schräglauftyp $\alpha/2$, 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 Reifenmittellebene 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 immer ein Anteil der Reifenseitenkraft $F_{Y,W}$ entgegen der Fahrtrichtung von Rad und Fahrzeug wirkt. Diesen Zusammenhang zeigt Bild 2-15.

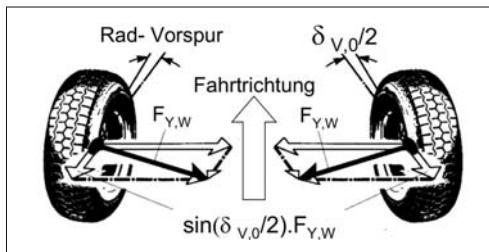


Bild 2-15: Vorspurwiderstand $F_{R,a}$ durch Vorspurwinkel $\delta_{V,0}$ [1]

Die der Bewegungsrichtung entgegenwirkende zusätzliche Rad-Widerstandskraft $F_{R,\alpha}$ erhält man aus den entsprechenden Sinus-Komponenten der Seitenkraft $F_{Y,W}$ und dem Reifenschräglauftyp $\alpha/2$ 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 Schräglauftyp α entspricht in diesem Fall dem Achs-Vorspurwinkel $\delta_{V,0}$. Rad-Vorspurwinkel liegen im Allgemeinen im Bereich sehr kleiner Winkel $\delta_{V,0}/2 < 20'$. Entsprechend kann für den zusätzli-

chen Radwiderstand $F_{R,\alpha}$ infolge Schräglauftyp 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 $F_{R,\alpha}$ kann mit der radlastspezifischen Schräglauftypigkeit

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

wiederum 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 2-16 zeigt ein Streuband für Schräglauftyp Widerstandsbeiwerte $k_{R,\alpha}$ verschiedener Fahrzeuge aufgewertet aus Messungen der Schräglauftypigkeit.

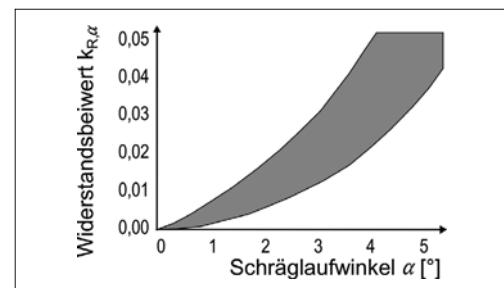


Bild 2-16: Streuband Schräglauftyp Widerstandsbeiwert $k_{R,\alpha}$ in Abhängigkeit vom Schräglauftyp α [1]

Verglichen mit dem Streuband für Reifen-Rollwiderstandsbeiwerte k_R bei Geradeausfahrt ergibt sich, dass Radwiderstände aus Schräglauftyp bereits ab etwa 2° Schräglauftyp 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:

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

Lagerreibung und Restbremsmomente $F_{R,fr}$

Bei der Belastung eines Radlagers mit einer Kraft [2]

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

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 $F_{R,\text{fr}}$ infolge Lagerreibung [2]:

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

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 $F_{R,\text{fr}}$ 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 diese zusätzliche Radwiderstandskraft $F_{R,\text{fr}}$ ist:

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

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

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

Das Bild 2-17 zeigt den experimentell ermittelten Widerstandskoeffizienten $k_{R,\text{fr}}$ infolge Restbremsmoment $M_{B,Re}$ im Vergleich zum Reifen-Rollwiderstandsstreuband aus Bild 2-16. Hieraus wird deutlich, dass die Verluste aus $k_{R,\text{fr}}$ nicht zu vernachlässigen sind. Das Schleifen wird durch Schwingungen, die bei Fahrten auf unebenen Straßen oder bei Reifenungleichförmigkeiten auftreten verringert [2].

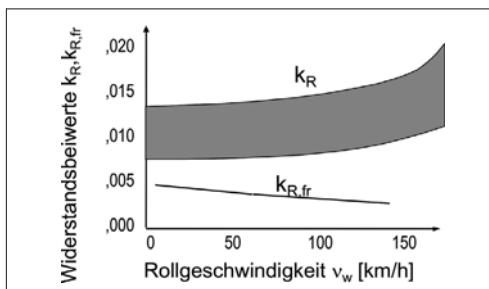


Bild 2-17: Radwiderstand $k_{R,fr}$ infolge Restbremsmoment im Vergleich zu Rollwiderständen k_R [2]

2.1.1.3 Luftwiderstand

Bewegt sich ein geschlossener Körper mit einer konstanten Geschwindigkeit durch eine Flüssigkeit oder ein Gas (Wasser, 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 Motorkühlung) 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 Umgebungsdruck 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-Karossen liegen zwischen $c_w = 0,25$ 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:

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

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

Eine kurze Darstellung der Entwicklung des Luftwiderstandsbeiwertes c_w von Pkw-Karossen in den letzten 80 Jahren zeigt **Bild 2-18**.

Aus vielen Grundsatzuntersuchungen ist bekannt, dass mit Körpern in den Hauptabmessungen von Pkws (ohne Betrachtung der Randbedingungen) ein Luftwiderstandsbeiwert von $c_w = 0,15$ möglich ist [2].

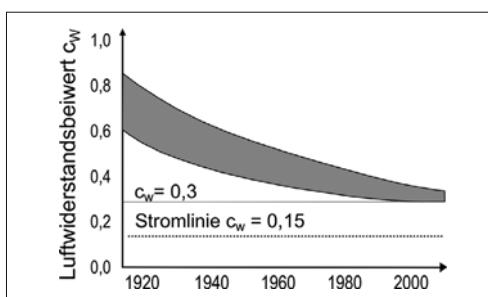


Bild 2-18: Geschichtliche Entwicklung des Luftwiderstandsbeiwertes c_w [2]

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

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

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. einer zu einer zusätzlichen Antriebskraft F_{St} :

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Bei Berechnung des Steigungswiderstandes auf befestigten Straßen ist diese Vereinfachung zulässig, da die maximale Fahrbahnsteigung auf $p_{\max} = 30 \%$ begrenzt ist. Einen Überblick überliche 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 $F_{R,T,\text{Wall}}$ 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 der Fahrzeuggesamtmasse $m_{\text{V},t}$ 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} [%]
Straßen außerhalb bebauter Gebiete	Kreisstraße	40	10,0
	Landstraße	60	6,5
	Bundesstraße	80	5,0
		100	4,5
	Bundesautobahn	100	4,5
		120	4,0
		140	4,0
Stadtstraßen	mehrspurig	–	5 – 6
	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

gung a_x und dem den 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 ,
- ◆ der Getriebeübersetzung $i_{G,i}$ im Gang i ,
- ◆ der Achsgetriebeübersetzung $i_{h(v)}$, mit h für Hinterrachs- 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 so genannten Massenfaktor e_i im Gang i der Fahrzeugeleermasse $m_{V,\text{ul},0}$ zuschlägt. Die Fahrzeuggesamtmasse $m_{V,t}$ muss hierzu in seine Anteile Leermasse und Zuladung zerlegt werden:

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

Der Massenfaktor e_i im Gang i wird definiert als:

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

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

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

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_x der rotierenden Massen erforderlich, als für die rein translatorische Beschleunigung a_x des Fahrzeugs [1]. Abschließend zeigt Bild 2-19 den Streubereich von Massenfaktoren e_i für verschiedene Pkw in verschiedenen Gängen i .

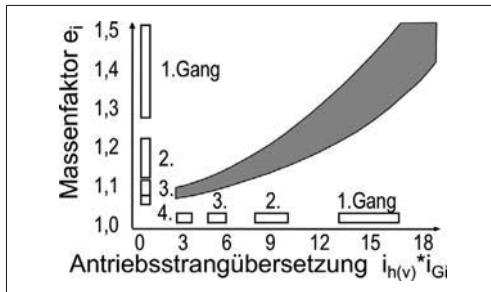


Bild 2-19: Streubereich für Massenfaktoren e_i bei Pkw-Anrieben in Abhängigkeit von Antriebsstrangübersetzung und gewähltem Fahrgang [2]

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.

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

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 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.

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

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 2-20.

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:

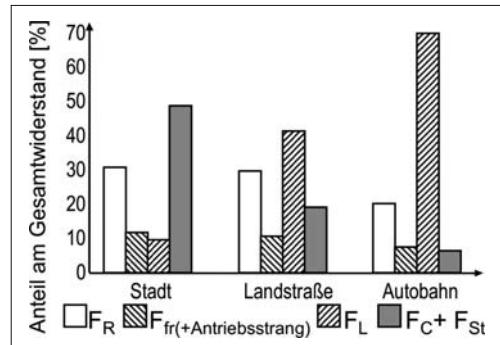


Bild 2-20: Typische Anteile der Einzelfahrwiderstände am Gesamtfahrwiderstand bei Fahrt auf unterschiedlichen Straßengattungen [3]

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

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.

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

2.1.2 Seitenwindkräfte

Die Seitenwindempfindlichkeit eines Kraftfahrzeugs ist seit jeher Untersuchungsgegenstand in den Entwicklungsabteilungen der Automobilindustrie. Vielfach musste aber eine Reduktion der Seitenwindempfindlichkeit der Berücksichtigung anderer kritischer Fahrersituationen Platz machen, die in ihrer Bedeutung höher eingestuft wurden [7, 8]. Die Reaktion von Fahrzeugen als Folge von einwirkendem Seitenwind, kurz als Seitenwindempfindlichkeit bezeichnet [9], 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 bei Test auf öffentlichen Straßen auftretende natürliche Seitenwind lässt sich als Grundströmung mit überlagerten stochastischen Anteilen beschreiben (Bild 2-21) [9].

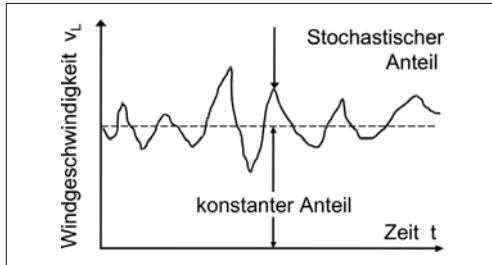


Bild 2-21: Erscheinungsbild der Windgeschwindigkeit v_L bei natürlichem Seitenwind bestehend aus einem konstanten und einem überlagerten Anteil [7, 10].

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 [9].

Typische Windgeschwindigkeiten in Deutschland und deren jährliche Vorkommensdauer zeigt **Bild 2-22**.

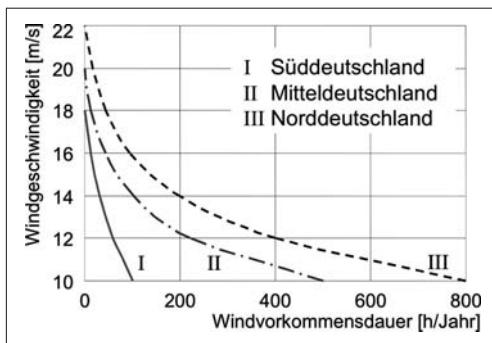


Bild 2-22: Natürliches Windaufkommen in verschiedenen Regionen Deutschlands [7]

Die Vorbeifahrt an einer Seitenwindanlage testet das Fahrzeugverhalten vor allem nur bei sehr geringen Störfrequenzen, weshalb die Aussagekraft derartiger Versuche nicht besonders groß ist [8].

Messungen unter wechselnden Windverhältnissen, wie sie bei natürlichem Seitenwind auftreten, beinhalten größere Windrichtungsänderungen, so dass hier eine größere Spanne von Anströmwinkel τ durchlaufen wird, auf die Fahrzeuge in unterschiedlichem

Ausmaß reagieren können. 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 [8].

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 [9].

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 Winkelabweichung vom vorgegebenen Kurs. Hierdurch entstehen an den Reifen windverursachte Querkräfte, die der Gierbewegung des Fahrzeugs entgegenwirken. Inwieweit sich das windverursachte Giermoment M_{Lz} auswirkt, hängt im Wesentlichen von der Fahrwerksauslegung des Fahrzeugs und der Lage von Schwerpunkt S_p und Wind-Druckpunkt D_p zueinander ab [9]. Das in **Bild 2-23** dargestellte Einspurmodell 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 [10].

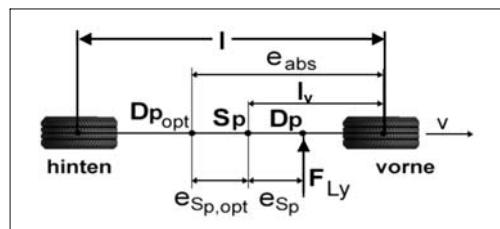


Bild 2-23: Geometrische Druck- und Schwerpunktverhältnisse am Einspurmodell eines Fahrzeugs [10]

Bei einer in Fahrtrichtung verlaufenden Anströmung hat die in Fahrzeulgängsrichtung wirkende Windkraft keinen direkten Einfluss auf die Kurshaltung. Bei Schräganströmung folgt aus der Vektoraddition der Fahrzeuggeschwindigkeit v_x und der Windgeschwindigkeit v_L (**Bild 2-24**) eine Anströmgeschwindigkeit v_{res} mit einem Anströmwinkel τ_L zur Symmetriearchse des Fahrzeugs.

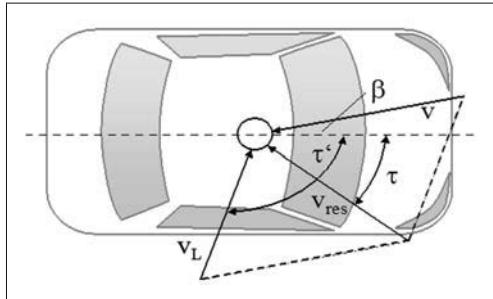


Bild 2-24: Anströmverhältnisse an einem Fahrzeug bei Geradeausfahrt und angreifendem Seitenwind [7]:

v : Fahrgeschwindigkeit, v_L : Absolutgeschwindigkeit, v_{res} : Relativgeschwindigkeit, τ' : Anströmwinkel des Absolutwinds, τ : relativer Fahrzeuganströmwinkel, β : Schwimmwinkel,

Die auf das Fahrzeug wirkenden Kräfte F_{Ly} und Momente M_{Lz} werden durch folgende Gleichungen ausgedrückt [7, 9]:

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

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

mit:

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

Messtechnisch ermittelte Seitenwindbeiwerte c_y und c_{Mz} für ein Beispieldfahrzeug zeigt **Bild 2-25**.

Hier sieht man deutlich, dass bis zu einem Wert von $\tau_L \approx 20^\circ$ der Anstieg des Luftbeiwertes c_y über dem Anströmwinkel τ_L linearisiert werden kann [9].

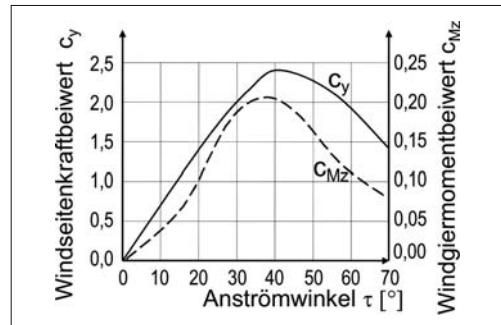


Bild 2-25: Seitenwindbeiwerte c_y und c_{Mz} in Abhängigkeit des Anströmwinkels τ_L [7]

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

Damit vereinfachen sich die Beziehungen der seitlich angreifenden Luftkraft F_{Ly} und das Moment M_{Lz} um die Hochachse bezüglich des Fahrzeugschwerpunktes Sp zu:

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

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

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

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

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

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 Momentenbeiwert:

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

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 Fahrzeugeck wandert.

Zur Untersuchung des Fahrzeuggierverhaltens im gesamten Seitenwind-Anregungsspektrum wird das Gierübertragungsverhalten herangezogen. Es ist definiert als:

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

Bild 2-26 zeigt ein typisches Gierübertragungsverhalten im Frequenzspektrum bei Seitenwindanregung mit Fahrereinfluss (Closed-Loop) und ohne Fahrereinfluss (Open-Loop).

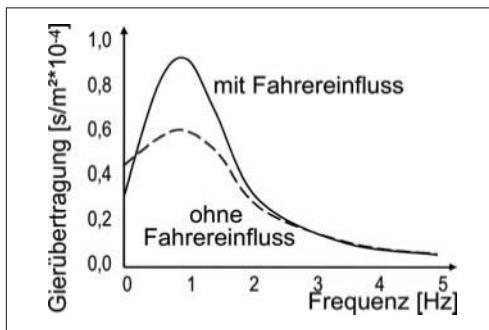


Bild 2-26: Gierübertragungsverhalten (Amplitudenspektrum) ohne und mit Fahrerlenkeinfluss bei einer Geschwindigkeit von $v_x = 150 \text{ km/h}$ [9]

Bei Betrachtung des Gierübertragungsverhaltens wird deutlich, dass sich der Fahrereinfluss bis ca. 0,5 Hz Seitenwindanregung positiv auswirkt, während er im Bereich des 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 Giermomentenbeiwerte c_{Mz} . Hierbei verändert sich das Seitenwindverhalten und kann zu einer größeren Seitenwindempfindlichkeit und damit verbundener erhöhter Giergeschwindigkeitsreaktion 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 Dp liegt in der Regel vor dem Fahrzeug-Schwerpunkt Sp). 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 [11] 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 [11]. Eine c_w - (bzw. c_x -) Optimierung stellt sich bei Vollheckfahrzeugen schwieriger dar als bei Fließheckfahrzeugen. [9]

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):

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

Geht man von einer Fahrt bei Windstille ($v_L = 0 \text{ km/h}$) aus, auf einer Straße mit einer maximalen Steigung von $p = 30\%$, 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:

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

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

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

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

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

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

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

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:

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

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

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

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 2-3) 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 Kraftfahrzeugtechnik 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 Erdölreserven verbraucht sein werden. Im Einzelnen handelt es sich bei den flüssigen Kohlenwasserstoffverbindungen um so genannte 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 [12]. 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) als auch durch die Optimierung der motorinternen Prozesse sowie Verbesserung der Wirkungsgrade des Antriebsstrangs erreicht 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].

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

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 Fahrtstrecke s_x [m] und wird mit B_e [kg/m] bezeichnet.

Die Energie E_{Bed} [J] die zur Zurücklegung der Fahrtstrecke 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 Dieselkraftstoff sowie weiterer fossiler Kraftfahrzeug-Treibstoffe zeigt die Tabelle 2-4.

Tabelle 2-4: Massen- und volumenspezifische Heizwerte und Dichten fossiler Brennstoffe [13]

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	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 2-27.

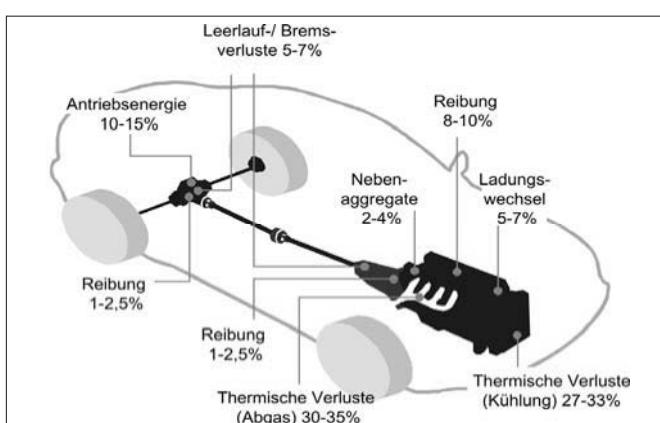


Bild 2-27:
Verluste im Fahrzeugantriebsstrang [1]

Daraus wird deutlich, dass das Produkt aus mittlerem Motorwirkungsgrad $\eta_{\text{med,M}}$ und mittlerem Antriebsstrangwirkungsgrad $\eta_{\text{med,A}}$ 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 Energie menge 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].

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

Der streckenspezifische Verbrauch B_e berechnet sich daher zu [13]:

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

Die geforderte Radantriebsenergie E_{Bed} bestimmt sich aus dem Fahrwiderständen F_{Bed} (s. Gl. (2.69)). 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

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

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 ,
- ◆ Betrieb des Motors bei optimalem Wirkungsgrad,
- ◆ Ausschalten von Nebenverbrauchern (z.B. Klimaanlage, Heckscheibenheizung),
- ◆ Abschalten des Motors bei stehendem Fahrzeug,
- ◆ 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 $m_{V,t}$,
- ◆ unnötige Zuladung m_{zu} vermeiden,
- ◆ 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.

Die Verwendung von Kraftstoffen mit höherer Energiedichte führt nur zu einem geringeren Massenverbrauch, nicht jedoch zu einem niedrigeren Energieverbrauch.

2.2 Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn

Der Reifen ist eine entscheidende Komponente für das längs-, quer- und vertikaldynamische Fahrzeugfahrverhalten. Abgesehen von Windkräften (siehe die Abschnitte 2.1.2 und 2.1.1.2) werden sämtliche Kräfte und Momente, die auf den Fahrzeugaufbau einwirken, an dieser Kontaktzone von der Fahrbahn über die Reifen auf das Fahrzeug übertragen. Den Aufbau eines Luftreifens zeigt Bild 2-28.

Die Eigenschaften des Reifens hängen stark von den lokalen Effekten in der Reifen-Fahrbahnkontaktzone ab [14]. 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:

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

Kohäsions- und Viskosereibung spielen keine Rolle. Die Hyteresereibungseigenschaften, also das Verzahnungsverhalten zwischen Reifenlaufstreifen und Fahrbahnrauhigkeiten, werden durch das viskoelastische Werkstoffverhalten von Gummie bestimmt (s. auch Abschnitt 2.1.1). Eine große Dämpfung im Gummiwerkstoff des Laufstreifens führt zu einem hohen Hysteresereibungskoeffizienten. Adhäsionsreibung findet auf molekularer Ebene statt (Größenordnung 10^{-5} mm [19]) und erfordert einen direkten Kontakt der beiden Reibungspartner Straße und Reifenlaufstreifen.

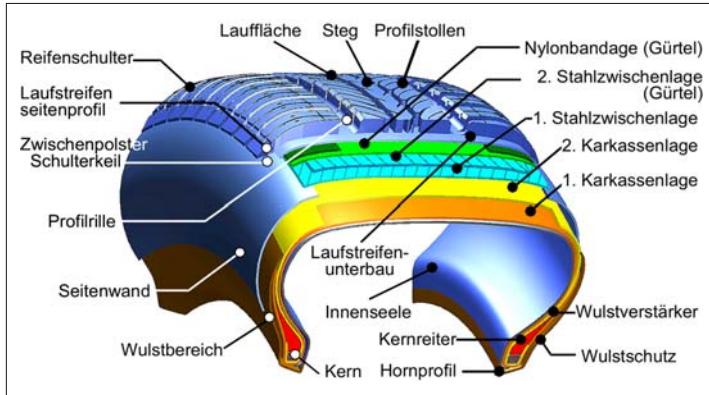


Bild 2-28:
Aufbau eines modernen Pkw-Reifens [19]

Auf trockener Fahrbahn ist die Adhäsionskomponente maßgeblich. **Bild 2-29** zeigt anschaulich den Unterschied zwischen Hysterese- und Adhäsionskräften im Reifenlatsch.

Liegt ein viskoses Zwischenmedium vor, wie beispielsweise Wasser oder Öl, 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 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 Laufstreifenprofilierung sowie Drainageeigenschaften der Straße vergrößert. Verdrängen diese den Wasserfilm zwischen Laufstreifen und Fahrbahn, können die intermolekularen Kräfte wirken.

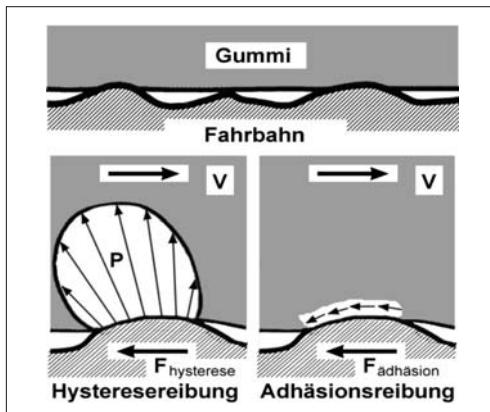


Bild 2-29: Hysterese- und Adhäsionsreibung: vergrößerte Darstellung des Fahrbahnkontakte [14, 19]

Bei sehr niedrigen Umgebungstemperaturen und Fahrt auf Schnee und Eis spielen wiederum Adhäsionskräfte die Hauptrolle, da der Gummiwerkstoff hier nahezu Glastemperatur erreicht hat und daher nicht mehr ausreichend viskoelastisch ist, um die Verzahnung zum Untergrund aufrechtzuerhalten. Abhilfe kann hier eine spezielle Profilierung des Laufstreifens schaffen (beispielsweise durch Lamellenprofilierung). Die Werkstoffeigenschaften des Reifengummis sind in hohem Maße abhängig von der Temperatur und der Belastungsfrequenz. Darüber hinaus spielen der lokale Druck und die lokale Gleitgeschwindigkeit eine wichtige Rolle. Den typischen Zusammenhang zwischen der Flächenpressung im Profilstollen und dem Kraftschlussbeiwert zeigt **Bild 2-30**. Dort ist ein μ -Streuband für verschiedene Profilgummimischungen auf Safety-Walk-Belag gezeigt.

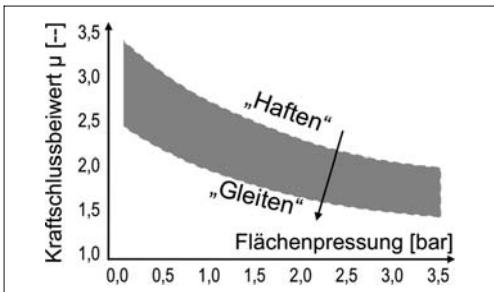


Bild 2-30: Streubereich der Kraftschlussbeiwerte μ für Laufstreifengummimischungen in Abhängigkeit der lokalen Flächenpressung; ermittelt an Gummiproben auf Safety-Walk-Belag [16, 17]

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 2-31**. Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit sollen zur

Erzielung eines möglichst großen Kraftschlussbeiwerts μ gleichmäßig verteilt sein und sich auf niedrigem Niveau bewegen.

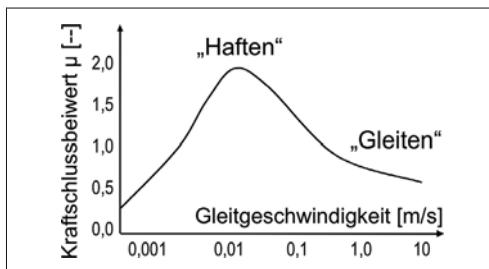


Bild 2-31: Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf den Kraftschlussbeiwert [17, 18]

Für ein optimales Funktionieren muss daher der (Gummi-)Werkstoff des Reifens an die im normalen Fahrbetrieb auftretenden Umgebungstemperaturen, die Druckbelastung, Fahrgeschwindigkeiten und Anregungsfrequenzen genau 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 voneinander unterscheiden, bietet es sich ferner an, zwischen

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

zu unterscheiden. Für diese Betriebszustände werden die grundsätzlichen Kraftübertragungsmechanismen nachfolgend beschrieben [14].

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 Fahrgeschwindigkeit als Eingangsgröße für das Kraftübertragungselement Fahrzeugreifen. 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 2-32 zeigt beispielhaft die Anteile der Lastaufnahmen den 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 so genannte Rundhaltekraft $F_{T,Rund}$ der Pressluft p_T dar, die den Reifen in seinen Wandungen versteift. 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 [15]:

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

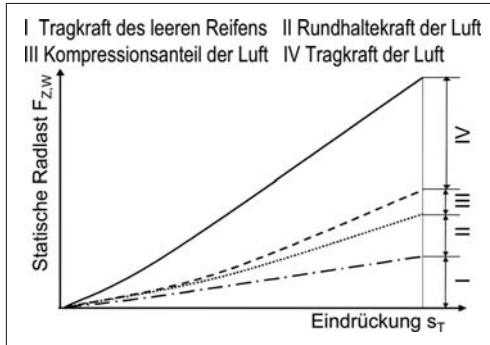


Bild 2-32: Schematischer Aufbau der Federkennlinie eines Luftreifens [15]

I Tragkraft des leeren Reifens, II Rundhaltekraft der Luft, III Kompressionsanteil der Luft, IV Tragkraft der Luft

Die Latschfläche A_T beschreibt die gesamte von der Umrandung des Latsches eingefasste Fläche. Je nach Profilpositivanteil $t_{T,\text{pos}}$ von 60 bis 80 % kann die tatsächliche Profilaufstandsfläche $A_{T,\text{tat}}$ 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 die Länge der Latschfläche A_T ist direkt an die Reifeneinfederung s_T gekoppelt.

Eine typische Druckverteilung im Reifenlatsch zeigt **Bild 2-33**.

Die genaue Ausformung des Druckgebirges im Reifenlatsch wird durch die Radlast $F_{Z,W}$, den Fülldruck p_T , die Struktureigenschaften und die Profilgestaltung bestimmt. Deutlich zu sehen ist der Einfluss der Reifenseitenwände auf das Druckgebirge. Je gleichmäßiger die Druckverteilung und je geringer das Druckniveau in der Aufstandsfläche sind, desto größer ist das Kraftübertragungspotenzial des Reifens (s. auch **Bild 2-30**).

Den Einfluss des Reifenfülldrucks p_T auf die vertikale Federkennlinie eines Pkw Reifens zeigen qualitativ die **Bilder 2-34** und **2-35**. 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 nahezu 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 Aufbaudämpfer bedämpft werden, um die resultierenden dynamischen Radlastschwankungen so gering wie möglich zu halten. Geschieht dies nicht, reduzieren sich der Fahrkomfort und das Kraftübertragungspotenzial des Reifens.

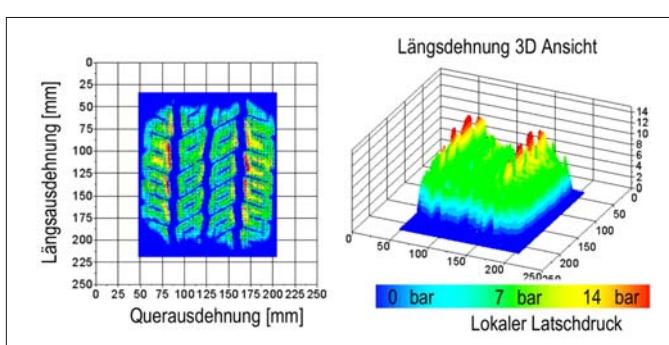


Bild 2-33:
Typische Druckverteilung in der Reifenaufstandsfläche [19]

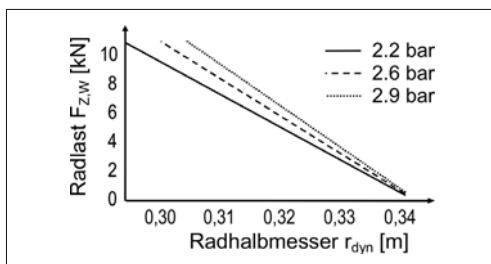


Bild 2-34: Einfluss verschiedener Fülldrücke p_T auf die vertikale Federkennlinie eines Pkw-Reifens

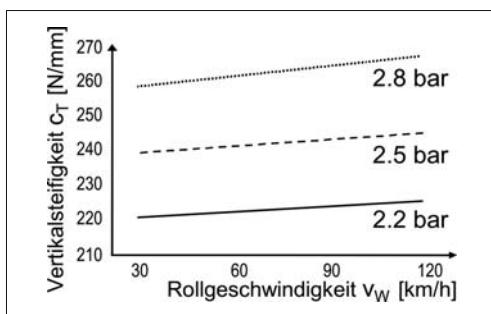


Bild 2-35: Einfluss verschiedener Fülldrücke p_T und verschiedener Rollgeschwindigkeiten v_W auf die vertikale Reifenfedersteifigkeit c_T eines Pkw-Reifens

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 Raddrehzahl ω nehmen die an der Masse des Reifengürtels angreifenden Beschleunigungskräfte zu. Diese führen zu einer „Versteifung“ des Reifens. **Bild 2-35** zeigt den Einfluss von Fülldruck p_T und Rollgeschwindigkeit v_W auf die Vertikalfedersteifigkeit eines Pkw-Reifens.

Aufgrund des viskoelastischen Verhaltens des Gummierkstoffes und somit der Reifenstruktur verfügt der Reifen neben den Federungs- auch über Dämpfungseigenschaften. 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) 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 Bodeneunebenheiten, 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 Latschlänge klein sind zu „schlucken“, ohne dass eine globale Rad- bzw. Achsenfederung 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, so dass lediglich die Reifenstruktur elastisch verformt wird, ohne dass das gesamte Rad einfedert. Auf der Lauftrömme wird eine Metallleiste definierter Abmessungen senkrecht oder schräg zur Laufrichtung befestigt.

Bild 2-36 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.

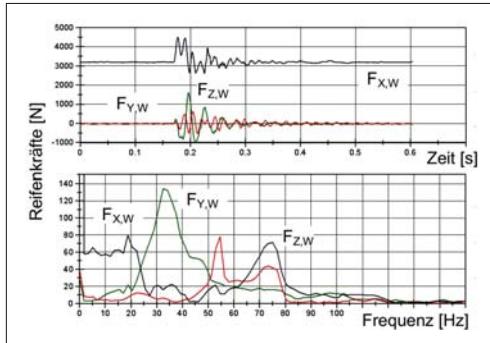


Bild 2-36: Ergebnis einer Schlagleistenüberfahrt im Zeit- und Frequenzbereich

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 2-37** beispielhaft die ersten Eigenschwingformen eines unbelasteten Luftreifens. Es handelt sich um so genannte „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 zwischen 30 und 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.

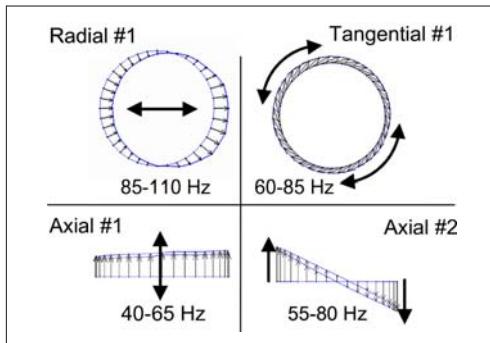


Bild 2-37: Typische Starrkörperschwingformen eines Pkw-Reifens

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. Dieser setzt sich aus Formschlupf (Profilstollendeformation bei haftendem Rad) und Gleitschlupf (Relativbewegung zwischen Reifen und Straße) zusammen. **Bild 2-38** 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.

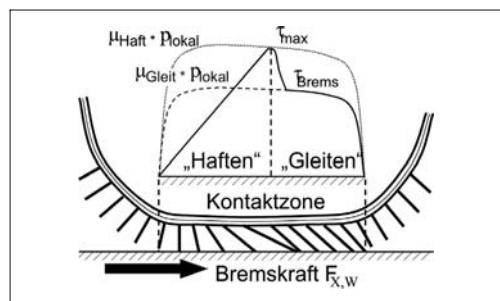


Bild 2-38: Profilstollendeformation und resultierende Schubspannungsverteilung τ_{Brems} im Reifenlatsch [14, 19]

Die gesamt übertragbare Bremskraft ist die Summe aller Schubspannungen τ_{Brems} im Reifenlatsch. Je größer der gesamte Reifenschlupf κ , desto größer werden die Gleit- gegenüber den Deformations schlupfanteilen. Den Zusammenhang zwischen Reifenschlupf κ und Kraftschlussbeiwert μ mit den jeweiligen Gleit- und Deformationsschlupfanteilen zeigt **Bild 2-39**.

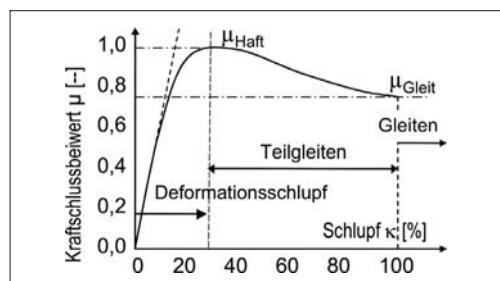


Bild 2-39: Teilgleiten und Gleiten bestimmen den Verlauf des Kraftschlussbeiwerts μ

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.

Bei der Übertragung von Längskräften unterscheidet man noch zwischen Antriebsschlupf κ_A und Brems schlupf 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 Brems schlupf 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 Brems schlupf 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 Haftreibungs beiwert 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 Fahr bahnbelages beschreibt. Bild 2-40 zeigt den Streubereich des Reifen-Längskraftschlussbeiwerts μ bei verschiedenen Fahr bahnbelägen und -zuständen in Abhängigkeit des Brems schlupfs κ_B .

Darüber hinaus sind in der Tabelle 2-5 die Kraft schlussbeiwerte verschiedener unbefestigter Fahr bahnbeläge aufgelistet. Auf unbefestigten Fahr bahnbelägen beeinflusst die Strukturfestigkeit des Untergrunds maßgeblich den Kraftschlussbeiwert μ .

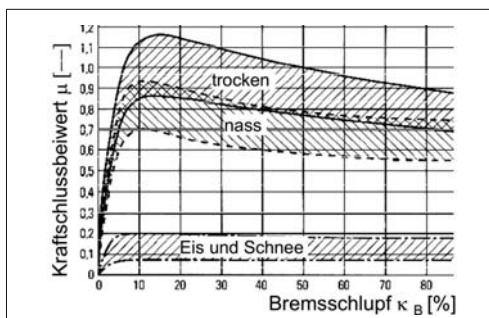


Bild 2-40: Zusammenhang zwischen Umfangsschlupf und Kraftschlussbeiwert [13]

Tabelle 2-5: Kraftschlussbeiwerte μ nicht befestigter Fahrbahnen [13]

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

Den Einfluss verschiedener Fahrgeschwindigkeiten v_x auf den Kraftschlussbeiwert μ zeigt das Diagramm in Bild 2-41. Je höher die Fahrgeschwindigkeit v_x wird, desto größer wird die Relativgeschwindigkeit im Gleitbereich des Reifenlatsches. Infolge dessen sinkt dort der Gleitreibungsbeiwert μ_{Gleit} .

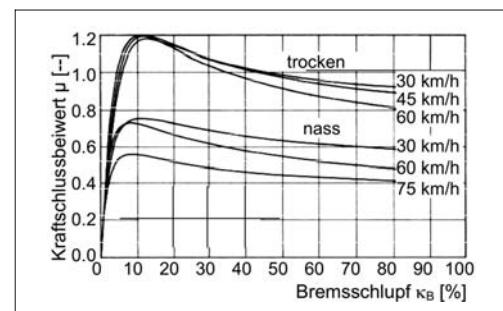


Bild 2-41: Zusammenhang zwischen Umfangsschlupf κ_B und Kraftschlussbeiwert μ für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten v_x (Streubereiche) bei konstanter Radlast $F_{Z,W}$ [13]

Der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit v_x macht sich daher im Bereich hoher Schlupfwerte (Teilgleiten und Gleiten, Bild 2-39) 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 $F_{X,W}$ Brems schlupf κ_B Kennfeld bei unterschiedlichen Radlasten $F_{Z,W}$, aufgenommen auf einem Reifenprüfstand mit Außen trommellaufbahn zeigt Bild 2-42. In erster Näherung, besonders bei nicht laufrichtungsgebundenem Lauf streifenprofil, kann von Symmetrie zwischen Bremskraft- und Antriebskraftübertragungscharakteristiken eines Reifens ausgegangen werden.

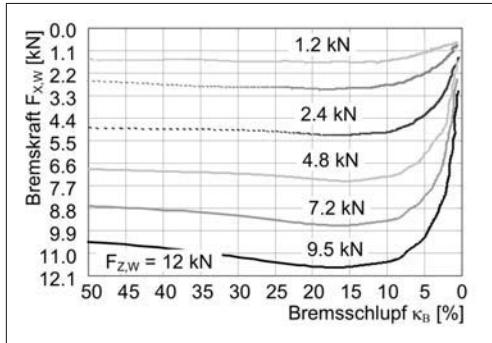


Bild 2-42: Bremskraft-Bremsschlupf-Kennfeld für einen Pkw-Luftreifen bei verschiedenen Radlasten

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 2-43** verdeutlicht diesen Zusammenhang.

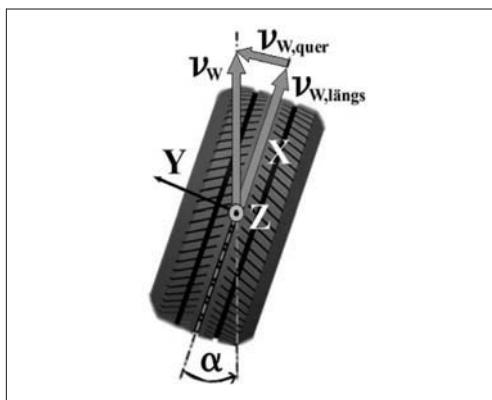


Bild 2-43: Definition des Schräglauwinkels α

Ähnlich Längs- und Umfangsschlupf kann auch ein Querschlupf S_α definiert werden: Diese durch die Seitenkrafeinwirkung 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 Schubspannungswerteilung in der Reifenaufstandsfläche mit der zum Kraftaufbau der Radumfangskraft $F_{X,W}$ verglichen werden. **Bild 2-44** skizziert die Profilstollenverformung bei Einwirken einer Seitenkraft $F_{Y,W}$ am rollenden Rad:

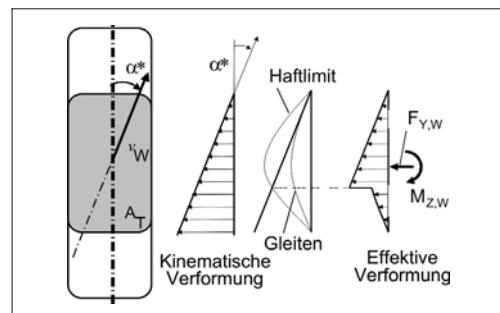


Bild 2-44: Profilverformung im Latsch bei Schräglau: Haft- und Gleitreibung [14]; die Profilverformung findet mit einem vom eigentlichen Schräglau α abweichenden Profilschräglauwinkel α^* statt [1, 3, 17, 19]

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 zwischen 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 Gummierwerkstoff des Stollens hervor. Der Profilstollen unterliegt Deformations- schlupf. 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, verlässt er den Haftbereich und 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 Profilstollenauflenkung kleiner als im Haftbereich. Summiert man die in der Reifenaufstandsfläche A_T bei einem unter Schräglauft 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 Schräglauftwinkel ($\alpha < 2$ bis 3°) 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 Schräglauftwinkel α ist linear. Bei zunehmendem Schräglauftwinkel 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 Schräglauftwinkeln wird daher zunehmend degressiv, bis er schließlich auf ein konstantes Niveau bei reinem Gleiten abfällt. Bild 2-45 zeigt ein typisches Kennlinienfeld für die Seitenkraft $F_{Y,W}$ und dem Schräglauftwinkel α für einen Pkw-Reifen.

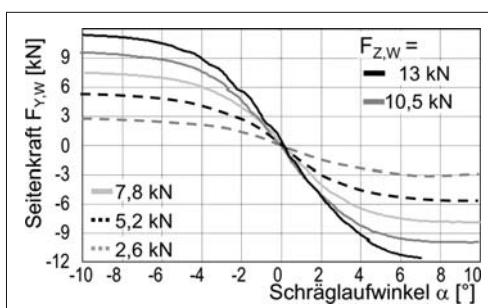


Bild 2-45: Seitenkraft-Schräglauftwinkel-Kennfeld für einen Pkw-Reifen bei verschiedenen Radlasten $F_{Z,W}$

Auf trockener Fahrbahn ist der Zusammenhang zwischen der Seitenkraft $F_{Y,W}$ und dem Schräglauftwinkel 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 Schräglauftwinkel α kann im linearen Bereich mit Hilfe der (radlastabhängigen) Schräglauftsteifigkeit c_α erfolgen:

$$c_\alpha = \left. \frac{d(F_{Y,W})}{d\alpha} \right|_{\alpha=0^\circ} \quad (2.83)$$

$$F_{Y,W} = c_\alpha \cdot \alpha \quad \text{mit } |\alpha| < 3^\circ \quad (2.84)$$

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 so genannten 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 Schräglauftwinkel 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.

$$n_T = \frac{M_{Z,W}}{F_{Z,W}} \quad (2.86)$$

Bild 2-46 zeigt das zum Seitenkraftkennfeld in Bild 2-45 gehörende Rückstellmoment $M_{Z,W}$ Schräglauftwinkel α Kennfeld für einen Pkw-Reifen. Der Kurvenverlauf des Rückstellmoments $M_{Z,W}$ hat ein ausgeprägtes Maximum bei ca. $\alpha = 3$ bis 6° Schräglauftwinkel.

Die weitere Zunahme der Seitenkraft $F_{Y,W}$ reicht nicht aus, um die Verkürzung des Reifennachlaufs n_T zu kompensieren. Bei sehr großen Schräglauftwinkeln α kann das Rückstellmoment das Vorzeichen wechseln und so zu einem Zustellmoment werden, welches das Bestreben hat, die Räder weiter einzuschlagen.

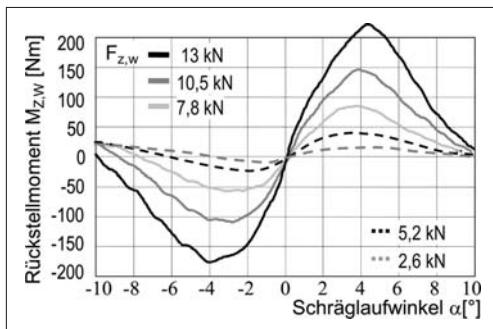


Bild 2-46: Rückststellmoment-Schräglauf-Kennfeld für einen Pkw-Reifen bei verschiedenen Radlasten $F_{Z,W}$

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 2-47**). 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_y . Beim geradeaus rollenden, gestürzten Rad liegt fast ausschließlich Deformationsschlupf und kein Gleiten vor. Die durch einen bestimmten Sturzwinkel γ erzeugbaren Seitenkräfte $F_{Y,W}$ sind bei Schräglauf α gleicher Größe für einen Pkw-Reifen ca. 5 bis 10-fach höher.

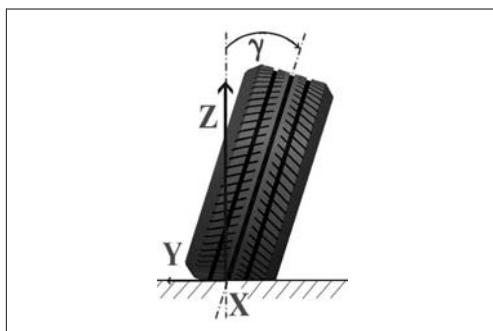


Bild 2-47: Definition des Sturzwinkels γ

Sturzseitenkräfte entstehen folgendermaßen: Bei Einfahrt 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 Straße verformt sich diese elastisch relativ zu den auf der Fahrbahn haftenden Profilkötzen. Es entsteht eine Schubspannungsverteilung $\tau_y(A)$, die immer symmetrisch zur Reifenhochachse ausgebildet ist. Summiert man die Schubspannungsverteilungen τ_y im Reifenlatsch A_T auf, so erhält man die Sturzseitenkraft $F_{Y,W}$:

$$F_{Y,W} = \int_{A_T} \tau_y(A) \cdot dA \quad (2.87)$$

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.

Wirken Schräglauf- und Sturzwinkel gleichzeitig, so müssen die aus beiden Einzeleffekten resultierenden Schubspannungsverteilungen τ_α und τ_y unter Berücksichtigung der maximal übertragbaren Schubspannung $\tau_{\max}(p_{\text{lokal}}, \mu_{\text{Haft}})$ superpositioniert werden. Die Bilder 2-48 und 2-49 zeigen den Einfluss der Radlast $F_{Z,W}$ auf ein Schräglauf-Seitenkraft-Kennfeld bei einem konstanten Reifensturzwinkel.

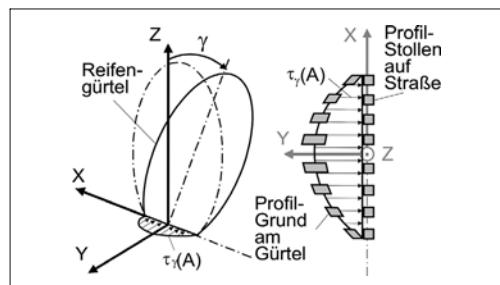


Bild 2-48: Profilstollenverformung $\tau_y(A)$ im Reifenlatsch A bei Sturzwinkel γ

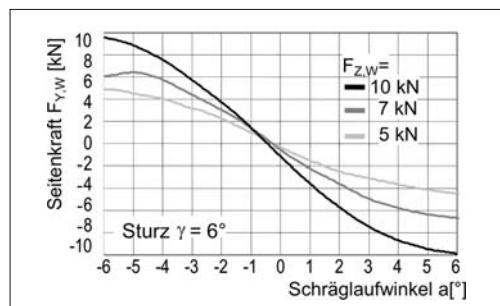


Bild 2-49: Seitenkraft-Schräglauf-Kennfeld für einen Pkw-Luftreifen bei verschiedenen Radlasten $F_{Z,W}$ und konstantem positivem Sturzwinkel γ

Die Seitenkraftkurven $F_{Y,W}$ werden in erster Näherung (Schräglaufwinkel im Bereich bis ca. $|\alpha| < 8^\circ$) durch Sturzeinfluss mit einem Kraftoffset versehenen. Gleiches gilt für das Rückstellmoment $M_{Z,W}$, hier jedoch für den gesamten Schräglaufwinkelbereich. Bei betragsmäßig großen Schräglaufwinkeln kann mit einem entsprechenden überlagerten Sturzwinkel (positiv bei negativem Schräglauf, negativ bei positivem Schräglauf) 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 2-50) [2].

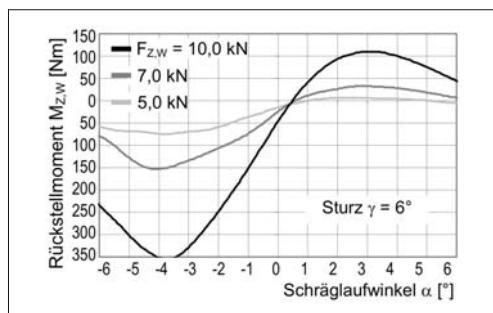


Bild 2-50: Rückstellmoment, Schräglauf-Kennfeld für einen Pkw-Luftreifen bei verschiedenen Radlasten $F_{Z,W}$ und konstantem positivem Sturzwinkel γ

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 (Schräglaufseitenkraft), τ_γ (Sturzeitenkraft) und τ_{Brems} bzw. τ_{Antrieb} (Umfangskräfte) unter Berücksichtigung der maximal übertragbaren Schubspannung $\tau_{\max}(p_{\text{lokal}}, \mu_{\text{Haf}})$ 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_{Haf} 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 2-51 gezeigten Kammschen Kreis verdeutlichen.

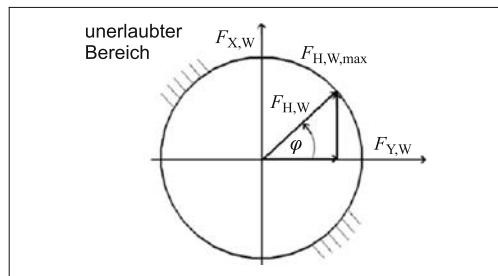


Bild 2-51: Kombinierter Längs- und Querschlupf (Kammscher Kreis) [3, 19]

Der Kammsche Kreis kann dabei als Einhüllende der Längskraft/Querkraft-Kennlinien bei kombiniertem Schlupfzustand verstanden werden. Diese Reifenkennlinien werden bei Bremsversuchen mit konstantem Schräglaufwinkel α ermittelt (Bild 2-53). Trägt man die Seitenkräfte $F_{Y,W}$ aus dem in Bild 2-52 über den Umfangskräften $F_{X,W}$ auf, ergibt sich das Diagramm nach Krempel (Bild 2-53). Zeichnet man eine Einhüllende um die Kraftkennlinien ein, ergibt sich der Kammsche Kreis $F_{H,W,max}$ aus Bild 2-51.

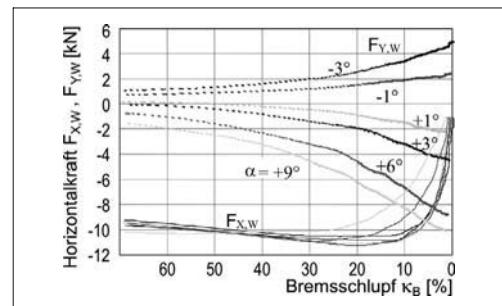


Bild 2-52: Kombinierter Längs- und Querschlupf: Umfangskräfte $F_{X,W}$ und Seitenkräfte $F_{Y,W}$ bei verschiedenen konstanten Schräglaufwinkeln α in Abhängigkeit des Längsschlups κ bei konstanter Radlast $F_{Z,W}$

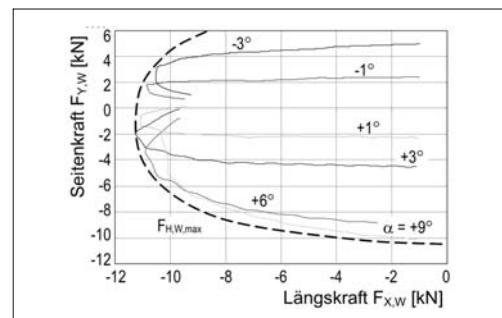


Bild 2-53: Kombinierte Längskräfte $F_{X,W}$ und Querkräfte $F_{Y,W}$ mit Einhüllender zur Darstellung der maximal übertragbaren horizontalen Kraft $F_{H,W,max}$ in der Reifenaufstandsfläche

Transientes Reifenverhalten

Die zuvor angestellten Betrachtungen zum Reifenkraft-Übertragungsverhalten gelten genau genommen nur für stationäre bzw. quasistationäre Fälle in denen die Größen Schräglauf, Sturz, Umfangsschlupf sowie Reifenkräfte und Momente zeitlich konstant bleiben bzw. sich nur mit geringer Geschwindigkeit ändern. Bei Untersuchung dynamischer Vorgänge im Reifenlatsch (z.B. Lenkwinkel- bzw. Schräglauwinkel sprung, ABS-Bremsung), bei denen sich der Schräglau $\alpha(t)$ 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 zeitlich 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:

- ♦ Schräglauwinkelsteifigkeit 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 geforderten Reifenkraft aufzubauen.

Bei Vorgabe eines Schräglauwinkelwinkelsprungs $\alpha_0(t)$ gemäß Bild 2-54 für die Differenzialgleichung in Gl. (2.87) antwortet ein Reifen mit der Schräglauwinkelsteifigkeit c_α und der Einlauflänge σ_α bei einer Fahrgeschwindigkeit v_x mit einem Kraftaufbau $F_{Y,W}(t)$, der sich durch eine exp-Funktion beschreiben lässt:

$$F_{Y,W}(t) = c_\alpha \cdot \alpha_0 \cdot \left(1 - e^{-(v_x \cdot t / \sigma_\alpha)} \right) \quad (2.92)$$

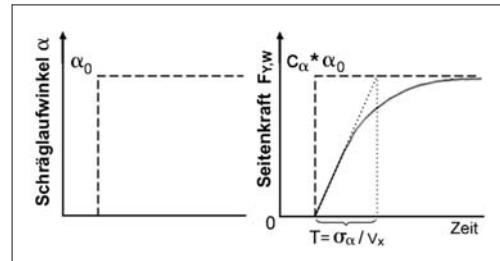


Bild 2-54: Zeitverlauf der Seitenkraft $F_{Y,W}$ bei Schräglauwinkelwinkelsprungvorgabe α

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 $F_{Z,W}$, Schräglauwinkel α , Sturzwinkel γ , Umfangsschlupf κ und Fülldruck p_T bis hin zu Einflüssen wie Reiftemperatur θ_T , Profiltiefe und -gestaltung, Fahrbahnbeschaffenheit und Reibwert μ sowie Rollgeschwindigkeit v_W ist die detaillierte Abbildung der Reifen Eigenschaften 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 Schräglau-, 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:

$$F_{Z,W} = c_T \cdot s_T \quad (2.93)$$

$$F_{Y,W} = c_\alpha \cdot \alpha + c_\gamma \cdot \gamma \quad (2.94)$$

$$F_{X,W} = c_\kappa \cdot \kappa + k_R \cdot F_{Z,W} \quad (2.95)$$

$$M_{Z,W} = c_{Mz,\alpha} \cdot \alpha + c_{Mz,\gamma} \cdot \gamma \quad (2.96)$$

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.

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 Reifekennfelder auf allen denkbaren Fahrbahntypen, Reibwertzuständen und bei allen möglichen Reifenfülldrücken messtechnisch zu erfassen und in Kennfeldern abzulegen. Aus diesem Grunde bedient man sich bei simulationstechnischen Fahrdynamikuntersuchungen so genannter Reifenmodelle (Bild 2-55), die sich je nach Anwendungsfall (z.B. Berechnung des Eigenlenkverhaltens oder Bestimmung von Betriebslasten) in verschiedenen Detaillierungsgraden und Komplexitäten voneinander unterscheiden.

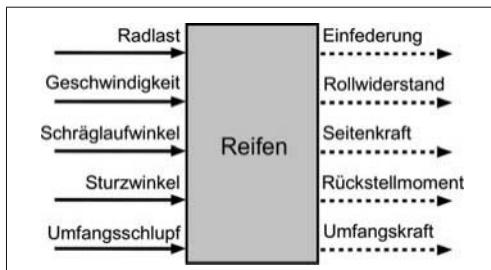


Bild 2-55: Modellierung des Reifenverhaltens: Ein- und Ausgangsgrößen

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 , Schräglauftwinkel α und Sturz γ die entsprechenden Reifenkräfte und Momente realistisch berechnen kann (Bild 2-56). 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.

Die „einfachsten“ Reifenmodelle berechnen die Reifenkräfte auf Basis von linearen „Steifigkeiten“ und Beiwerten. Die Gln. (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 Reifenummessenungen angepasst werden müssen. Die Parameter stehen dabei im Allgemeinen nicht für die physikalische Reifeneigenschaften sondern sind eher abstrakter Natur. Je größer der durchgeführte Messumfang, desto höher die Genauigkeit des Reifenmodells, da auch hier die Extrapolationseigenschaften begrenzt sind.

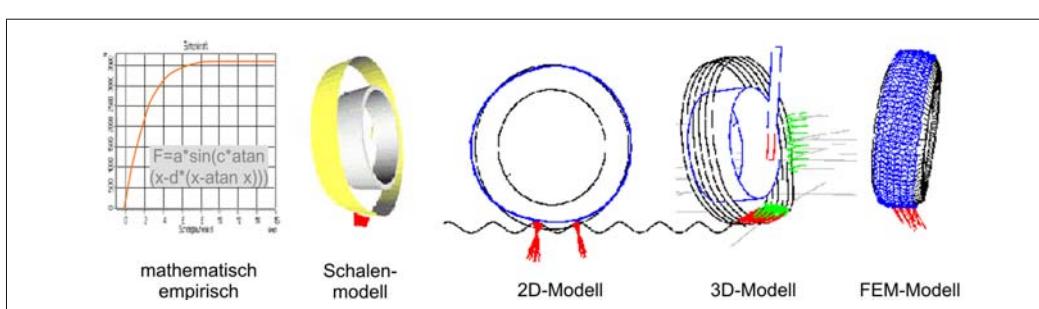


Bild 2-56: Modellierungsansätze zur simulationstechnischen Abbildung des Reifenverhaltens [20]

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 Fahrzeugeifen berechnen zu können, ist ein zunehmender 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 Starrkörpermoden 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 [20] 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-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;

- ♦ **TYDEX-W:** Ursprung in Radmitte, schwenkt bei Schräglauf mit, bleibt bei Sturz senkrecht zur Fahrbahn.

2.3 Längsdynamik

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 Gesamtbremsskraft auf Vorder- und Hinterachse gemäß einer Bremskraftverteilung aufgeteilt, so dass die Umfangskräfte an allen Rädern angreifen. Beim Antreiben 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 Vertikal- und 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 Antreiben und Bremsen führen im Allgemeinen zu einer Nickbewegung des Aufbaus, die allerdings durch geeignete Maßnahmen im Bereich der Fahrwerkkinematik abgeschwächt bzw. gar kompensiert werden kann. Diese Maßnahmen werden als Anfahr- bzw. Bremsnickausgleich bezeichnet (s. Abschnitt 1.3.3.3).

2.3.1.1 Bremsnickausgleich

Beim Bremsen greift die Trägheitskraft im Gesamtschwerpunkt an und zeigt in Fahrtrichtung nach vorn.

$$F_{\text{Träg}} = m \cdot a_y \quad (2.97)$$

Diese Trägheitskraft resultiert aus der Summe der wirksamen Bremskräfte in Umfangsrichtung am Reifenlatsch.

$$F_{\text{Träg}} = F_{\text{Brems,ges}} = F_{\text{Brems,v}} + F_{\text{Brems,h}} \quad (2.98)$$

Die Bremskräfte stehen im Verhältnis der Bremskraftverteilung zueinander, die bei älteren Fahrzeugen starr durch die Querschnittsverhältnisse im Bremskraftverteiler 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 Bremskräften 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 2-57**).

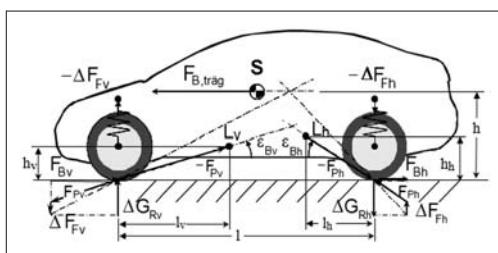


Bild 2-57: Kräfteplan beim Bremsen

Die Resultierende aus Bremskraft 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_F 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 an. [15]

$$X \cdot \Delta G_v \cdot l_v = F_{\text{Bv}} \cdot h_v \quad (2.102)$$

$$X = \frac{F_{\text{Bv}}}{\Delta G_v} \cdot \frac{h_v}{l_v} = \frac{\tan(\epsilon_{\text{ tats}})}{\tan(\epsilon_{\text{ opt}})} \cdot 100\% \quad (2.103)$$

Eine analoge Berechnung gilt für die Hinterachse.

Für den Bremsnickausgleich X werden also der tatsächlich sowie der optimale Bremsabstützwinkel in Relation gesetzt. Der optimale Bremsabstützwinkel ist dabei eine Größe, die über Fahrzeugparameter charakterisiert wird, während der tatsächlich Bremsabstützwinkel einen kinematischen Kennwert einer Achse darstellt.

2.3.1.2 Anfahrnickausgleich

Für das Anfahren gelten prinzipiell die gleichen Betrachtungen 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 Anfahren kein Moment in den Radträger eingeleitet.

Bei der Kräftebilanz analog zu **Bild 2-57** wird dem Rechnung getragen, indem das Kräftepaar in den Radaufstandspunkt verschoben wird. Das am Reifenlatsch entstehende Antriebsmoment wird nicht am Radträger abgestützt, so dass die Fahrwerkkomponenten nur die horizontalen Kraftanteile abzustützen haben [15].

Somit wird zunächst über die globale Kräftebilanz des Fahrzeugs die Wirkungslinie der resultierenden Kraft aus Antriebskraft und Radlastdifferenz berechnet. Diese Wirkungslinie wird in den Radmittelpunkt verschoben. Von dort aus finden die gleichen Betrachtungen wie beim Bremsvorgang statt. Der Winkel zwischen der Wirkungslinie der Resultierenden und der Fahrbahn wird als optimaler Anfahrbabstützwinkel bezeichnet und kann über die Fahrzeugdaten berechnet werden, wobei analog zur Bremskraftverteilung die Verteilung des Anfahrmomentes auf Vorder- und Hinterachse bekannt sein muss.

$$\tan(\epsilon_{\text{An,opt,v}}) = \frac{h}{l} \cdot \left(1 + \frac{1}{M_{\text{An,v}} / M_{\text{An,h}}} \right) \quad (2.104)$$

$$\tan(\epsilon_{\text{An,opt,h}}) = \frac{h}{l} \cdot \left(1 + M_{\text{An,v}} / M_{\text{An,h}} \right) \quad (2.105)$$

Auch beim Anfahrvorgang kann ein Momentengleichgewicht um den tatsächlichen Längspol aufgestellt werden, womit sich der Anteil des Anfahrnick-

ausgleichs 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.

$$X_v = \frac{\tan(\varepsilon_{An,tats,v})}{\tan(\varepsilon_{An,opt,v})} \cdot 100\% \quad (2.106)$$

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 [21]. 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 Gaspedal verlässt bzw. dieses ruckartig drosselt. 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. Besondere Bedeutung kommt diesem Lastwechsel bei Kurvenfahrt zu, was in Abschnitt 2.6.1 erläutert wird.

Wie beschrieben, verursacht ein Brems- oder Beschleunigungs vorgang Federbewegungen an der Vorder- 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 Fahrzeugschwingungssystem. Ziele einer gelungenen Vertikaldynamik sind unter anderem geringe Aufbaubeschleunigungen, geringe Wank- und Nickbewegungen, geringe dynamische Radlastschwankungen sowie ein beladungsunabhängiges Fahrzeugschwingungsverhalten [4].

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 Schwingungslehre 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 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 detailliert dargestellt. Allen Aufbaufedern ist gemeinsam, dass sich abhängig von der Einfederung Δz eine rückstellende Federkraft F_{Feder} ergibt [15] (Bild 2-58).

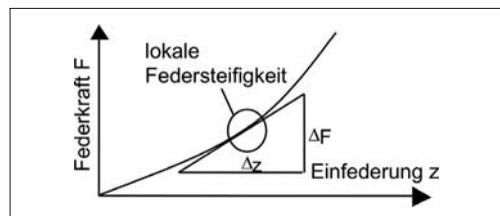


Bild 2-58: Definition der Federsteifigkeit c_{Feder} (Gl. 2.107)

Aus dieser Darstellung lässt sich die Federkonstante ableiten. Ist der Federkraftverlauf nicht linear, ist die Federkonstante nur für den jeweiligen Arbeitspunkt gültig 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 nichtlineare 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 Zusammendrückung der Aufbaufeder Δf bei Einzelradaufhängungen ein Übersetzungsverhältnis i :

$$i = \frac{\Delta f}{\Delta z_R} \quad (2.109)$$

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 Übersetzungsverhältnisse 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 [15]:

$$\begin{aligned} c_{\text{radbezogen}} &= \frac{dF_R}{dz_R} = \frac{d(F_F \cdot i)}{dz_R} \\ &= \frac{dF_F}{dz_R} \cdot i + \frac{di}{dz_R} \cdot F_F \\ &= \frac{dF_F}{df} \cdot \frac{df}{dz_R} \cdot i + \frac{di}{dz_R} \cdot F_F \\ &= c \cdot i^2 + \frac{di}{dz_R} \cdot F_F \end{aligned} \quad (2.111)$$

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.

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (2.112)$$

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, so dass 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 [15].

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{c \cdot g}{(p - p_a) \cdot A}} \quad (2.113)$$

Mit

$$c(f) = A \cdot n \cdot p(f) \cdot \frac{l}{h_{\text{th}}} \quad (2.114)$$

und der theoretischen Federhöhe

$$h_{\text{th}} = \frac{V(f)}{A} \quad (2.115)$$

ergibt sich

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g \cdot n \cdot p}{h_{th} \cdot (p - p_a)}} \quad (2.116)$$

Bei verhältnismäßig kleinen Federdurchmessern wird $p \gg p_a$, so dass die Eigenfrequenz nur durch konstante Ausdrücke beschrieben wird:

$$\omega_c \approx \sqrt{\frac{g \cdot n}{h_{th}}} \quad (2.117)$$

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 2-59. Der Abschnitt 3.5 enthält detaillierte Informationen über die Feder.

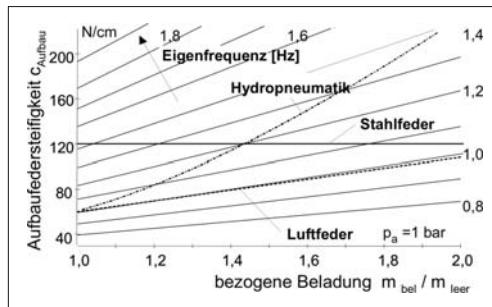


Bild 2-59: Vergleich der Eigenfrequenzen verschiedener Federn [15]

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 2-60).

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.

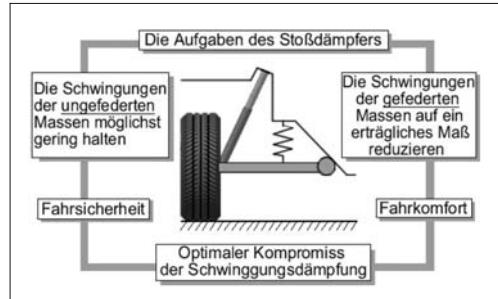


Bild 2-60: Aufgaben des Stoßdämpfers [15]

Schwingungsdämpfer oder auch Stoßdämpfer unterscheiden sich grundsätzlich durch die Art der Reibung, die die Umwandlung von Schwingungsenergie in Wärme bewirkt (Bild 2-61).

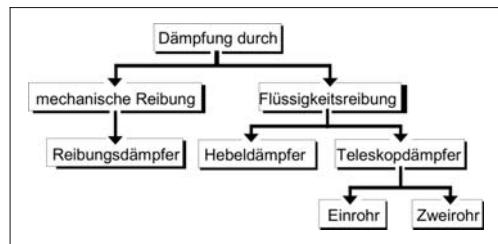


Bild 2-61: Verschiedene physikalische Dämpfungsmöglichkeiten [15]

Die unterschiedlichen Dämpferkonzepte und -bauarten werden im Abschnitt 3.6 detailliert erläutert.

Dämpferkonstante

Wie ein Federelement aus Abschnitt 2.4.1 werden Dämpfer in die Radführung integriert und stützen sich zumeist zwischen einem Fahrwerkelement 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 Dämpfereigenschaft 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 [15]. 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 [15].

Da die Beschreibung stochastischer Unebenheitsanregungen bis hin zur spektralen Leistungsdichte leider nur wenig anschaulich ist, wird zunächst die generelle Vorgehensweise dargestellt.

2.4.3.1 Harmonische Anregungen

Geht man im einfachsten Fall von einem harmonischen (sinusförmigen) Unebenheitsverlauf aus, bei dem die Fahrbahnunebenheiten mit der Amplitude \hat{h} in gleichen Abständen L aufeinander folgen, so ergibt sich ein Unebenheitsverlauf gemäß Bild 2-63.

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

$$h(x) = \hat{h} \cdot \sin(\Omega x) = \hat{h} \cdot e^{j\Omega x} \quad (2.120)$$

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.



Bild 2-62: Schrittweise Herleitung der Beschreibung von Fahrbahnunebenheiten

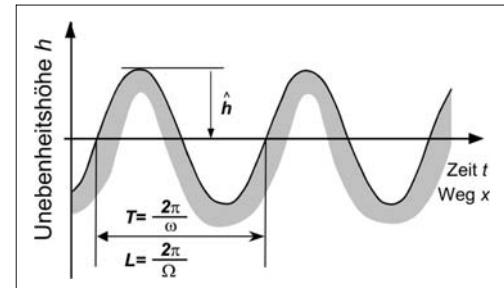


Bild 2-63: Sinusförmiger Unebenheitsverlauf [15]

In komplexer Schreibweise ergibt sich:

$$h(t) = \hat{h} \cdot \sin(\omega t) = \hat{h} \cdot e^{j\omega t} \quad (2.122)$$

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 2-64 [15].

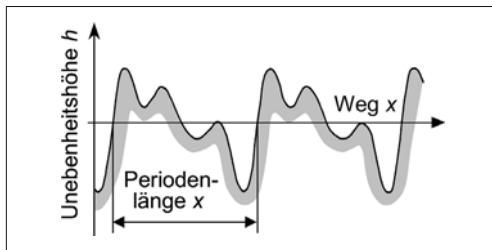


Bild 2-64: Periodischer Unebenheitsverlauf [15]

Solche periodische Anregungsfunktionen lassen sich als Summe einzelner Sinusschwingungen beschreiben. Diese wird als Fourier-Reihe bezeichnet. Die wegabhängige Unebenheitsfunktion lautet nach [2].

$$\begin{aligned} h(x) &= h_0 + \hat{h}_1 \cdot \sin(\Omega x + \varepsilon_1) \\ &\quad + \hat{h}_2 \cdot \sin(2\Omega x + \varepsilon_2) + \dots \\ &\quad + \hat{h}_k \cdot \sin(k\Omega x + \varepsilon_k) + \dots \end{aligned} \quad (2.126)$$

Zusammengefasst ergibt sich:

$$h(x) = h_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \hat{h}_k \cdot \sin(\Omega x + \varepsilon_k) \quad (2.127)$$

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
- ε_k Phasenverschiebung
- $\Omega = \pi / X$, $\omega = v \cdot \Omega$
- X Periodenlänge

Die Erregungen durch periodische Fahrbahnunebenheiten können auch in komplexer Schreibweise formuliert werden [13].

$$h(x) = \sum_{k=1}^{\infty} \hat{h}_k \cdot e^{jk\Omega x} \quad (2.130)$$

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 2-65 [15].

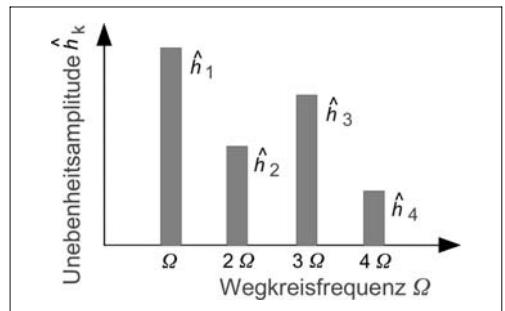


Bild 2-65: Amplitudenspektrum eines periodischen Unebenheitsverlaufs [15]

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 X 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 [22].

$$h(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} \underline{h}(\Omega) \cdot e^{j\Omega x} d\Omega \quad (2.132)$$

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) [13].

$$\begin{aligned} h(t) &= \int_{-\infty}^{+\infty} \hat{h}(\Omega) \cdot e^{j\omega t} d\Omega \\ &= \int_{-\infty}^{+\infty} \hat{h}(\Omega) \cdot e^{j\omega t} \cdot \frac{1}{v} d\omega \quad (2.134) \\ &= \int_{-\infty}^{+\infty} \hat{h}(\omega) \cdot e^{j\omega t} d\omega \end{aligned}$$

Daraus sind folgende Zusammenhänge ersichtlich:

$$\underline{h}(\Omega) d\Omega = \hat{h}(\omega) d\omega \quad (2.135)$$

$$\hat{h}(\omega) = \frac{1}{v} \cdot \underline{h}(\Omega) \quad (2.136)$$

Es ist also wichtig, dass zwischen dem wegfrequenz-abhängigen Spektrum und dem zeiftfrequenz-abhängigen 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 wegfrequenzabhängig zu definieren, da ansonsten Aussagen über die Fahrgeschwindigkeit enthalten sind. Es gilt analog [13]:

$$\Phi_h(\Omega) = \lim_{X \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{X} (\hat{h}(\Omega))^2 \quad (2.140)$$

$$\hat{h}(\omega) = \frac{1}{v} \cdot \hat{h}(\Omega) \quad (2.141)$$

$$X = v \cdot T \quad (2.142)$$

Eingesetzt in Gl. (2.140) ist ersichtlich, dass zwischen der wegfrequenzabhängigen sowie der zeitabhängigen spektralen Leistungsdichte der folgende Zusammenhang gilt (**Bild 2-66**):

$$\Phi_h(\Omega) = v \cdot \Phi_h(\omega) \quad (2.143)$$

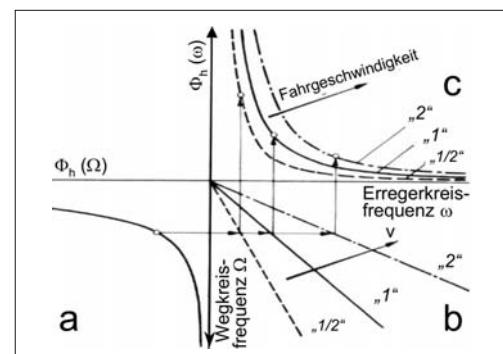


Bild 2-66: Zusammenhang zwischen weg- und zeitabhängiger spektraler Leistungsdichte [2]

Die wegfrequenzabhängige spektrale Dichte (a) kann anhand verschiedener Fahrgeschwindigkeiten (b) in die zeitfrequenzabhängige spektrale Dichte (c) überführt werden. Diese ist dann abhängig von der Erregerkreisfrequenz sowie der Fahrgeschwindigkeit.

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 2-67**).

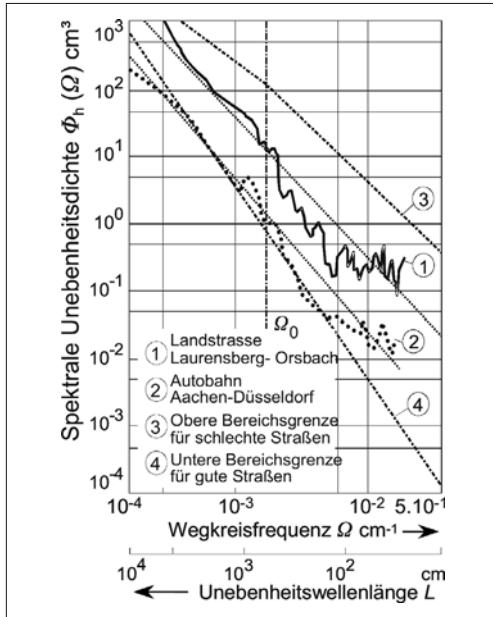


Bild 2-67: Spektrale Leistungsdichte der Unebenheiten in Abhängigkeit von der Wegkreisfrequenz für eine Landstraße und eine Autobahn [15]

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:

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} \quad (2.144)$$

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 [15]. 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 synonyme 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 [23]. 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 2-68** zeigt den Zusammenhang für den Verlauf der spektralen Dichte bei einer Zunahme des Unebenheitsgrades $\Phi_h(\Omega_0)$ bzw. der Welligkeit w .

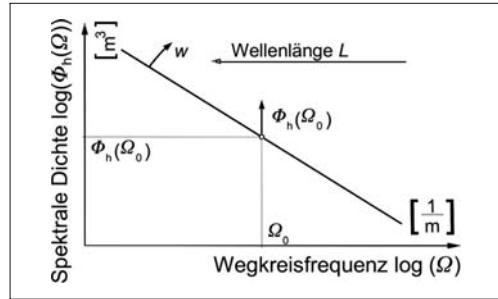


Bild 2-68: Vereinfachte Darstellung der spektralen Leistungsdichte in Abhängigkeit von der Wegkreisfrequenz [15]

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 [24].

2.4.4 Reifen als Feder- und Dämpferelement

Ein weiteres Element der im Folgenden beschriebenen Ersatzmodelle für schwingungstechnische Untersuchungen ist der Reifen als erstes Verbindungsglied zwischen Fahrzeug und Fahrbahn. Durch den Reifen werden alle vertikalen und horizontalen Kräfte zur Fahrbahn übertragen. Bodenunebenheiten der Fahrbahn werden über den Reifen in das Fahrzeugsystem induziert. Die Rad/Reifen-Kombination weist selbstverständlich als Schwingkörper Feder- und Dämpfungseigenschaften auf und ist sowohl masse- als auch trägheitsbehaftet. Detaillierte Erläuterungen zu diesen Eigenschaften befinden sich in Abschnitten 2.2 und 3.9.

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 2-69**. Die Masse entspricht der des Anteils der Aufbaumasse, der auf das betrachtete Fahrzeugrad entfällt. Die Achsmasse ist mit dem Aufbau ungefedert verbunden. Die Federung – z.B. bei Baumaschinen oder Muldenkipfern – wird vom Reifen übernommen. Als Dämpfung wirkt lediglich die Reifendämpfung [15].

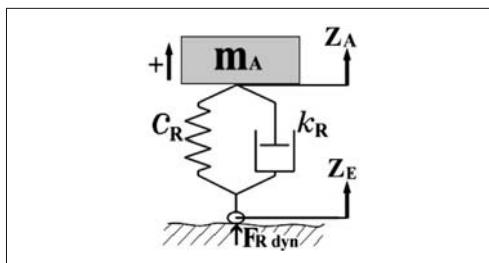


Bild 2-69: Einmassen-Federungsmodell [15]

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 Fußpunktregung z_E , d.h. durch Lösung des homogenen Teiles dieser Differentialgleichung mittels des Ansatzes $z = z_0 \cdot e^{\alpha t}$ 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) [15].

Verwendet man als Anregungssignal z_E einen Gleit-sinus (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:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_E(t) &= -\omega^2 \cdot z_E(t) \\ \ddot{z}_A(t) &= -\omega^2 \cdot z_A(t) \end{aligned} \quad (2.151)$$

$$\frac{z_A(t)}{z_E(t)} = \frac{\ddot{z}_A(t)}{\ddot{z}_E(t)} \quad (2.152)$$

Die Vergrößerungsfunktion des Einmassen-Federungsmodells ist im **Bild 2-70** für beispielhafte Reifendaten aufgetragen.

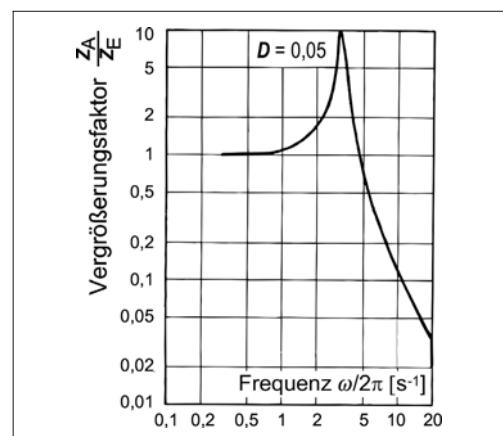


Bild 2-70: Vergrößerungsfunktion des Einmassen-Federungsmodells [15]

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 [15].

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 2-71**. Das System besteht aus der anteiligen Aufbaumasse, einer Rad- bzw. Achsmasse, den Aufbaufedern und -dämpfern sowie der Reifenfederung und -dämpfung [15].

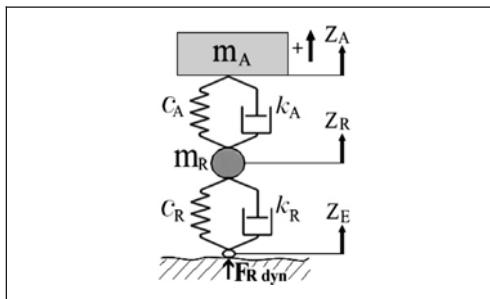


Bild 2-71: Zweimassen-Federungsmodell [15]

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 Aufbaufederung bzw. die Aufbaudämpfung miteinander gekoppelt. Zur näherungsweisen Bestimmung der beiden Eigenkreisfrequenzen ω_e und Dämpfungen D soll die Kopplung der beiden Differentialgleichungen vernachlässigt werden, so dass nur die homogenen Teile der Differentialgleichungen betrachtet werden [15]. 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 Gln. (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 [15]. 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 [15].

2.4.5.3 Erweiterung um Sitzfederung

Eine Erweiterung des bisher betrachteten Zweimassen-Ersatzsystems um die Sitzfederung führt zu einem Dreimassen-Ersatzsystem (**Bild 2-72**).

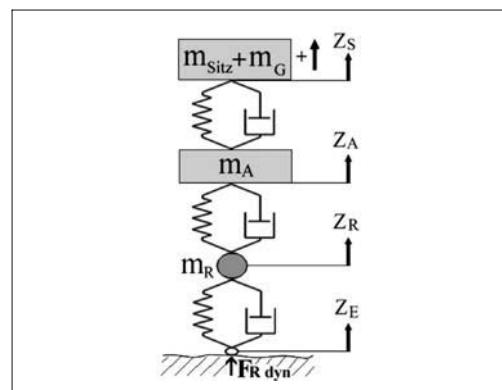


Bild 2-72: Struktur eines Dreimassen-Federungsmodells [15]

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. [15]

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 zweiachsigem Fahrzeugs mit starrem Aufbau, d.h. um einen biegesteifen Balken, Bild 2-73 [15].

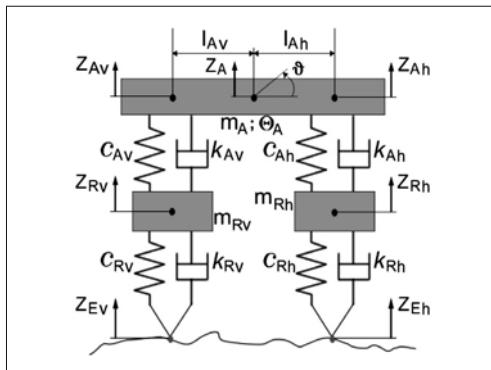


Bild 2-73: Einspur-Federungsmodell [15]

Zunächst müssen wieder die Differentialgleichungen formuliert werden. Das Einspur-Federungsmodell für ein zweiachsiges Fahrzeug nach Bild 2-73 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 ϑ 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 Differentialgleichungen die Eigenkreisfrequenzen und Dämpfungsmaße angeben, falls die Kopplung der Differentialgleichungen vernachlässigt wird. Man geht also von der Vorstellung aus, dass alle Freiheitsgrade – bis auf den betreffenden – blockiert sind [15].

Tabelle 2-6: Übersicht über verschiedene Eigenfrequenzen und Dämpfungsmaße [15]

	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	$\sqrt{\frac{c_{Av}}{m_{Av}}}$	$\frac{k_{Av}}{2\sqrt{m_{Av} \cdot c_{Av}}}$
Aufbau hinten	$\sqrt{\frac{c_{Ah}}{m_{Ah}}}$	$\frac{k_{Ah}}{2\sqrt{m_{Ah} \cdot c_{Ah}}}$
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	$\sqrt{\frac{c_{Ah} + c_{Rh}}{m_{Rh}}}$	$\frac{k_{Ah} + k_{Rh}}{2\sqrt{m_{Rh} \cdot (c_{Ah} + c_{Rh})}}$

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) [15].

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 der Fahrbahn ab [15].

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, Rollen) 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 2-74** zeigt das Lkw-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 2-75** werden die Kräfte eingezeichnet, die bei Kurvenfahrt bzw. 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 zunächst vernachlässigt. Demnach gilt für das Wankmoment

$$M_\varphi = F_{\text{Flieh},A} \cdot \Delta h \cdot \cos(\varphi) + m_A \cdot g \cdot h \cdot \sin(\varphi) \quad (2.170)$$

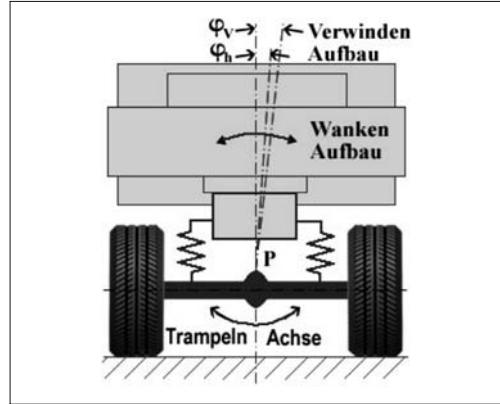


Bild 2-74: Zweispur-Federungsmodell [15].

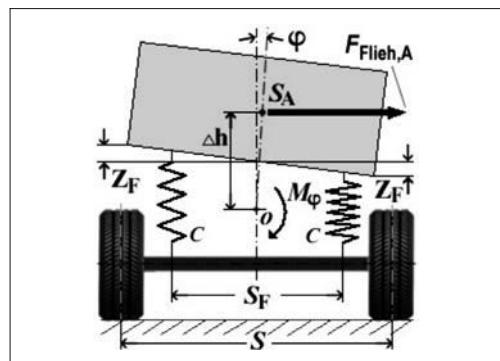


Bild 2-75: Kräfteplan des Zweispurmodells unter Querbeschleunigung [15]

Die Auslenkung des Schwerpunkts bei einem Wankwinkel wird ebenfalls vernachlässigt, da die Auslenkung vor allem bei Pkw sehr gering ist ($\cos(\varphi) \approx 1$). Daher wird vereinfachend von folgendem Wankmoment ausgegangen [15]:

$$M_\varphi = F_{\text{Flieh},A} \cdot \Delta h \quad (2.171)$$

Dieses Wankmoment ist über die Aufbaufederung (vorn und hinten) abzustützen. Es wird folgendes Momentengleichgewicht aufgestellt.

$$F_{\text{Flieh},A} \cdot \Delta h = 2 \cdot \frac{s_{Fv}}{2} \cdot c_{Av} \cdot f_{Fv} + 2 \cdot \frac{s_{Fh}}{2} \cdot c_{Ah} \cdot f_{Fh} \quad (2.172)$$

Die jeweilige Federspurweite (lateraler Abstand zwischen den Federanlenkpunkten) wird als s_F bezeichnet, die jeweiligen Federwege als f_F .

Zwischen den Federwegen und dem Wankwinkel 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 Wankwinkel φ

$$\varphi = \frac{2 \cdot \Delta h}{c_{Av} \cdot s_{Fv}^2 + c_{Ah} \cdot s_{Fh}^2} \cdot F_{Flieh,A} \quad (2.174)$$

Der Wankwinkel hängt damit von den Aufbaufedersteifigkeiten und insbesondere quadratisch von den Federpurweiten ab. Da der Wankwinkel bei Kurvenfahrt möglichst klein zu halten ist, sollten die Federpurweiten 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 2-76**). Die Enden des Stabilisators sind ggf. über Verbindungselemente mit dem linken und rechten Teil der Radaufhängung verbunden, **Bild 2-77**.

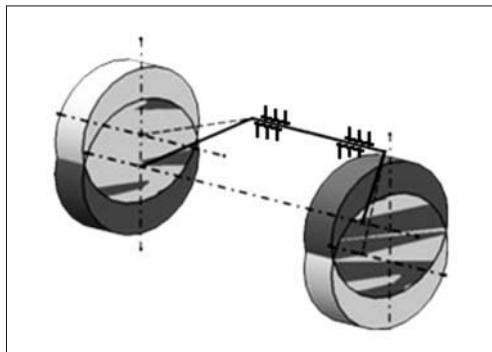


Bild 2-76: Prinzip eines Stabilisators [15]



Bild 2-77: Stabilisatorausführung (Audi A4, Baujahr 2000)

Bei einer gleichsinnigen Einfederbewegung bewegt sich der Stabilisator passiv und ohne Wirkung mit. Kommt es zu gegensinnigen Federbewegungen an der 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 entgegen und reduziert damit den Wankwinkel.

Die Stabilisatorsteifigkeit kann auf die Spurweite des Fahrzeugs bezogen werden oder aber mit einer so genannten Stabilisatorpurweite verknüpft werden.

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:

$$\varphi = \frac{2 \cdot \Delta h \cdot F_{Flieh,A}}{c_{Av} \cdot s_{Fv}^2 + c_{Ah} \cdot s_{Fh}^2 + c_{Stab,v} \cdot s_{Stab,v}^2 + c_{Stab,h} \cdot s_{Stab,h}^2} \quad (2.175)$$

Der Einsatz eines Stabilisators hat neben der Reduzierung des Wankwinkels einen weiteren, entscheidenden Einfluss auf die Fahrdynamik. Mit einer gezielten Aufteilung der Wankabstützung zwischen Vorder- und Hinterachse kann das so genannte 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, so dass 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 2-78**). Bei diesem Modell wird erforderlich, zwei einzelne Gleichungen für den Wankwinkel aufzustellen.

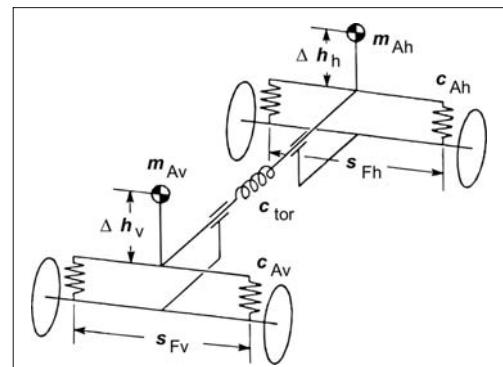


Bild 2-78: Zweispurmodell bei torsionsweichem Rahmen [15]

$$m_{Av} \cdot a_y \cdot \Delta h_v = \varphi_v \cdot \frac{s_{Fv}^2}{2} \cdot c_{Av} + (\varphi_v - \varphi_h) \cdot c_{tor} \quad (2.176)$$

$$m_{Ah} \cdot a_y \cdot \Delta h_h = \varphi_v \cdot \frac{s_{Fh}^2}{2} \cdot c_{Ah} + (\varphi_h - \varphi_v) \cdot c_{tor} \quad (2.177)$$

2.4.6 Parametervariation

Die bisher hergeleiteten Zusammenhänge aus den Federungsmodellen 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 [15]. Die Aufbaubeschleunigung gilt als Maß für den Insassenskomfort bzw. für die Ladegutbeanspruchung und ist auch ohne den Detaillierungsgrad 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 2-79).

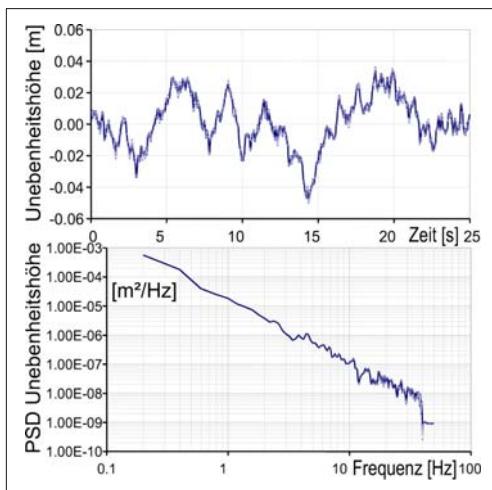


Bild 2-79: Synthetisches Fahrbahnsignal mit dem Unebenheitsgrad $AUN = 3,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ sowie der Welligkeit $w = 2,14$ [15]

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 jeweiligen Linien für Aufbau, Straße und Rad vertikal verschoben (Bild 2-80).

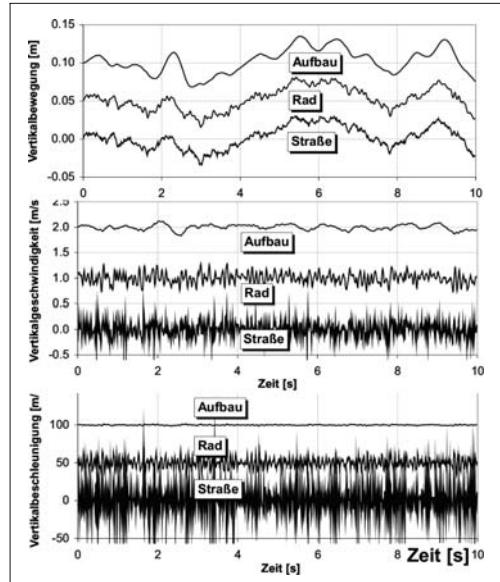


Bild 2-80: Wege, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen von Straße, Rad und Aufbau der Ausgangsviante [15]

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 Be-dämpfung 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 Resonanz-

höhung 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 2-81**).

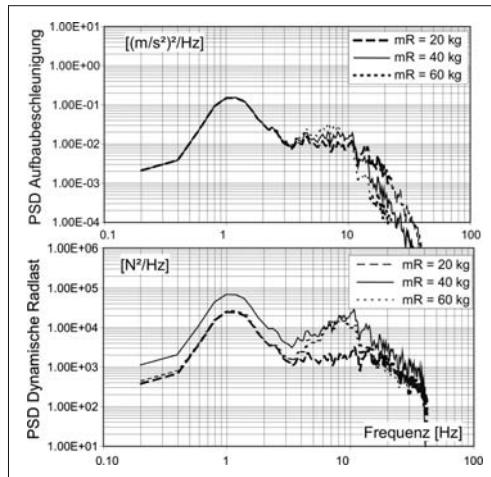


Bild 2-81: Parametervariation mit unterschiedlicher Radmasse (Variante 1) [15]

Variation der Reifensteifigkeit c_R (Variante 2)

In dieser Variante wird der Einfluss verschiedener Reifenfedersteifigkeiten untersucht.

Wie die Ergebnisse in **Bild 2-82** zeigen, hat diese Variation ebenfalls keine Auswirkung auf die Aufbau-eigenfrequenz und die Aufbauresonanzheröhung.

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 [15].

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 2-83** wird die Federkonstante der Aufbaufeder variiert. Bei weicherer Aufbaufeder verringert sich die Aufbaueigenfrequenz und als Folge vergrößert sich die relative Dämpfung; Aufbaubeschleunigung und bezogene dynamische Radlast werden kleiner.

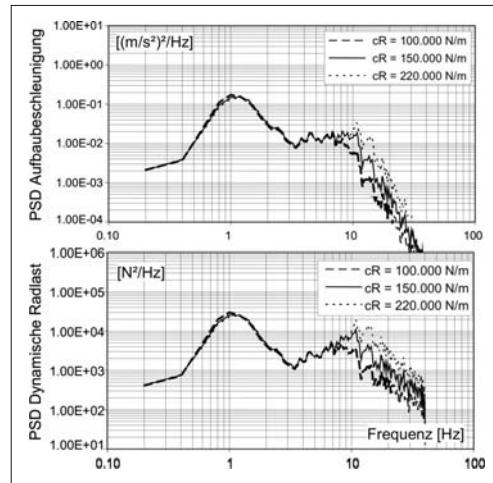


Bild 2-82: Parametervariation mit unterschiedlichen Reifenfedersteifigkeiten (Variante 2) [15]

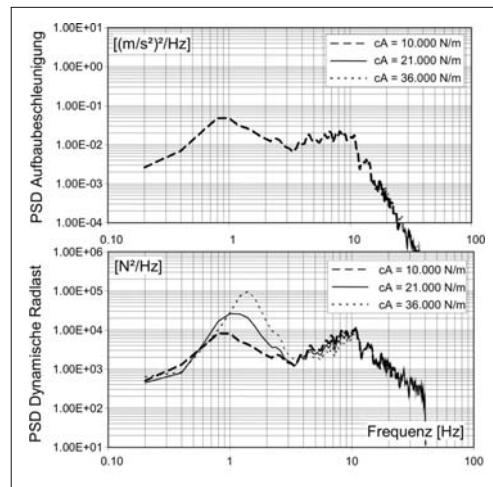


Bild 2-83: Parametervariation mit unterschiedlicher Aufbaufedersteifigkeit (Variante 3) [15]

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, so dass 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)

Die Variation der Aufbaudämpfung führt zu unterschiedlichen Veränderungen. Im Bereich der Aufbau-eigenfrequenz 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 außerhalb der Eigenfrequenzen eine Anhebung des Niveaus der Aufbaubeschleunigung sowie der dynamischen Radlaständerung. Hier wirkt sich ein weicher Aufbaudämpfer positiv aus.

Eine starre Aufbaudämpferauslegung kann also nur eine Kompromisslösung sein. Eine Auflösung dieses Zielkonfliktes ist z.B. durch geregelte, aktive Dämpfer mit verschiedenen Kennlinien möglich.

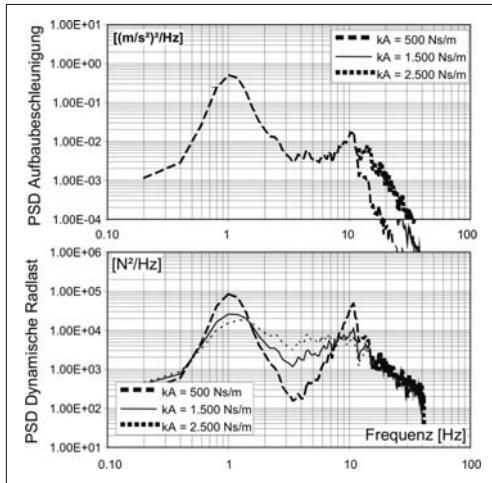


Bild 2-84: Parametervariation mit unterschiedlichen Aufbaudämpfungen (Variante 4) [15]

Zusammenfassung der Parametervariation

Fasst man die durch singuläre Parametervariation ermittelten Ergebnisse zusammen, so entsteht die Tabelle 2-7.

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 Fahrbahnunebenheiten in das Schwingungssystem „Fahrzeug“ eingehen. Erneut wird zunächst eine periodische Schwingung betrachtet [2].

Tabelle 2-7: Auswirkung der Änderungen am Federungssystem auf Fahrsicherheit und Fahrkomfort

Erregung	Fahrsicherheit		Fahrkomfort	
	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	

$$\begin{aligned} q(t) &= \hat{q}_1 \cdot \sin(\omega t + \delta_1) \\ &+ \hat{q}_2 \cdot \sin(2\omega t + \delta_2) + \dots \\ &+ \hat{q}_k \cdot \sin(k\omega t + \delta_k) + \dots \end{aligned} \quad (2.178)$$

Ist aus der Schwingungsanalyse des Systems „Fahrzeug“ die Vergrößerungsfunktion bzw. das jeweilige Amplitudenverhältnis $(\hat{q}/h)_k$ bei einer Kreisfrequenz ω_k bekannt, so besteht folgender Zusammenhang.

$$\begin{aligned} q(t) &= \left(\frac{\hat{q}}{h} \right)_1 \cdot \hat{h}_1 \cdot \sin(\omega t + \varepsilon_1 + \alpha_1) \\ &+ \left(\frac{\hat{q}}{h} \right)_2 \cdot \hat{h}_2 \cdot \sin(2\omega t + \varepsilon_2 + \alpha_2) + \dots \\ &+ \left(\frac{\hat{q}}{h} \right)_k \cdot \hat{h}_k \cdot \sin(k\omega t + \varepsilon_k + \alpha_k) + \dots \end{aligned} \quad (2.179)$$

α_k ist der Phasenwinkel des Schwingungssystems „Fahrzeug“. Zusammengefasst ergibt sich wie in Gl. (2.179):

$$\begin{aligned} q(t) &= \sum_{k=1}^{\infty} \left(\frac{\hat{q}}{h} \right)_k \cdot \hat{h}_k \cdot \sin(k\omega t + \varepsilon_k + \alpha_k) \\ &= \sum_{k=1}^{\infty} \hat{q}_k \cdot \sin(k\omega t + \varepsilon_k + \alpha_k) \end{aligned} \quad (2.180)$$

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:

$$q(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left(\frac{\hat{q}}{\hat{h}} \right) \cdot \hat{h}(\omega) \cdot e^{j\omega t} d\omega = \int_{-\infty}^{+\infty} \hat{q}(\omega) \cdot e^{j\omega t} d\omega \quad (2.183)$$

Der quadratische Mittelwert führt zur spektralen Leistungsdichte der Fahrzeugantwort (s. Gln. (2.137) und (2.138)).

$$\bar{q}^2 = \int_0^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} (\hat{q}(\omega))^2 d\omega \quad (2.184)$$

$$\Phi_q(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} (\hat{q}(\omega))^2 \quad (2.185)$$

Aus den Gln. (2.138) und (2.184) ergibt sich durch Erweitern und Umformen:

$$\begin{aligned} \bar{q}^2 &= \int_0^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} \left(\frac{\hat{q}(\omega)}{\hat{h}(\omega)} \right)^2 (\hat{h}(\omega))^2 d\omega \\ &= \int_0^{\infty} \left(\frac{\hat{q}(\omega)}{\hat{h}(\omega)} \right)^2 \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} (\hat{h}(\omega))^2 d\omega \end{aligned} \quad (2.186)$$

Verwendet wird nun die Vergrößerungsfunktion V . Damit lässt sich Gl. (2.186) umformen [13]:

$$\begin{aligned} \bar{q}^2 &= \int_0^{\infty} \left(\frac{\hat{q}(\omega)}{\hat{h}(\omega)} \right)^2 \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} (\hat{h}(\omega))^2 d\omega \\ &= \int_0^{\infty} V^2(\omega) \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} (\hat{h}(\omega))^2 d\omega \end{aligned} \quad (2.187)$$

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 [13].

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 zweifache Differentiation 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.

$$\bar{h}^2 = \int_0^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} (\hat{h}(\omega))^2 d\omega = \int_0^{\infty} \Phi_h(\omega) d\omega \quad (2.192)$$

Ein analoger Zusammenhang wird für das Leistungsdichtespektrum der Erregerbeschleunigung postuliert.

$$\bar{h}^2 = \int_0^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} (\hat{h}(\omega))^2 d\omega = \int_0^{\infty} \Phi_h(\omega) d\omega \quad (2.193)$$

Wird nun in Gl. (2.193) der Zusammenhang aus Gl. (2.191) eingesetzt, so ergibt sich

$$\begin{aligned} \bar{h}^2 &= \int_0^{\infty} \Phi_h(\omega) d\omega = \int_0^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} (\hat{h}(\omega))^2 d\omega \\ &= \int_0^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} (-\omega^2 \cdot \hat{h}(\omega))^2 d\omega \\ &= \int_0^{\infty} \omega^4 \cdot \underbrace{\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} (\hat{h}(\omega))^2}_{\Phi_h(\omega)} d\omega \end{aligned} \quad (2.194)$$

Daraus ist der Zusammenhang zwischen dem PSD der Erregungsamplitude und der Erregerbeschleunigung direkt ersichtlich [15].

$$\Phi_h(\omega) = \omega^4 \cdot \Phi_h(\omega) \quad (2.195)$$

Anhand der Gl. (2.188) ist klar, dass die Vergrößerungsfunktion V des Schwingungssystems „Fahrzeug“ quadratisch in die Beziehung zwischen den spektralen Dichten der Erregeramplitude und der Antwort des Fahrzeugs eingeht. Wie gezeigt wird, bleibt dieser Zusammenhang auch für die Betrachtung der spektralen Beschleunigungsdichten bestehen [15]. Mit Gl. (2.195) gilt:

$$V^2 = \left(\frac{\ddot{q}}{h} \right)^2 = \frac{\Phi_q(\omega)}{\Phi_h(\omega)} = \frac{\omega^{-4} \cdot \Phi_q(\omega)}{\omega^{-4} \cdot \Phi_h(\omega)} = \frac{\Phi_q(\omega)}{\Phi_h(\omega)} \quad (2.196)$$

Bild 2-85 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.

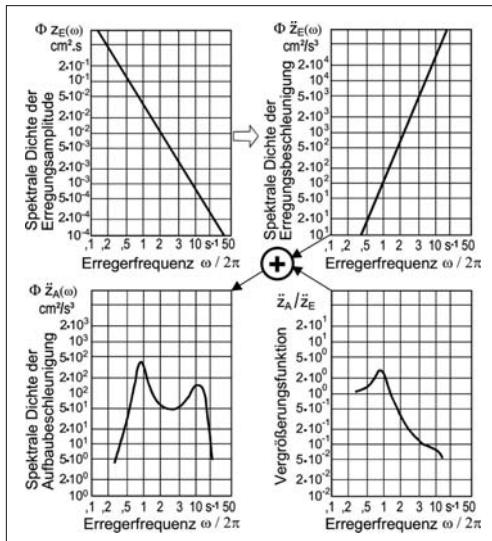


Bild 2-85: Ermittlung der spektralen Dichte der Aufbaubeschleunigung

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 angenäherte Formel aus Gl. (2.144), da die angenäherte Betrachtung für qualitative Herleitungen völlig ausreichend ist.

$$\begin{aligned} \log[\Phi_h(\Omega)] &= \log\left[\Phi_h(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w}\right] \\ &= \underbrace{\log[\Phi_h(\Omega_0)]}_{=: c_1} + \log\left[\left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w}\right] \\ &= c_1 - w \cdot \log\left[\frac{\Omega}{\Omega_0}\right] \\ &= c_1 - w \cdot \left(\log \Omega - \underbrace{\log \Omega_0}_{=: c_2}\right) \\ &= \underbrace{c_1 + w \cdot c_2}_{=: c_3} - w \cdot \log \Omega \\ &= c_3 - w \cdot \log \Omega \end{aligned} \quad (2.197)$$

$$\Rightarrow \log[\Phi_h(\omega)] = \underbrace{-w}_{<0} \cdot \log \omega + c_4 \quad (2.198)$$

Wie bereits beschrieben, gilt für Normstraßen die Welligkeit $w = 2$, was der (negativen) Steigung der Annäherungsfunktion im **Bild 2-85** (a, oben links) entspricht. Im **Bild 2-85** (b, oben rechts) ist das PSD der Erregerbeschleunigung dargestellt. Mit den Gln. (2.193) und (2.198) gilt folgender Zusammenhang:

$$\begin{aligned} \log[\Phi_h(\omega)] &= \log[\omega^4 \cdot \Phi_h(\omega)] \\ &= \log[\omega^4] + \log[\Phi_h(\omega)] \\ &= 4 \cdot \log \omega + c_4 - w \cdot \log \omega \quad (2.199) \\ &= \underbrace{(4-w)}_{>0} \cdot \log \omega + c_4 \end{aligned}$$

Da w größer Null ist (Normstraße $w = 2$), ist es hier zu einem Wechsel der Steigung von „-2“ zu „+2“ gekommen. Im **Bild 2-85** (c, unten rechts) ist eine typische Vergrößerungsfunktion eines Kraftfahrzeugs aufgetragen. Ein solcher Verlauf ergibt sich z.B. aus der Schwingungsanalyse eines gedämpften Zweimassen-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 2-85** zum Diagramm im **Bild 2-85** (d, unten links) verknüpft.

$$\Phi_q(\omega) = \underbrace{[V^2]}_{c)} \cdot \underbrace{[\Phi_h(\omega)]}_{b)} \quad (2.200)$$

Diese Multiplikation wird im logarithmischen Bereich zur Addition:

$$\log[\Phi_q(\omega)] = \log[V^2] + \log[\underbrace{\Phi_h(\omega)}_{\text{c)}}] \quad (2.201)$$

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 Resonanzerhöhung im Bereich der Radeigenfrequenz, während andererseits der Bereich der Aufbaueigenfrequenz eine geringere Amplitude aufzeigen würde [15].

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.

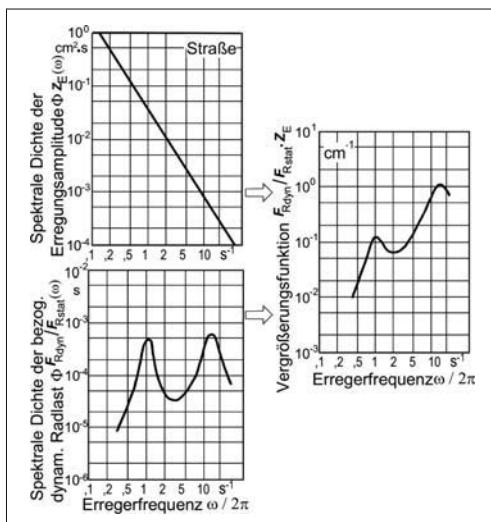


Bild 2-86: Spektrale Dichte der bezogenen dynamischen Radlastschwankungen [15]

Diese Vergrößerungsfunktion wird auf die statische Radlast normiert angegeben und folgt direkt aus der spektralen Dichte der Erregeramplitude [15].

$$V^2 = \left(\frac{F_{R,dyn}}{F_{R,stat} \cdot h} \right)^2 = \frac{\Phi_{F_{R,dyn}/F_{R,stat}}(\omega)}{\Phi_h(\omega)} \quad (2.202)$$

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 [25].

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 2-87). 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. 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:

$$a_{WT} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_{wi}^2(t) dt} \quad \text{mit } T = \text{Messdauer} \quad (2.203)$$

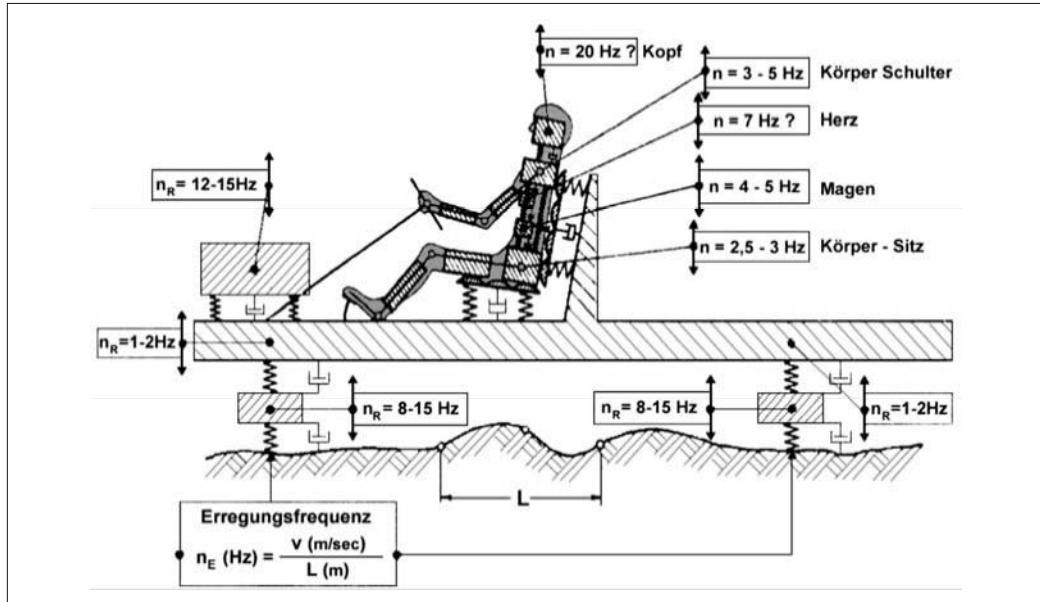


Bild 2-87: Schwingungsmodell Kraftfahrzeug – Sitz – Mensch [55]

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 2-88 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 liegt.

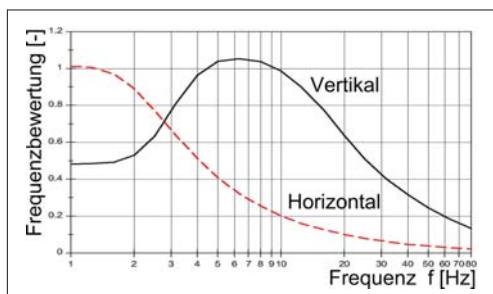


Bild 2-88: Frequenzbewertungskurve für horizontale und vertikale Schwingungen für sitzenden oder stehenden Menschen nach VDI 2057 (2002) [25]

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 2-89**.

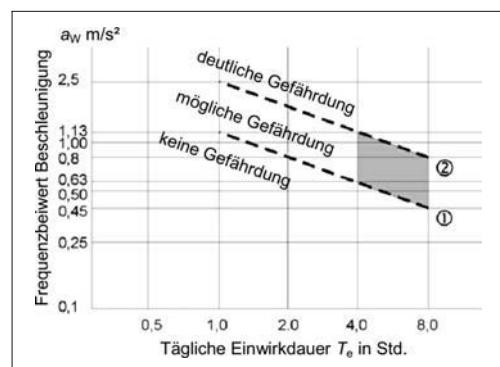


Bild 2-89: Gesundheitsgefährdung in Abhängigkeit von a_w und T_e [25]

Zone erhöhter Gesundheitsgefährdung bei Langzeiteinwirkung: (1) Beurteilungsbeschleunigung $a_{w(8)} = 0,45 \text{ m/s}$, (2) Beurteilungsbeschleunigung $a_{w(8)} = 0,80 \text{ m/s}$

$$a_{w(8)} = a_{we} \sqrt{\frac{T_e}{8 \text{ h}}}$$

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 sind gesundheitliche Schädigungen möglich [25].

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 Fahrbaununebenheiten 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 (**Bild 2-85**) erkennt man direkt die Notwendigkeit, dass z.B. die Eigenfrequenz des Fahrzeugaufbaus besonders niedrig sein sollte. Hier wird ein Wert rund um 1 Hz gefordert.

2.5 Querdynamik

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 [15]. Die Regeltätigkeit des Fahrers bei der Fahrtverlaufbestimmung umfasst drei kybernetische Aufgaben (**Bild 2-90**).

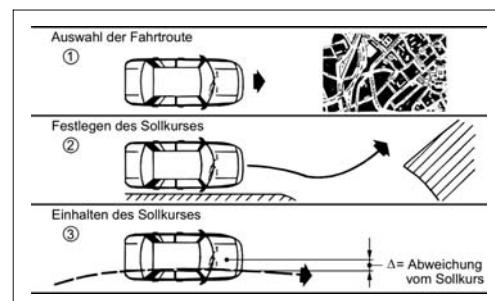


Bild 2-90: Kybernetische Aufgaben des Menschen bei der Führung eines Kraftfahrzeuges [15]

1. Aus den angebotenen Fahrtrouten ist eine Strecke nach Kriterien wie Zeitbedarf oder Streckenlänge auszuwählen.
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, so dass sich die Wechselwirkungen zwischen Fahrerhandlungen und Fahrzeugreaktionen als Vorgänge in einem geschlossenen Regelkreis auffassen lassen (**Bild 2-91**).

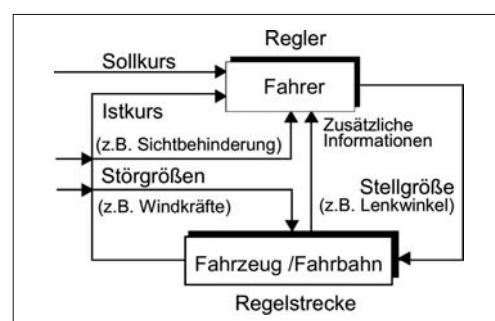


Bild 2-91: Regelkreis Fahrer – Fahrzeug [15]

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, und 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 [15] 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 [15].

Im Rahmen des Abschnitts Querdynamik werden im folgenden mit Blick auf diese 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 Lenkwin-

keln 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 Fahrzeugbewegung 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 2-92. Die Auslegung kann unter Berücksichtigung von Anforderungen an das statische (ohne Reifenseitenkrafteinfluss) oder das dynamische (mit Reifenseitenkrafteinfluss) Lenkverhalten vorgenommen werden.

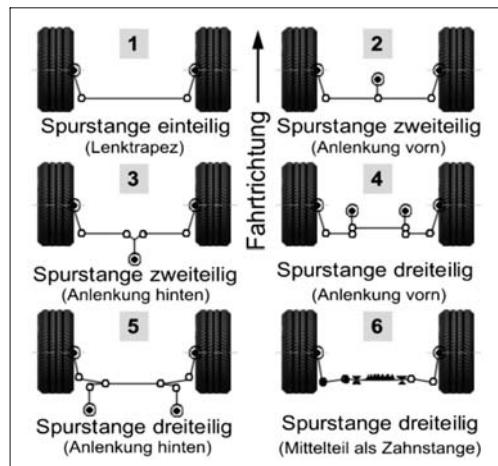


Bild 2-92: Lenkgestängebauarten [26]

2.5.2.1 Statische Lenkungsauslegung

Bei geringer Fahrgeschwindigkeit rollen die Räder bei Kurvenfahrt schräglaufwinkelfrei und damit seitenkraftfrei ab, wenn die Verlängerungen aller Rad-

drehachsen sich in einem Punkt, dem Kurvenmittelpunkt, schneiden (Ackermann, 1816) (**Bild 2-93**).

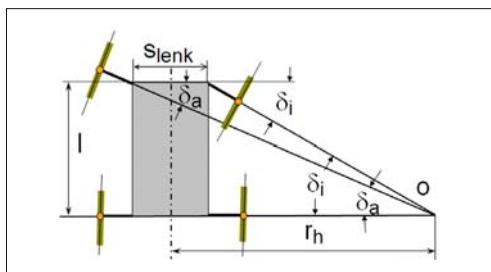


Bild 2-93: Geometrische Bedingung für schräglauffreies Abrollen bei langsamer Kurvenfahrt (Ackermann-Bedingung) [15]

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 [21].

$$\delta_i = \arctan \frac{x_i + l_h}{(x_a + l_h) \cdot \cot(\delta_a) + y_a - y_i} \quad (2.205)$$

Hier werden die Koordinaten x und y des inneren und äußeren Vorderrades berücksichtigt. Die Räder rollen bei Einhaltung dieser Ackermann-Bedingung ohne Schräglaufwinkel bei langsamer Fahrt ohne Querbeschleunigung ab. Dann liegt der Kurvenmittelpunkt genau auf Höhe der Hinterachse, siehe **Bild 2-93**. Während bei Geradeausfahrt die Radebenen der gelenkten Räder parallel zueinander in Fahrtrichtung liegen, ergibt sich aus der Ackermann-Bedingung, dass bei Kurvenfahrt der Spurdifferenzwinkel zwischen kurvenäußeren (δ_a) und kurveninnerem Rad (δ_i) Werte im Sinne von Nachspur annimmt [15].

2.5.2.2 Dynamische Lenkungsauslegung

Bei Kurvenfahrt mit höherer Fahrgeschwindigkeit treten an den Rädern Schräglaufwinkel auf, aus denen die zur Abstützung der Fliehkraft erforderlichen Reifenseitenkräfte resultieren. Der Kurvenmittelpunkt ergibt sich unter diesen Bedingungen als der Schnittpunkt der Normalen auf die Bewegungsrichtungen der Räder in deren Radaufstandspunkten (**Bild 2-94**).

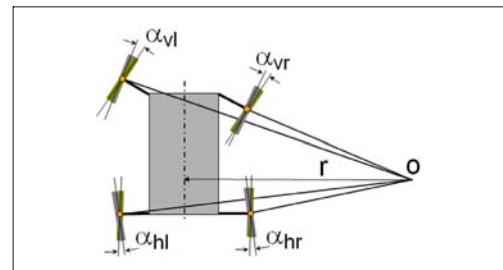


Bild 2-94: Zusammenhang Radlenkwinkeln, Schräglaufwinkeln und Lage des Kurvenmittelpunktes [15]

Unter Querbeschleunigung wandert der Kurvenmittelpunkt (Momentanpol der Fahrzeugbewegung) nach vorn und liegt nicht mehr auf Höhe der Hinterachsline. Bei der Lenkkinetik nach der Ackermann-Bedingung (**Bild 2-93**) sind die kurvenäußeren Schräglaufwinkel kleiner als die kurveninneren. Um an den mit höheren Radlasten beaufschlagten kurvenäußeren Rädern den gleichen Kraftschlussbeiwert auszunutzen wie an den kurveninneren, sollten die Schräglaufwinkel jedoch kurvenaußen größer sein [27]. Eine dynamische Lenkungsauslegung erfordert daher ein Abweichen von der Ackermann-Bedingung in der Weise, dass die Räder eher parallel eingeschlagen werden als mit zunehmender Nachspur [21]. 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 2-95**).

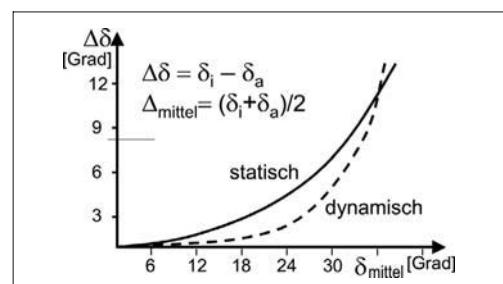


Bild 2-95: Spurdifferenzwinkel als Funktion des mittleren Lenkeinschlags für Lenkungsauslegung [15]

Die größeren Radeinschlagwinkel werden nicht im Fahr-, sondern für den Rangierbetrieb benötigt und dort ist ein schlupffreies Verhalten anzustreben.

2.5.3 Fahrzeugmodellierung

Ahnlich 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 DetAILierunggrad 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 [28] und wird daher auch als „Einspurmodell von Riekert-Schunck“ bezeichnet. Es 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.

Das Einspurmodell nach Riekert-Schunck beinhaltet die im Folgenden beschriebenen zwei wesentlichen Vereinfachungen:

- ♦ Es wird angenommen, dass der Gesamtschwerpunkt des Fahrzeugs auf Fahrbahnhöhe liegt. Dadurch 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 2-96**).
- ♦ 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). 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):

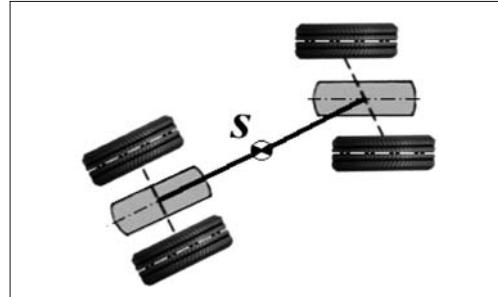


Bild 2-96: Vereinfachung zum Einspurmodell

$$F_\alpha = c_\alpha \cdot \alpha \quad (2.206)$$

Unter diesen Vereinfachungen und Voraussetzungen lassen sich die geometrischen Zusammenhänge des Einspurmodells aufstellen, **Bild 2-97**.

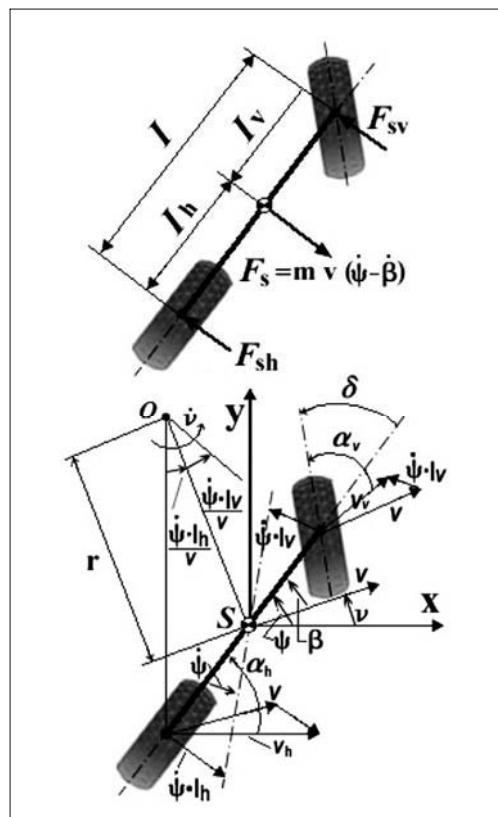


Bild 2-97: Geometrische Zusammenhänge Einspurmodell [15]

Rund um den Schwerpunkt des Fahrzeugs lassen sich folgende Gleichungen 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:

$$m \cdot a_y = m \cdot \frac{v^2}{r} = m \cdot \frac{v}{r} \cdot \dot{v} \cdot r = m \cdot v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) \quad (2.209)$$

mit

- v Fahrgeschwindigkeit,
- r Bahnradius (momentan),
- \dot{v} Bahnwinkelgeschwindigkeit der Bewegung des Fahrzeugschwerpunktes,
- $\dot{\psi}$ Giergeschwindigkeit (Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeuges um die z -Achse),
- $\dot{\beta}$ Schwimmwinkelgeschwindigkeit (Winkeländerung zwischen Geschwindigkeitsvektor im Fahrzeugschwerpunkt und Fahrzeuglängsachse),
- α Schräglauwinkel (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 fahrzeugfeste horizontierte Koordinatensystem nach DIN70000 verwendet. In diesem System zeigt die x -Achse in Fahrzeugrichtung nach vorn, die y -Achse nach links sowie die z -Achse senkrecht von der Fahrbahn nach oben. Der Koordinatenursprung ist der Gesamtschwerpunkt des Fahrzeugs. In der Literatur sowie in einigen einschlägigen Simulationsprogrammen werden auch andere Orientierungen verwendet, so dass 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, so dass hier ebenfalls 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 2-97** zu sehen.

Wie dort zu erkennen ist, wird der Schräglauwinkel ausgehend von seinem Geschwindigkeitsvektor bis zu seiner Längsebene (vertikale Querschnittsebene in Umfangsrichtung des Reifens) definiert.

Der Lenkwinkel wird ausgehend von der Fahrzeuglängsachse 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, so dass 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 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 Schräglauftreife c_s , die die Elastizitäten der Radaufhängung berücksichtigt [15].

Die Schräglauwinkel können gemäß **Bild 2-97** 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

- ψ Gierwinkel (Winkel zwischen Fahrzeuglängsachse und der x -Achse),
- β Schwimmwinkel (Winkel zwischen Fahrzeuglängsachse und dem Geschwindigkeitsvektor im Schwerpunkt),
- α Schräglauwinkel 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.

$$v = \text{const.} ;$$

$$\dot{\psi} = \text{const.} \Rightarrow \ddot{\psi} = 0 ; \quad \beta = \text{const.} \Rightarrow \dot{\beta} = 0$$

Aus dem Drallsatz aus Gl. (2.208) wird in diesem Fall ein einfaches Momentengleichgewicht, welches um den vorderen und hinteren Radaufstandspunkt zu formulieren ist [15].

$$F_{sv} \cdot l = m \cdot a_y \cdot l_h \quad (2.214)$$

$$F_{sh} \cdot l = m \cdot a_y \cdot l_v \quad (2.215)$$

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 Schräglauwinkel, (2.212) sowie (2.213) ergibt sich

$$c_{sv} \cdot \left(\delta + \beta - \frac{l_v \cdot \psi}{v} \right) = m \cdot a_y \cdot \frac{l_h}{l} \quad (2.218)$$

$$c_{sh} \cdot \left(\beta + \frac{l_h \cdot \psi}{v} \right) = m \cdot a_y \cdot \frac{l_v}{l} \quad (2.219)$$

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 [15].

$$\delta = \frac{l}{r} + \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}} - \frac{l_v}{c_{sh}} \right) \cdot a_y \quad (2.222)$$

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 Grundbedarfswinkel 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 Schwerpunktverteilung sowie den effektiven Schräglauftiefigkeiten an der Vorder- und Hinterachse. [15]

Der querbeschleunigungsabhängige Lenkwinkelterm

$$\frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}} - \frac{l_v}{c_{sh}} \right) \cdot a_y$$

kann sowohl negative als auch positive Werte annehmen, so dass der stationäre Ackermannwinkel unter Querbeschleunigung erhöht oder auch gesenkt werden kann. Daher gelten die folgenden Zusammenhänge:

Tabelle 2-9: Einfluss von Schwerpunktlage und Schräglauftiefigkeiten 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 Schräglauwinkel einstellen. Für diese Betrachtung wird die so genannte Schräglauwinkeldifferenz 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 für den Lenkwinkelbedarf (Gl. (2.222)) um, so erkennt man diese Schräglaufwinkeldifferenz 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 Schräglaufwinkeldifferenz $\Delta\alpha$ kompensiert. Die Schräglaufwinkeldifferenz hängt von den Fahrzeug- und Reifenparametern ab und wird als **Eigenlenkverhalten** bezeichnet [15].

Die Schräglaufwinkeldifferenz kann herangezogen werden, um das Lenkverhalten zu charakterisieren. Eine klassische Definition gibt es von Olley [15].

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 2-98**).

Betrachtet man die Definition nach Olley etwas näher, so lassen sich folgende Aussagen über die Zusammenhänge der Reifeneigenschaften (Schräglaufstifigkeit) sowie Fahrzeugeigenschaften (Schwerpunktlage) treffen. Im **Bild 2-99** wird der Schwerpunkt exakt in die Mitte des Radstands gesetzt und die Schräglaufstifigkeiten variiert. Es ist leicht zu er-

kennen, dass es zu einem untersteuernden Fahrzeugverhalten kommt, wenn die hintere effektive Schräglaufstifigkeit höher ist als die vordere. Der vordere Schräglauwinkel wird größer sein als der hintere.

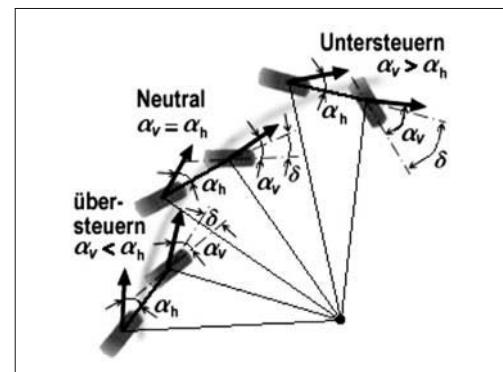


Bild 2-98: Definition nach Olley [15]

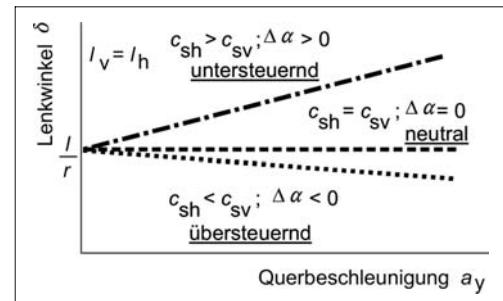


Bild 2-99: Lenkwinkelbedarf bei Variation der Schräglaufstifigkeiten [15]

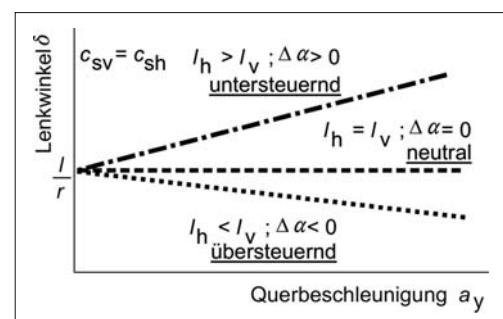


Bild 2-100: Lenkwinkelbedarf bei Variation der Schwerpunktlage [15]

In **Bild 2-100** wird eine gleiche Schräglaufstifigkeit 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 Schräglaufwinkel-differenz und des Lenkwinkels ist für die Beurteilung des Eigenlenkverhaltens der augenblickliche Wert des Gradienten $d\delta/d a_y$ 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 Schräglaufstiegsfähigkeiten in den Bereichen hoher Seitenkräfte, die unter hohen Querbeschleunigungen erforderlich werden. Der lineare Zusammenhang zwischen der Schräglauwdifferenz und der Querbeschleunigung und damit auch zwischen dem erforderlichen Lenkwinkel und der Querbeschleunigung ist in diesen Bereichen nicht mehr gültig.

Bei höheren Querbeschleunigungen ändern sich insbesondere die in den jeweiligen Betriebspunkten der Reifen wirksamen Schräglaufstiegen (**Bild 2-99**). Dadurch geht der lineare Zusammenhang zwischen Schräglauwdifferenz und Querbeschleunigung bzw. erforderlichem Lenkwinkel und Querbeschleunigung verloren. Das Vorzeichen des Gradienten $d\delta/d a_y$ stimmt nicht unbedingt mit dem Vorzeichen der Schräglauwdifferenz überein. Somit kann es auch in Bereichen, die nach Olley ein untersteuerndes Fahrverhalten anzeigen, zu lokal negativen Gradienten kommen, **Bild 2-101** [15].

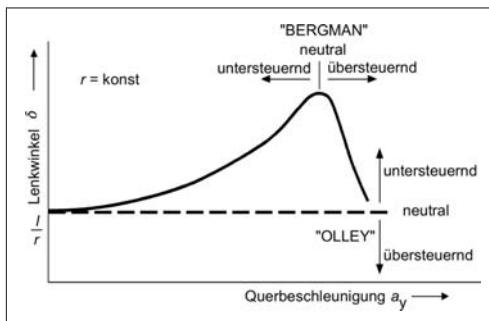


Bild 2-101: Definition nach Bergmann [15]

Im Bereich des hier gezeigten Lenkwinkelmaximums kommt es relativ rasch zu einer Verminderung des notwendigen Lenkwinkels. Der Fahrer muss Lenkradwinkel zurücknehmen, so dass 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 Fahrzeugeigenschaften beschrieben. In differentieller Form gilt dieser auch unter Zugrundelegung nichtlinearer Reifeneigenschaften.

Tabelle 2-11: Fahrzustandbeurteilung nach Bergmann

Zustand	Bedingung
Übersteuern	$d\delta/d a_y < 0$
Neutral	$d\delta/d a_y = 0$
Untersteuern	$d\delta/d a_y > 0$

$$F_{sv} = \int_0^{\alpha_v} c_{sv}(\alpha) d\alpha \quad (2.228)$$

$$F_{sh} = \int_0^{\alpha_h} c_{sh}(\alpha) d\alpha \quad (2.229)$$

Eingesetzt ergibt sich die differentielle Form des Lenkwinkelbedarfs

$$\frac{d\delta}{d a_y} = \frac{m}{l} \left(\frac{l_h}{c_{sv}(\alpha_v)} - \frac{l_v}{c_{sh}(\alpha_h)} \right) \quad (2.230)$$

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 Schräglauwinkel unkontrolliert an.

Bei einem untersteuernden Fahrzeug geschieht dieses zunächst an der Vorderachse. Dadurch wird der Schwimmwinkel β reduziert und damit auch der hintere Schräglauwinkel α_h relativ verringert.

Durch den verringerten Schräglauwinkel 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 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, so dass hier die Motivation für die Entwicklung aktiver Stabilisierungssysteme liegt. Entsprechende aktive Brems- bzw. Lenksysteme sind seit einigen Jahren in Fahrzeugen enthalten und werden detailliert im Abschnitt 7.6 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 7.6.2.2), 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 für den 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 2-102 zeigt, wird durch einen gleichsinnigen Lenkeinschlag der Momentanpol der Bewegung nach hinten verlagert.

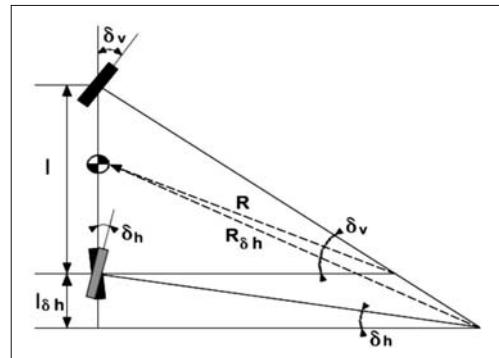


Bild 2-102: Veränderung der Lage des Momentanpols der Bewegung [29]

Durch diese Verlagerung des Kurvenmittelpunktes nach hinten wird der Radstand scheinbar verlängert, wodurch die Fahrstabilität deutlich erhöht wird [29]. 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 normalgelenkten Fahrzeug erst bei einem Aufbau des Schwimmwinkels [15], Bild 2-103.

Bei einem konventionellen Fahrzeug werden bei einer schnellen Lenkbewegung zunächst nur an der Vorderachse Seitenkräfte aufgebaut. Die Hinterachse ist daher zunächst an der Bewegung des Fahrzeugs nicht beteiligt [15].

Das Fahrzeug beginnt dann mit einer überlagerten Quer- und Gierbewegung, so dass sich ein Schwimmwinkel und direkt einhergehend ein Schräglaufwinkel an der Hinterachse entsteht. Erst dann wird an der Hinterachse eine Seitenführungsrichtung aufgebaut. Nur mit einer Seitenkraft an der Hinterachse kann der stabile Gleichgewichtszustand (etwa bei einer stationären Kreisfahrt) erreicht werden. Andernfalls würde weiterhin eine Gierbeschleunigung entstehen, die das Fahrzeug weiter eindrehen lässt. Mit dem Aufbau einer Seitenkraft an der Hinterachse wird die Gierbeschleunigung schließlich Null [15].

Betrachtet man Bild 2-103 (links), so erkennt man, dass bei gegensinnigem Radeinschlag direkt nach dem Lenkeinschlag an Vorder- und Hinterachse Seitenkräfte 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 2-103, Mitte).

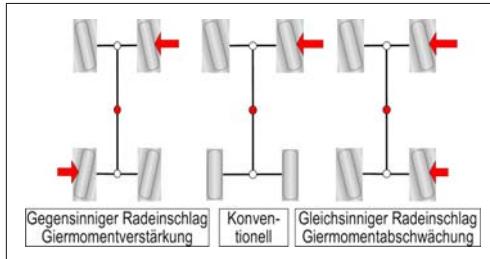


Bild 2-103: Seitenkraftaufbau unmittelbar nach einem schnellen Lenkeinschlag [30]

Die resultierende Querbeschleunigung ist zunächst allerdings 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 Überschwingen in der Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs bei gleichzeitig nur verzögertem Querbeschleunigungsaufbau führen [15].

Im Sinne der Fahrstabilität ist insbesondere bei höheren Fahrgeschwindigkeiten die Strategie des gleichsinnigen Lenkeinschlags die wesentlich bessere Variante. Dabei werden an der Vorder- und Hinterachse gleichzeitig Seitenkräfte in gleichgesetzter Richtung erzeugt, die für einen schnellen Anstieg der Querbeschleunigung sorgen. Die Giergeschwindigkeit wird dagegen nur langsam aufgebaut und die Überschlinger werden deutlich geringer sein als bei einem konventionellen Fahrzeug (**Bild 2-103, rechts**). Wird eine Hinterachslenkung eingesetzt, so ändern sich auch die Gleichungen des einfachen Einspurmodells. 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 (Schwerpunktthöhe Null, achsweise zusammengefasste Kräfte, linear angenommene Schräglauftsteifigkeit) und wird um den hinteren Lenkwinkel erweitert, **Bild 2-104**.

Es gelten selbstverständlich die grundsätzlichen Zusammenhänge aus den Gl. 2.206 ff.

Die Seitenkraft durch Schräglauft wird linear angenommen:

$$F_\alpha = c_\alpha \cdot \alpha \quad (2.231)$$

Aus Newtonscher Bewegungsgleichung und Drallsatz ergeben sich:

$$m \cdot a_y = F_{sv} + F_{sh} \quad (2.232)$$

$$\Theta \cdot \ddot{\psi} = F_{sv} \cdot l_v - F_{sh} \cdot l_h \quad (2.233)$$

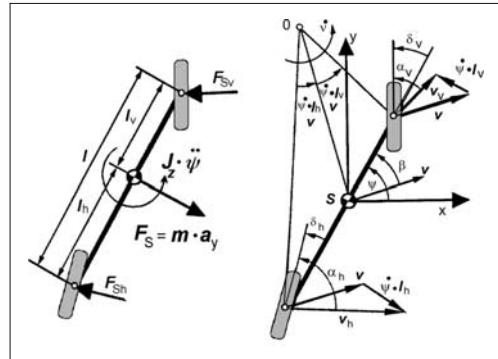


Bild 2-104: Lineares Einspurmodell mit Hinterradlenkung [29]

Während die geometrischen und kinematischen Zusammenhänge an der Vorderachse sich nicht vom einfachen Einspurmodell unterscheiden (siehe Gl. (2.212))

$$\alpha_v = \delta_v + \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi}}{v} \quad (2.234)$$

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:

$$\begin{aligned} \ddot{\beta} &= \left(-\frac{c_{sv} + c_{sh}}{m \cdot v} \right) \cdot \beta + \left(1 - \frac{c_{sh} \cdot l_h - c_{sv} \cdot l_v}{m \cdot v^2} \right) \cdot \dot{\psi} \\ &\quad - \left(\frac{c_{sv}}{m \cdot v} \right) \cdot \delta_v - \left(\frac{c_{sh}}{m \cdot v} \right) \cdot \delta_h \end{aligned} \quad (2.237)$$

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 Reifenparameter bekannt sind [29].

2.5.3.5 Nichtlineares Einspurmodell

In den vergangenen Kapiteln wurden linearisierte Einspurmodelle dargestellt. Es wurde davon ausgegangen, dass nur kleine Winkel auftreten, so dass 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 [29]. Weiterhin werden bei in diesen Schwimmwinkelbereichen sicherlich Schräglauftypen größer als $3 - 4^\circ$ erreicht, so dass 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, so dass diese in den jeweiligen Newtonschen Bewegungsgleichungen winkelkorrigiert eingehen. Daher wird erneut das Bild 2-104 verwendet, in dem die Reifenseitenkräfte 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 [29].

$$m \cdot a_x = -F_{sv} \cdot \sin(\delta_v) - F_{sh} \cdot \sin(\delta_h) \quad (2.239)$$

Die schon aus den Glh. (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 [31]

$$\vec{a} = \dot{v} \cdot \vec{e}_t + \frac{v^2}{r} \cdot \vec{e}_n \quad (2.241)$$

In einem Fahrzustand gemäß Bild 2.104 mit der entsprechenden Definition für die Winkelrichtung des Schwimmwinkels ergeben sich dabei die folgenden Tangential- und Normalkomponenten [31]

$$\vec{e}_t = \begin{pmatrix} \cos(\beta) \\ -\sin(\beta) \end{pmatrix} \quad (2.242)$$

$$\vec{e}_n = \begin{pmatrix} \sin(\beta) \\ \cos(\beta) \end{pmatrix} \quad (2.243)$$

Damit ergeben sich folgende Beschleunigungs komponenten 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 [29].

$$\begin{aligned} \frac{F_{sv} \cdot \cos(\delta_v) + F_{sh} \cdot \cos(\delta_h)}{m \cdot \sin(\beta)} \\ - \frac{F_{sv} \cdot \sin(\delta_v) + F_{sh} \cdot \sin(\delta_h)}{m \cdot \cos(\beta)} \\ = v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) \cdot \left[\frac{\cos(\beta)}{\sin(\beta)} + \frac{\sin(\beta)}{\cos(\beta)} \right] \end{aligned} \quad (2.250)$$

Mit den Additionstheorem

$$\sin^2(\beta) + \cos^2(\beta) = 1 \quad (2.251)$$

sowie Erweiterung des ersten Terms gilt

$$\begin{aligned} \frac{[F_{sv} \cdot \cos(\delta_v) + F_{sh} \cdot \cos(\delta_h)] \cdot \cos(\beta)}{m \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\beta)} \\ - \frac{[F_{sv} \cdot \sin(\delta_v) + F_{sh} \cdot \sin(\delta_h)] \cdot \sin(\beta)}{m \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\beta)} \\ = \frac{v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta})}{\sin(\beta) \cdot \cos(\beta)} \end{aligned} \quad (2.252)$$

$$\begin{aligned} & \Leftrightarrow \frac{F_{sv} \cdot [\cos(\delta_v) \cdot \cos(\beta) - \sin(\delta_v) \cdot \sin(\beta)]}{m \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\beta)} \\ & + \frac{F_{sh} \cdot [\cos(\delta_h) \cdot \cos(\beta) - \sin(\delta_h) \cdot \sin(\beta)]}{m \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\beta)} \\ & = \frac{v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta})}{\sin(\beta) \cdot \cos(\beta)} \end{aligned} \quad (2.253)$$

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 Gl. (2.209), (2.210) sowie (2.211) herangezogen und in (2.207) und (2.208) eingesetzt. Es werden dabei die Schräglauftwinkeldefinitionen aus den Gl. (2.234) und (2.235) verwendet, die einen zusätzlichen hinteren Lenkwinkel bereits beinhalten. Falls das instationäre Fahrverhalten eines konventionellen Fahrzeugs ohne Hinterachslenkung betrachtet werden soll, sind die entsprechenden Terme zu Null zu setzen.

$$\begin{aligned} m \cdot v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) &= c_{sv} \cdot \left(\delta_v + \beta - \frac{l_v}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \\ &\quad + c_{sh} \cdot \left(\delta_h + \beta + \frac{l_h}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \end{aligned} \quad (2.259)$$

$$\begin{aligned} \Theta_Z \cdot \ddot{\psi} &= c_{sv} \cdot \left(\delta_v + \beta - \frac{l_v}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \cdot l_v \\ &\quad - c_{sh} \cdot \left(\delta_h + \beta + \frac{l_h}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \cdot l_h \end{aligned} \quad (2.260)$$

Aus der Newtonschen Bewegungsgleichung (2.259) kann eine Beziehung für die Gierrate isoliert werden.

$$\begin{aligned} m \cdot v \cdot \dot{\psi} - m \cdot v \cdot \beta &= \beta \cdot (c_{sv} + c_{sh}) + c_{sv} \cdot \delta_v \\ &\quad + c_{sh} \cdot \delta_h + \dot{\psi} \cdot \left(c_{sh} \cdot \frac{l_h}{v} - c_{sv} \cdot \frac{l_v}{v} \right) \end{aligned} \quad (2.261)$$

$$\Leftrightarrow \dot{\psi} = \frac{m \cdot v \cdot \dot{\beta} + (c_{sv} + c_{sh}) \cdot \beta + c_{sv} \cdot \delta_v + c_{sh} \cdot \delta_h}{m \cdot v + c_{sv} \cdot \frac{l_v}{v} - c_{sh} \cdot \frac{l_h}{v}} \quad (2.262)$$

Um diese Gleichung zu differenzieren, wird die Voraussetzung getroffen, dass die Geschwindigkeit konstant ist [15].

$$\ddot{\psi} = \frac{m \cdot v \cdot \ddot{\beta} + (c_{sv} + c_{sh}) \cdot \dot{\beta} + c_{sv} \cdot \dot{\delta}_v + c_{sh} \cdot \dot{\delta}_h}{m \cdot v + c_{sv} \cdot \frac{l_v}{v} - c_{sh} \cdot \frac{l_h}{v}} \quad (2.263)$$

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 Differentialequation für den Schwimmwinkel β :

$$\begin{aligned}
 & [\Theta_Z \cdot m \cdot v] \cdot \ddot{\beta} \\
 & + [\Theta \cdot (c_{sv} + c_{sh}) + c_{sv} \cdot l_v^2 \cdot m + c_{sh} \cdot l_h^2 \cdot m] \cdot \dot{\beta} \\
 & + \left[A \cdot (l_h \cdot c_{sh} - l_v \cdot c_{sv}) + (c_{sv} + c_{sh}) \cdot \left(c_{sv} \cdot \frac{l_v^2}{v} + c_{sh} \cdot \frac{l_h^2}{v} \right) \right] \cdot \beta \\
 & = [-c_{sv} \cdot \Theta] \cdot \dot{\delta}_v + [-c_{sh} \cdot \Theta] \cdot \dot{\delta}_h \\
 & + \left[A \cdot l_v \cdot c_{sv} - c_{sv}^2 \cdot \frac{l_v^2}{v} - c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot \frac{l_h^2}{v} \right] \cdot \delta_v \\
 & + \left[-A \cdot l_h \cdot c_{sh} - c_{sh}^2 \cdot \frac{l_h^2}{v} - c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot \frac{l_v^2}{v} \right] \cdot \delta_h \\
 \Leftrightarrow & \ddot{\beta} + \left[\frac{c_{sv} + c_{sh}}{m \cdot v} + \frac{c_{sv} \cdot l_v^2 + c_{sh} \cdot l_h^2}{\Theta \cdot v} \right] \cdot \dot{\beta} \\
 & + \left[\frac{c_{sh} \cdot l_h - c_{sv} \cdot l_v}{\Theta} + \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l^2}{\Theta \cdot m \cdot v^2} \right] \cdot \beta \\
 & = [-c_{sv} \cdot \Theta] \cdot \dot{\delta}_v + [-c_{sh} \cdot \Theta] \cdot \dot{\delta}_h \quad (2.265) \\
 & + \left[\frac{c_{sv} \cdot l_v}{\Theta} - \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l \cdot l_h}{\Theta \cdot m \cdot v^2} \right] \cdot \delta_v \\
 & - \left[\frac{c_{sh} \cdot l_h}{\Theta} + \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l \cdot l_v}{\Theta \cdot m \cdot v^2} \right] \cdot \delta_h
 \end{aligned}$$

Damit ist für den Schwimmwinkel β eine inhomogene Differentialgleichung DGL 2. Ordnung entstanden [15]. 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 [15].

Betrachtet wird nun der homogene Teil dieser DGL.

$$\begin{aligned}
 & \ddot{\beta} + \underbrace{\left[\frac{c_{sv} + c_{sh}}{m \cdot v} + \frac{c_{sv} \cdot l_v^2 + c_{sh} \cdot l_h^2}{\Theta \cdot v} \right]}_{=:P} \cdot \dot{\beta} \\
 & + \underbrace{\left[\frac{c_{sh} \cdot l_h - c_{sv} \cdot l_v}{\Theta} + \frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l^2}{\Theta \cdot m \cdot v^2} \right]}_{=:Q} \cdot \beta = 0 \quad (2.266)
 \end{aligned}$$

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 Gierenfrequenz und Gierdämpfungsmaß [15].

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 aufweisen.

$$\nu = \psi - \beta \Rightarrow \ddot{\psi} = \ddot{\beta} \quad \text{mit } \ddot{v} \approx 0 \quad (2.273)$$

Anhand der Zusammenhänge aus der Differentialgleichung für den Schwimmwinkel und von Gierenfrequenz sowie Gierdämpfung lassen sich interessante Analysen des instationären Fahrverhaltens ableiten. Dazu wird eine Simulation von drei verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen durchgeführt. Für ein Standardfahrzeug werden drei verschiedene hintere Schräglauftsteifigkeiten verwendet. Es wurden die Fahrzeugdaten aus **Tabelle 2-13** verwendet.

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 Dia-grammen in den **Bildern 2-105** und **2-106**.

Tabelle 2-13: Verwendete Fahrzeuggrößen [15]

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	$c_{sv} = 30000 \text{ N/rad}$

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

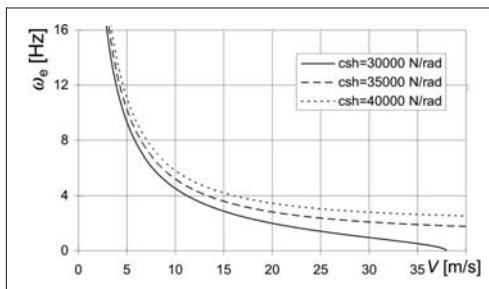


Bild 2-105: Giereigenfrequenz als Funktion der Fahrgeschwindigkeit [15]

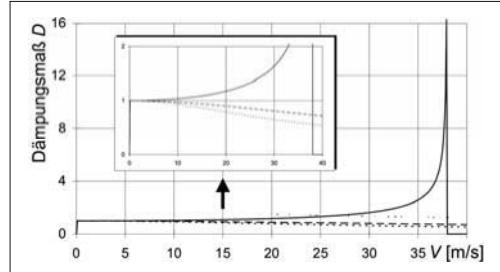


Bild 2-106: Gierdämpfung als Funktion der Fahrgeschwindigkeit [15]

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. Schwingungstechnisch 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. [15]

Für die beiden dargestellten untersteuernden Fahrzeugvarianten gilt, dass die Gierdämpfung bei stei-gender Fahrgeschwindigkeit abnimmt, aber nicht ge-gen Null geht. Somit werden eingeleitete Gierbewe-gungen stets bedämpft.

Eine kritische Fahrgeschwindigkeit existiert für das untersteuernd ausgelegte Fahrzeug nicht. Dement-sprechend ist hier ein weiterer Grund gegeben, Fahrzeuge durch eine geschickte Wahl der Fahrzeugpa-rameter untersteuernd auszulegen.

Allerdings können auch bei grundsätzlich unter-steuernd ausgelegten Fahrzeugen Fahrsituatio-nen entstehen, in denen es zu einem dynamischen Über-steuern kommen kann. Dies ist dann der Fall, wenn bestimzte Radlastverlagerungen (z.B. Lastwechsel) oder die Überlagerung von Längs- und Querkräften der Reifen einer hohe Kraftschlussbeanspruchung unterliegt und sich somit Betriebspunkte des Reifens einstellen, die dem Fahrzeug eine Übersteuertendenz verleihen [32].

Hinsichtlich Giereigenfrequenz und -dämpfung gibt es innerhalb der bisher dargestellten Fahrzeuge ver-schiedene Konfigurationen (**Bild 2-107**). 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 eben-falls eingeschränkt werden. So muss also je nach Anwen-dungsfall und Anforderungen an das Fahrzeug ein gelungener Kompromiss gefunden werden.

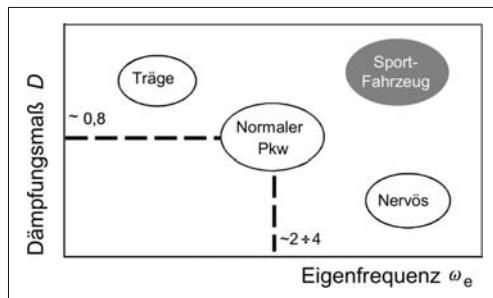


Bild 2-107: Auslegungsvarianten in Bezug auf Giereigenfrequenz und Gierdämpfung [15]

2.5.3.7 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 Gierverstärkungsfaktor bezeichnet [15].

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{\dot{\psi}}{\frac{l}{r} + \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}} - \frac{l_v}{c_{sh}} \right) \cdot a_y} \quad (2.275)$$

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 Gierverstärkungsfaktor:

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{v}{l + \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{sv}} - \frac{l_v}{c_{sh}} \right) \cdot v^2} \quad (2.277)$$

In dieser Gleichung befindet sich der so genannte **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 2-108 zeigt die Abhängigkeit des stationären Gierverstärkungsfaktors für Fahrzeuge mit verschiedenen Eigenlenkgradienten. Auch hier findet sich die so genannte kritische Fahrgeschwindigkeit v_{krit} wieder. Bei einem übersteuerndem Fahrzeug ($EG < 0$) geht der stationäre Gierverstärkungsfaktor in einer Polstelle gegen Unendlich: d.h., die Gierbewegungen werden so weit verstärkt, dass eine Stabilisierung nicht mehr möglich ist.

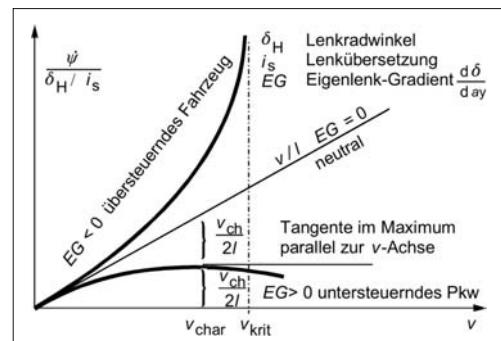


Bild 2-108: Gierverstärkungsfaktor bei verschiedenen Eigenlenkgradienten [32]

Bei einem untersteuernden Fahrzeug hingegen bleibt der Gierverstärkungsfaktor 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.

$$\frac{d}{dv} \left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{l + EG \cdot v^2 - 2 \cdot EG \cdot v^2}{(l + EG \cdot v^2)^2} = 0 \quad (2.280)$$

$$\Rightarrow v_{\text{char}}^2 = \frac{l}{EG} \quad (2.281)$$

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 [15, 32, 33]. Mittels des Eigenlenkgradienten EG in Gl. (2.279) kann die dafür benötigte Untersteuertendenz abgeschätzt werden.

2.5.3.8 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 [34] 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.

$$m \cdot v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) = c_{\text{sv}} \cdot \left(\delta_v + \beta - \frac{l_v}{v} \cdot \dot{\psi} \right) + c_{\text{sh}} \cdot \left(\beta + \frac{l_h}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \quad (2.283)$$

$$\Theta_Z \cdot \ddot{\psi} = c_{\text{sv}} \cdot \left(\delta_v + \beta - \frac{l_v}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \cdot l_v - c_{\text{sh}} \cdot \left(\beta + \frac{l_h}{v} \cdot \dot{\psi} \right) \cdot l_h \quad (2.284)$$

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.

$$\begin{aligned} m \cdot v \cdot [\psi(s) \cdot s - \beta(s) \cdot s] &= \\ c_{\text{sv}} \cdot \left[\delta_v(s) + \beta(s) - \frac{l_v}{v} \cdot \psi(s) \cdot s \right] & \quad (2.285) \\ + c_{\text{sh}} \cdot \left[\beta(s) + \frac{l_h}{v} \cdot \psi(s) \cdot s \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Theta_Z \cdot \psi(s) \cdot s^2 &= \\ c_{\text{sv}} \cdot \left[\delta_v(s) + \beta(s) - \frac{l_v}{v} \cdot \psi(s) \cdot s \right] \cdot l_v & \quad (2.286) \\ - c_{\text{sh}} \cdot \left[\beta(s) + \frac{l_h}{v} \cdot \psi(s) \cdot s \right] \cdot l_h \end{aligned}$$

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:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\psi(s) \cdot s}{\delta_v(s)} \right) &= \\ \frac{(m \cdot v \cdot s + c_{\text{sv}} + c_{\text{sh}}) \cdot c_{\text{sv}} \cdot l_v - c_{\text{sv}}^2 \cdot l_v^2 + c_{\text{sv}} \cdot c_{\text{sh}} \cdot l_h}{N_1} & \quad (2.287) \end{aligned}$$

Mit dem Nenner N_1

$$\begin{aligned} N_1 &:= (m \cdot v \cdot s + c_{\text{sv}} + c_{\text{sh}}) \cdot \Theta_Z \cdot s \\ &+ \frac{m \cdot v \cdot s + c_{\text{sv}} + c_{\text{sh}}}{v} \cdot (c_{\text{sv}} \cdot l_v^2 + c_{\text{sh}} \cdot l_h^2) \\ &+ m \cdot v \cdot (c_{\text{sh}} \cdot l_h - c_{\text{sv}} \cdot l_v) \\ &- \frac{1}{v} \cdot (c_{\text{sv}} \cdot l_v - c_{\text{sh}} \cdot l_h)^2 \end{aligned} \quad (2.288)$$

Durch umfangreiche Umformungen [32] und unter Verwendung der folgenden, markanten Zusammenhänge für das instationäre Einspurmodell wird die dynamische Übertragungsfunktion hergeleitet.

Stationärer Gierverstärkfaktor aus Gl. (2.277):

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{v}{l + \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{c_{\text{sv}}} - \frac{l_v}{c_{\text{sh}}} \right) \cdot v^2} \quad (2.289)$$

Ungedämpfte Giereigenkreisfrequenz aus Gl. (2.269):

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c_{\text{sh}} \cdot l_h - c_{\text{sv}} \cdot l_v + \frac{c_{\text{sv}} \cdot c_{\text{sh}} \cdot l_h^2}{\Theta \cdot m \cdot v^2}}{\Theta}} \quad (2.290)$$

sowie Gierdämpfungsmaß aus Gl. (2.271):

$$D = \frac{1}{2\omega_e} \cdot \left[\frac{c_{\text{sv}} + c_{\text{sh}}}{m \cdot v} + \frac{c_{\text{sv}} \cdot l_v^2 + c_{\text{sh}} \cdot l_h^2}{\Theta \cdot v} \right] \quad (2.291)$$

Mit diesen Ausdrücken kann die komplexe Gleichung aus Gl. (2.287) in eine anschauliche Form gebracht werden.

$$\left(\frac{\psi(s) \cdot s}{\delta_v(s)} \right) = G(s) = \left(\frac{\psi}{\delta} \right)_{\text{stat}} \cdot \frac{1 + \frac{m \cdot v \cdot l_v}{c_{\text{sh}} \cdot l} \cdot s}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot s + \frac{1}{\omega_e^2} \cdot s^2} \quad (2.292)$$

Wird nun der Term im Zähler zusammengefasst mit der Zeitkonstanten T_z

$$T_z = \frac{m \cdot v \cdot l_v}{c_{\text{sh}} \cdot l}, \quad (2.293)$$

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.

$$\left(\frac{\psi(s) \cdot s}{\delta_v(s)} \right) = G(s) = \left(\frac{\psi}{\delta} \right)_{\text{stat}} \cdot \frac{1 + T_z \cdot s}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot s + \frac{1}{\omega_e^2} \cdot s^2} \quad (2.294)$$

Vergleicht man diese Übertragungsfunktion mit bekannten Gliedern aus der Regelungstechnik [34], 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

$$k_1 \cdot k_2 = \left(\frac{\psi}{\delta} \right)_{\text{stat}} \quad (2.298)$$

$$T_v = T_z = \frac{m \cdot v \cdot l_v}{c_{\text{sh}} \cdot l} \quad (2.299)$$

$$T_1 \cdot T_2 = \frac{1}{\omega_e^2} \quad (2.300)$$

$$T_1 + T_2 = \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \quad (2.301)$$

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:

$$T_1 = \frac{l_h}{v} \quad (2.303)$$

$$T_2 = \frac{\Theta}{c_{\text{sh}} \cdot l} \quad (2.304)$$

Mittels dieser Übertragungsfunktionen können nun übliche Methoden aus der Regelungstechnik [34] 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“.

Beim Lenkwinkelsprung wird eine Sprungfunktion als Eingangssignal (Lenkwinkel) verwendet. Mit dem Sinuslenken wird der Frequenzgang ermittelt.

Im Bild 2-109 (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 gegeben.

Die so genannte *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 2-109).

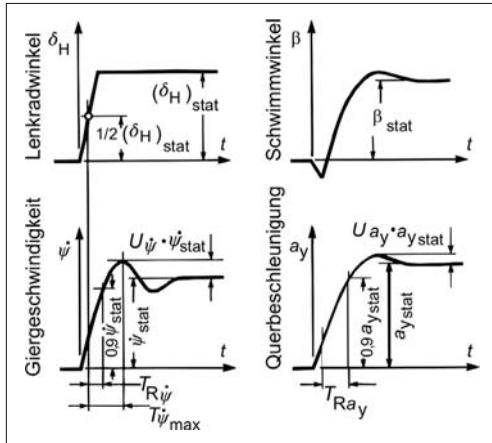


Bild 2-109: Fahrzeugverhalten bei einem Lenkwinkelprung [35]; $T_{R\psi}$, T_{Ray} : 90 % Response Time; $T_{\psi\max}$: Peak Response Time; U_ψ , U_{ay} : bez. Überschwingweiten; $T_B = T_{\psi\max} \cdot \beta_{\text{stat}}$; $v = \text{const}$

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 [15].

$$G(i \cdot \omega) = \left(\frac{\dot{\psi}}{\delta}\right)_{\text{stat}} \cdot \frac{1 + T_z \cdot i \cdot \omega}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot i \cdot \omega - \frac{\omega^2}{\omega_e^2}} \quad (2.305)$$

Analog dazu wird die Übertragungsfunktion für die Querbeschleunigung in diese Form gebracht:

$$G'(i \cdot \omega) = \left(\frac{a_y}{\delta}\right)_{\text{stat}} \cdot \frac{1 + T_1 \cdot i \cdot \omega - T_2 \cdot \omega^2}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot i \cdot \omega - \frac{\omega^2}{\omega_e^2}} \quad (2.306)$$

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 Phasenverschie-

bung 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 [15, 36].

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 allerdings nicht möglich, diese vollständig getrennt auszulegen. Eine Kompromisslösung ist anzustreben, die die Vorgaben und Anforderungen an das Fahrverhalten möglichst gut abdeckt [33].

2.5.3.9 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 [15].

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 [15].

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 [15, 34]. 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:

$$\begin{aligned} \psi(s) \cdot \left[\Theta_Z \cdot s^2 + c_{sv} \cdot \frac{l_v}{v} \cdot s + c_{sh} \cdot \frac{l_h}{v} \cdot s \right] &= \\ c_{sv} \cdot l_v \cdot \delta_v(s) - c_{sh} \cdot l_h \cdot \delta_h(s) \end{aligned} \quad (2.313)$$

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:

$$P_h = -\frac{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l_h \cdot l - c_{sv} \cdot l_v \cdot m \cdot v^2}{c_{sv} \cdot c_{sh} \cdot l_v \cdot l + c_{sh} \cdot l_h \cdot m \cdot v^2} \quad (2.315)$$

$$T_D = \frac{\Theta_Z \cdot v}{c_{sh} \cdot l_h \cdot l - l_v \cdot m \cdot v^2} \quad (2.316)$$

$$T_1 = \frac{\Theta_Z \cdot v}{c_{sv} \cdot l_v \cdot l + l_h \cdot m \cdot v^2} \quad (2.317)$$

Damit wird die Übertragungsfunktion zu:

$$F_\delta(s) = \frac{\delta_h(s)}{\delta_v(s)} = P_h \cdot \frac{1 + T_D \cdot s}{1 + T_1 \cdot s} \quad (2.318)$$

Auch hier kann wie in Abschnitt 2.5.3.8 mit dem Vergleich zu linearen Regelkreigliedern aus der Regelungstechnik das Verhalten beschrieben werden. Für die Schwimmwinkelkompensation entspricht diese Übertragungsfunktion dem Verhalten eines PDT₁-Elements mit dem Verstärkungsfaktor des Proportionalanteils P_h , der Zeitkonstante des D-Anteils T_D sowie der Verzögerungskonstanten T_1 [34]. Direkt zu erkennen ist, dass die Übersetzung zwischen vorderem und hinterem Lenkwinkel geschwindigkeitsabhängig ist.

In Bild 2-110 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 2-111 werden experimentelle Ergebnisse eines Fahrzeugs mit einer Hinterradlenkung zur Schwimmwinkelkompensation dargestellt.

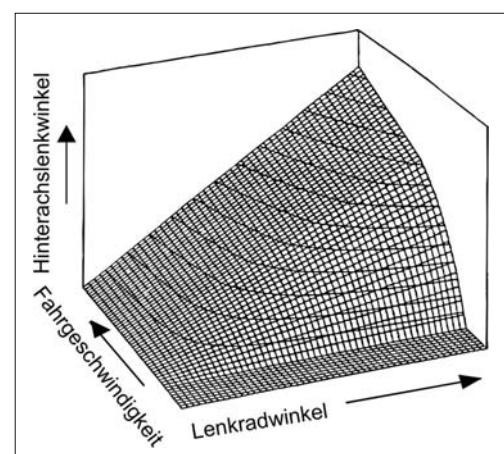


Bild 2-110: Mögliches Kennfeld für eine Schwimmwinkelkompensation [15]

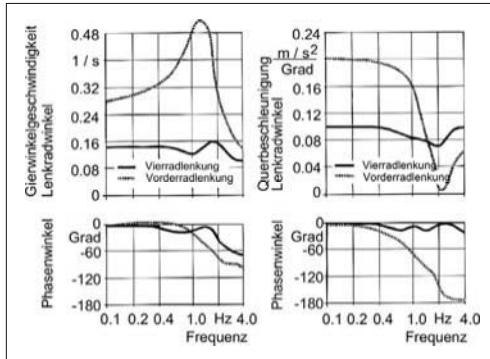


Bild 2-111: Frequenzgänge mit und ohne Schwimmwinkelkompensation durch die Hinterachs-Lenkung [37]

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 Lenkuübersetzung 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 Lenkbewegungen dazu tendieren, nachzuschwingen, was natürlich die Fahrstabilität beeinträchtigt [15].

Beim Fahrzeug mit Hinterradlenkung sieht man ein komplett verschiedenes Ergebnis. Eine Resonanzanhöhung 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 [15].

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.

2.5.3.10 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 Schräglauftsteifigkeit der Hinterachse schrittweise verändert [15].

Variation der Fahrgeschwindigkeit v :

Zunächst wird in der Simulation die Fahrgeschwindigkeit variiert, so dass 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).

$$\left(\frac{\psi}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{v}{l + EG \cdot v^2} \quad (2.319)$$

$$\left(\frac{a_y}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{v^2}{l + EG \cdot v^2} \quad (2.320)$$

Wie aus Gl. (2.319) sowie in **Bild 2-112** zu erkennen ist, steigt der stationäre Gierverstärkungsfaktor mit steigender Fahrgeschwindigkeit. Beide Amplitudenkurven 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 Lenkwinkeleingaben reagiert.

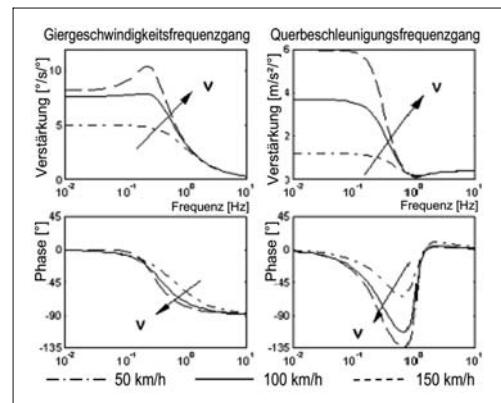


Bild 2-112: Frequenzgang, Variation der Fahrgeschwindigkeit [15]

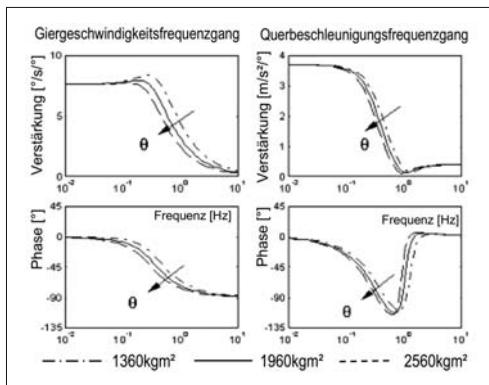


Bild 2-113: Frequenzgangfunktionen unter Variation des Gierträgheitsmomentes [15]

Variation des Gierträgheitsmomentes

Die nächste Simulationsvariante variiert das Gierträgheitsmoment in drei Schritten (**Bild 2-113**):

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 $f = 0 \text{ Hz}$ gleich groß.

Die Amplitudengänge fallen generell bei steigender Erregerfrequenz ab und gehen auch hier asymptotisch gegen einen Grenzwert. Der Einfluss des Gierträgheitsmoments ist sichtbar. Die Maxima der beiden 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.

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 2-114**.

Der Eigenlenkgradient hat Einfluss auf die stationären Verstärkungsfaktoren, siehe die Gln. (2.319) und (2.320). Dementsprechend haben die Amplitudengänge jeweils einen unterschiedlichen Startwert bei unterschiedlicher Schräglauftsteife. Mit steigender Schräglauftsteifigkeit steigt die Untersteuerneigung, so dass einhergehend die Gierverstärkung und die Übertragungsfunktion der Querbeschleunigung niedrigere Amplituden aufweist.

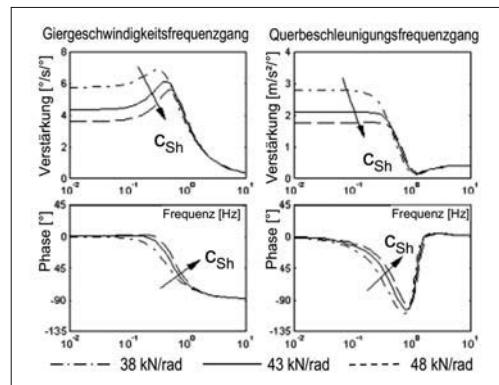


Bild 2-114: Frequenzgangfunktionen unter Variation der hinteren Schräglauftsteifigkeit [15]

Die Phasenverzüge weisen ebenfalls geringere Werte bei steigender Untersteurtendenz 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 nichtlinear das Fahrverhalten beeinflussen. Insbesondere gilt dies für die nichtlinearen Reifeneigenschaften.

2.5.3.11 Zweispurmodell

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, so dass 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 bremsenbasierter 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) ver-

wendet, die insbesondere im Zusammenspiel mit dem Stabilisator einen wichtigen Einfluss auf die Betrachtung der Fahrtdynamik im Grenzbereich haben. Je nach Anwendungsbereich 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 (Mehrköpersysteme 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 Fahreranforderungen bewältigen bzw. regeln kann (doppelter Fahrspurwechsel). Die für die Untersuchung des Fahrverhaltens notwendigen und passenden Fahrmanöver werden detailliert in Abschnitt 2.8.5 beschrieben.

Am Radaufstandpunkt 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 grundätzliche Untersuchungen durchführen lassen.

Wie in Bild 2-115 zu erkennen ist, weist das Fahrzeug an Vorder- und Hinterachse einen Wankpol auf. Beim Wankpol handelt es sich um den achsen spezifischen 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.

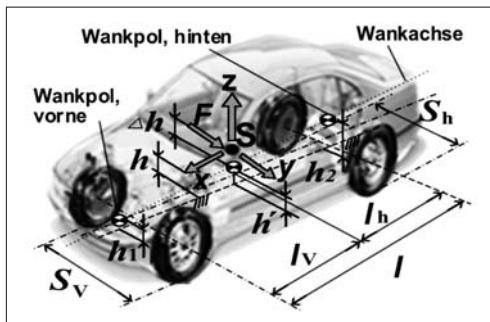


Bild 2-115: Zweispurmodell für die Untersuchung des Fahrverhaltens

Weiterhin ist der Wankpol der Punkt, um den der Fahrzeugaufbau unter Querbeschleunigung seinen Wankwinkel aufbaut [21]. Die Verbindungs linie 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 2-116.

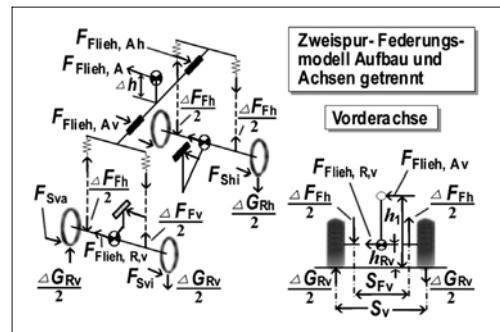


Bild 2-116: Kräfte am Zweispurmodell

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, so dass 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 [15].

Mit den in Bild 2-116 dargestellten Kräften lassen sich für Vorder- und Hinterachse Momentengleichgewichte aufstellen. Unter der Verwendung von Größen aus Tabelle 2-15 gilt für die Hinterachse:

Tabelle 2-15: Verwendete Größen

$F_{\text{Flieh,Ah}}$	Abzustützender Anteil der Aufbauftriebkraft an der Hinterachse. Es gilt: $F_{\text{Flieh,Ah}} = m_A \cdot a_y \cdot l_v / l$
h_2	Wankpolhöhe an der Hinterachse
$F_{\text{Flieh,Rh}}$	Fliehkraft der Hinterachsmasse. Es gilt: $F_{\text{Flieh,Rh}} = m_{\text{Rh}} \cdot a_y$
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

$$\sum M_{\text{HA}} = 0 = F_{\text{Flieh,Ah}} \cdot h_2 + F_{\text{Flieh,Rh}} \cdot h_{\text{Rh}} + 2 \cdot \frac{\Delta F_{\text{Fh}}}{2} \cdot \frac{s_{\text{Fh}}}{2} - 2 \cdot \frac{\Delta G_{\text{Rh}}}{2} \cdot \frac{s_{\text{h}}}{2} \quad (2.321)$$

$$\frac{\Delta F_{\text{Fh}}}{2} = c_{\text{Ah}} \cdot \Delta f + c_{\text{Stab,h}} \cdot \Delta f_{\text{Stab,h}} \quad (2.322)$$

Für die effektiven Federwege gilt ein einfacher geometrischer Zusammenhang mit dem Wankwinkel:

$$\frac{\Delta F_{\text{Fh}}}{2} = c_{\text{Ah}} \cdot \varphi \cdot \frac{s_{\text{Fh}}}{2} + c_{\text{Stab,h}} \cdot \varphi \cdot \frac{s_{\text{Stab,h}}}{2} \quad (2.323)$$

Der Wankwinkel ist bei einem als starr angenommenen Fahrzeugaufbau an Vorder- und Hinterachse gleich. Wankwinkel φ sowie die Aufbauftriebkraft stehen in folgendem Zusammenhang, siehe Gl. (2.175).

$$\varphi = \frac{2 \cdot \Delta h \cdot F_{\text{Flieh,A}}}{c_{\text{Av}} \cdot s_{\text{Fv}}^2 + c_{\text{Ah}} \cdot s_{\text{Fh}}^2 + c_{\text{stab,v}} \cdot s_{\text{stab,v}}^2 + c_{\text{stab,h}} \cdot s_{\text{stab,h}}^2} \quad (2.324)$$

Aus Gl. (2.321) erhält man durch Umformung eine Gleichung für die Radlastdifferenz:

$$\Delta G_{\text{Rh}} = F_{\text{Flieh,Ah}} \cdot \frac{2 \cdot h_2}{s_{\text{h}}} + F_{\text{Flieh,Rh}} \cdot \frac{2 \cdot h_{\text{Rh}}}{s_{\text{h}}} + \Delta F_{\text{Fh}} \cdot \frac{s_{\text{Fh}}}{s_{\text{h}}} \quad (2.325)$$

Zusammen mit Gl. (2.323) ergibt sich folgende, wichtige Gleichung zur Radlastdifferenz an der Hinterachse:

$$\begin{aligned} \Delta G_{\text{Rh}} &= F_{\text{Flieh,Ah}} \cdot \frac{2 \cdot h_2}{s_{\text{h}}} + F_{\text{Flieh,Rh}} \cdot \frac{2 \cdot h_{\text{Rh}}}{s_{\text{h}}} \\ &\quad + c_{\text{Ah}} \cdot \varphi \cdot \frac{s_{\text{Fh}} \cdot s_{\text{Fh}}}{s_{\text{h}}} + c_{\text{Stab,h}} \cdot \varphi \cdot \frac{s_{\text{Stab,h}} \cdot s_{\text{Fh}}}{s_{\text{h}}} \end{aligned} \quad (2.326)$$

Für die Vorderachse gilt eine identische Herleitung:

$$\begin{aligned} \Delta G_{\text{Rv}} &= F_{\text{Flieh,Av}} \cdot \frac{2 \cdot h_l}{s_{\text{v}}} + F_{\text{Flieh,Rv}} \cdot \frac{2 \cdot h_{\text{Rv}}}{s_{\text{v}}} \\ &\quad + c_{\text{Av}} \cdot \varphi \cdot \frac{s_{\text{Fv}}^2}{s_{\text{v}}} + c_{\text{Stab,v}} \cdot \varphi \cdot \frac{s_{\text{Stab,v}} \cdot s_{\text{Fv}}}{s_{\text{v}}} \end{aligned} \quad (2.327)$$

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 vier einzelnen Radlasten gilt für

vorne außen:

$$G_{\text{Rva}} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \frac{l_h}{l} + \frac{1}{2} \cdot \Delta G_{\text{Rv}} \quad (2.329)$$

vorne innen:

$$G_{\text{Rvi}} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \frac{l_h}{l} - \frac{1}{2} \cdot \Delta G_{\text{Rv}} \quad (2.330)$$

hinten außen:

$$G_{\text{Rha}} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} + \frac{1}{2} \cdot \Delta G_{\text{Rh}} \quad (2.331)$$

hinten innen:

$$G_{\text{Rhi}} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} - \frac{1}{2} \cdot \Delta G_{\text{Rh}} \quad (2.332)$$

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.

$$\sum F_{\text{sv}} = F_{\text{svi}} + F_{\text{sva}} = F_{\text{Flieh,ges}} \cdot l_h / l \quad (2.333)$$

$$\sum F_{\text{sh}} = F_{\text{shi}} + F_{\text{sha}} = F_{\text{Flieh,ges}} \cdot l_v / l \quad (2.334)$$

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 Schräglauftinkel 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.

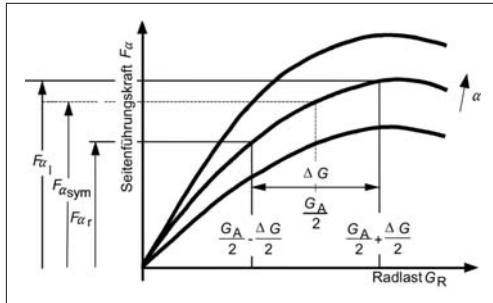


Bild 2-117: Auswirkungen von Radlastdifferenzen in einem typischen Reifenkennfeld [15]

Der hier dargestellte Verlauf der Seitenführungskraft durch Schräglauwinkel ist typisch für normale Fahrzeugebreifen. 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 jeweils die gleiche Seitenführungskraft 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 Seitenführungskraft ablesen. Man erkennt direkt, dass man im degressiven Bereich des Reifenkennfeldes auf jeden Fall mit sinkender Radlast (kurveninnen) mehr Seitenführungskraft reduziert als man mit steigender Radlast (kurvenaußen) hinzugewinnt. Es gilt also:

$$2 \cdot F_{\alpha,\text{sym}} > F_{\alpha l} + F_{\alpha r} \quad (2.335)$$

Das bedeutet, dass durch eine große Radlastdifferenz an einer betrachteten Fahrzeugachse zwangsläufig das Seitenkraftpotential absinken muss.

2.5.3.12 Parametervariation

Zur Verdeutlichung der fahrdynamischen Zusammenhänge beim Zweispur-Modell wird eine Parametervariation vorgestellt [1].

Im Grundzustand (Variation 0) hat das folgende Daten:
 Gesamtmasse des Fahrzeugs: $m_{\text{ges}} = 1678 \text{ kg}$
 Radmasse: $m_{\text{Rad}} = 35 \text{ kg}$
 Radstand: $l = 2680 \text{ mm}$
 Spurweite vorn/hinten: $s_v = s_h = 1520 \text{ mm}$
 Schwerpunktlage: $l_v = 1080 \text{ mm}$
 $l_h = 1600 \text{ mm}$
 Schwerpunkthöhe: $h = 520 \text{ mm}$
 Wankpolhöhen: $h_1 = h_2 = 0 \text{ mm}$

Bild 2-118 zeigt die Simulationsergebnisse für die Nullversion bei stationärer Kreisfahrt.

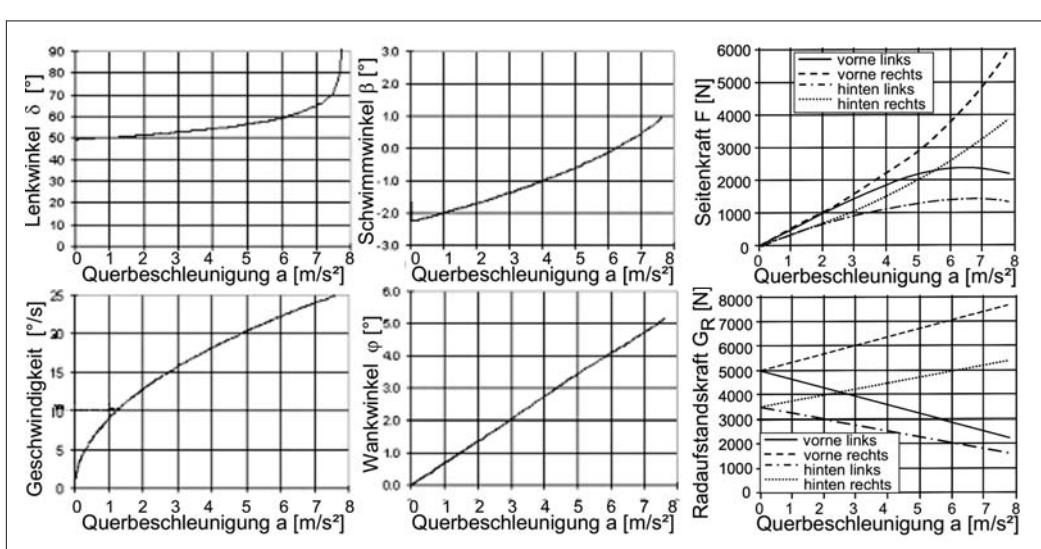


Bild 2-118: Simulationsergebnisse bei stationärer Kreisfahrt der Ausgangsversion [15]

Zur Beschreibung der stationären Lenkeigenschaften werden folgende Größen betrachtet:

$$\text{Lenkradwinkel: } \delta_H = f(a_y)$$

$$\text{Schwimmwinkel: } \beta = f(a_y)$$

$$\text{Wankwinkel: } \varphi = f(a_y)$$

$$\text{Gierwinkelgeschwindigkeit: } \dot{\psi} = f(a_y)$$

Die stationäre Kreisfahrt wird zunächst dazu verwendet, den Lenkwinkelbedarf unter steigender Querbeschleunigung zu ermitteln. Wie in **Bild 2-118** 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 so genannte Eigenlenkgradient unter Berücksichtigung der Lenkübersetzung ($i_{\text{Lenk}} = 13$) ablesen: $EG = 0,0017 \text{ rad/(m/s}^2\text{)}$. Der stationäre Gierverstärkungsfaktor nach **Bild 2-108** ist hier ebenfalls abzulesen. Im linearen Bereich der Fahrdynamik gilt:

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{v}{l + EG \cdot v^2}$$

Damit ergibt sich der folgende Verlauf des Gierverstärkungsfaktor über der Geschwindigkeit, (**Bild 2-119**).

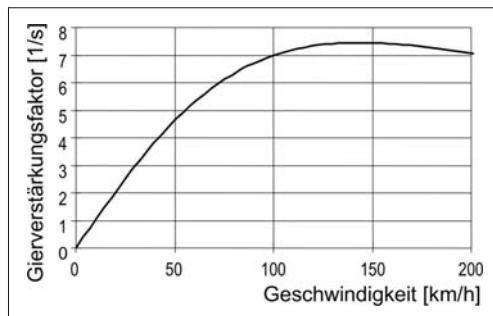


Bild 2-119: Gierverstärkungsfaktor als Funktion der Fahrgeschwindigkeit [15]

Das Maximum dieser Kurve und damit die gierfreudigste Geschwindigkeit liegen leicht oberhalb der eigentlich geforderten 65 bis 100 km/h.

Weiterhin ist der Schwimmwinkelverlauf dargestellt. Wie **Bild 2-118** 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:

$$\beta_0 = \frac{l_h}{r} = -2,2^\circ \quad (2.336)$$

Der Nulldurchgang wird im vorliegenden Fall erst bei ca. 6 m/s² erreicht. Dann liegen Fahrzeuglängsachse und Bahntangente auf einer gemeinsamen Geraden. Darüber hinaus zeigt die Fahrzeuglängsachse bei höheren Querbeschleunigungen in den Bahnradius hinein, der Schwimmwinkel wird gemäß Definition positiv.

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 2-120**.

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 2.5.3.11 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 Schräglauftsteifigkeit sinkt also mit steigender Radlastdifferenz und macht sich daher hier deutlich bemerkbar.

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.

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 Reifenkennfeld nach links. Die effektive Schräglauftsteifigkeit 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.

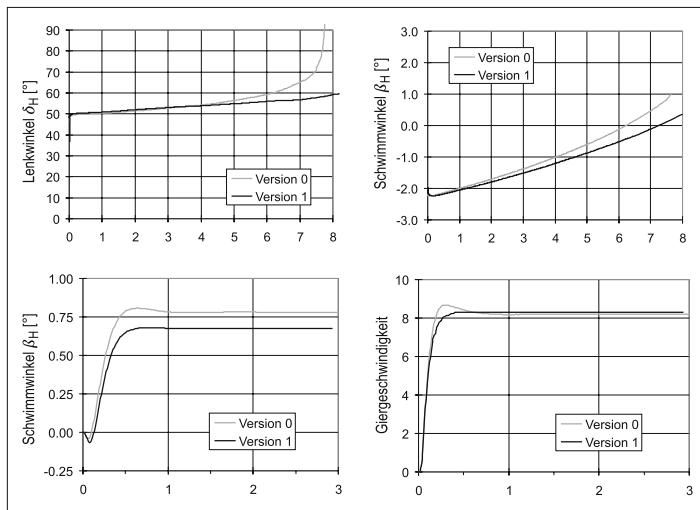


Bild 2-120:
Simulationsergebnisse bei
abgesenkter Schwerpunkthöhe
(Variante 1) [15]

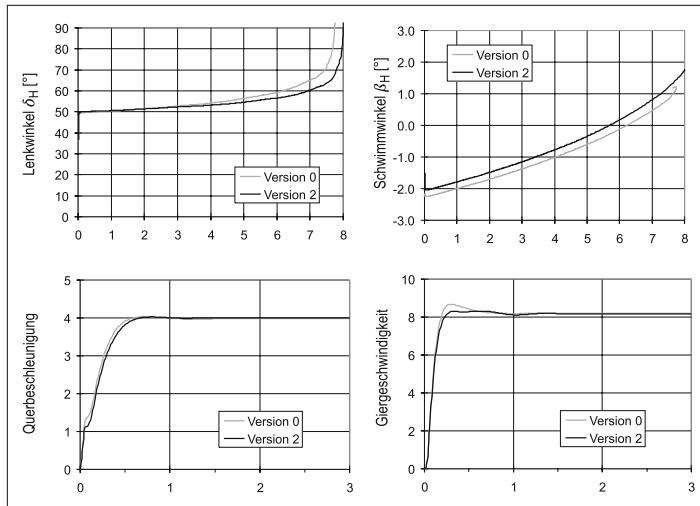


Bild 2-121:
Simulationsergebnisse bei
veränderter Schwerpunktlage
(Variante 2) [15]

Variation der Wankachse (Variante 3)

Wie beschrieben wird sich der Aufbau unter Querbeschleunigung um die so genannte 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 Aufbaufliehkraft um die Wankachse gegenüber der Nullversion kleiner.

Die direkten Folgen sind klar ersichtlich, **Bild 2-122**. 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 Fahrzeugfliehkraft über die Summe der Radlastdifferenzen 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 Schräglauftsteifigkeit der Vorderachse weiter abgesenkt wird. Die Gierdämpfung nimmt entsprechend auch etwas ab.

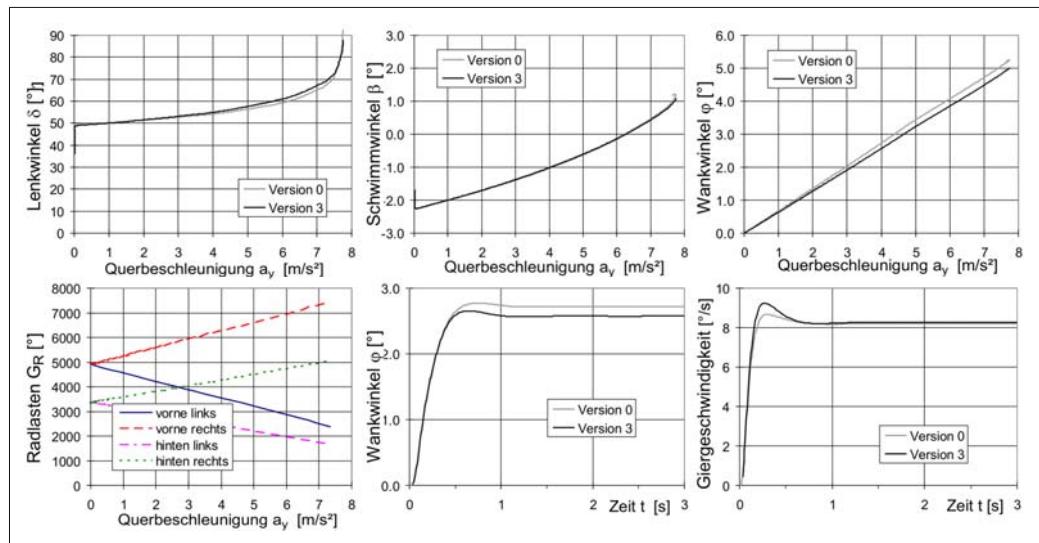


Bild 2-122: Simulationsergebnisse bei veränderter Wankachse (Variante 3) [15]

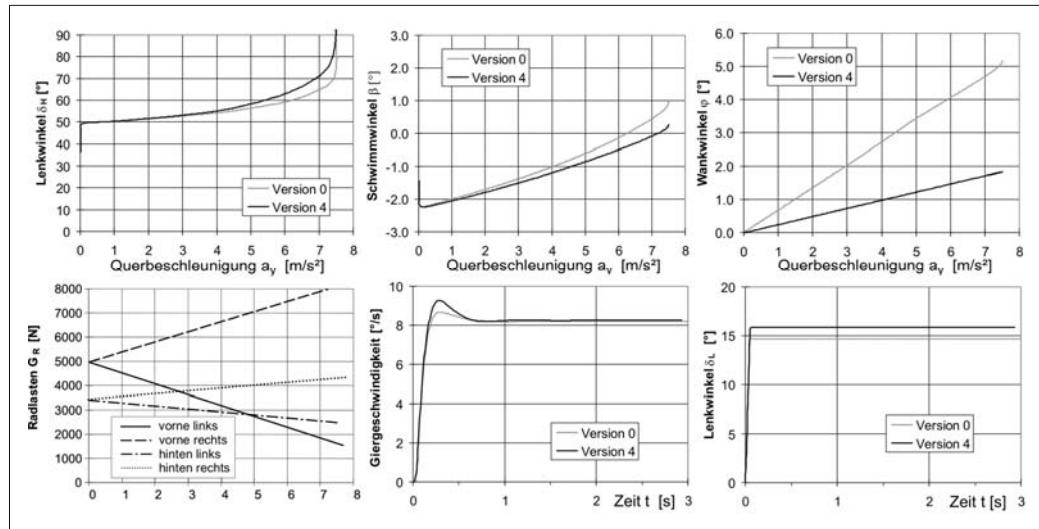


Bild 2-123: Variation der Stabilisatorsteifigkeit (Variante 4) [15]

Variation der Wankfederverteilung (Variante 4)

Gegenüber der Nullversion wird in dieser Variante die Stabilisatorsteifigkeit an der Vorderachse erhöht. Eine Erhöhung einer der beiden Stabilisatorsteifigkeiten führt per se in einem Fahrzeug zu einem niedrigeren Wankwinkel, siehe 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 abzustützen. Den Einfluss einer höheren Stabilisatorsteifigkeit zeigt Bild 2-124.

Ein Stabilisator vergrößert de facto die Radlastdifferenzen an der betreffenden Achse und verringert daher ihre wirksame Schräglaufrate. Die Simulationsergebnisse zeigen daher eine Erhöhung der

Untersteuertendenz gegenüber der Nullversion. Wie bereits erwähnt, hat der Stabilisator einen entscheidenden Einfluss auf das Fahrverhalten.

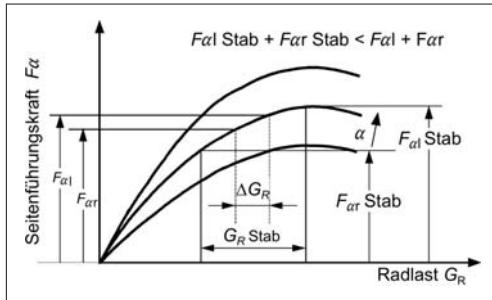


Bild 2-124: Einfluss des Stabilisators auf die Seitenführungskraft [15]

Er verringert nicht nur den resultierenden Wankwinkel, sondern kann durch geschickten Einsatz auch dazu verwendet werden, das Eigenlenkerhalten des Fahrzeugs entscheidend zu verändern.

Eine Erhöhung der Stabilisatorsteifigkeit an der Vorderachse erhöht die Untersteuertendenz, eine Erhöhung an der Hinterachse verringert die Untersteuertendenz.

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 2-53** (Krempeldiagramm), dargestellt, beeinflussen sich Längs- und Querkraft des Reifens, d.h., dass das Seitenkraftpotential unter erhöhter Längskraft reduziert wird. Dadurch wird die effektive Schräglauftiefigkeit an der angetriebenen Achse reduziert.

Dieser Effekt ist bei kleinen Kurvengeschwindigkeiten und niedrigen Querbeschleunigungen noch sehr gering, wird aber bei höheren Querbeschleunigungen deutlich spürbar.

Bei einem Fahrzeug mit Vorderradantrieb wird daher die Untersteuertendenz noch durch das Antriebskonzept verstärkt [15]. Ein durch eine geeignete Parameterauswahl tendenziell untersteuerndes heckgetriebenes Fahrzeug kann dagegen durchaus ein lokal übersteuerndes Verhalten nach Bergmann (**Bild 2-101**) aufweisen.

Das hier zu beobachtende lokale Übersteuerverhalten ist dadurch zu erklären, dass die effektive Schräglauftiefigkeit 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.

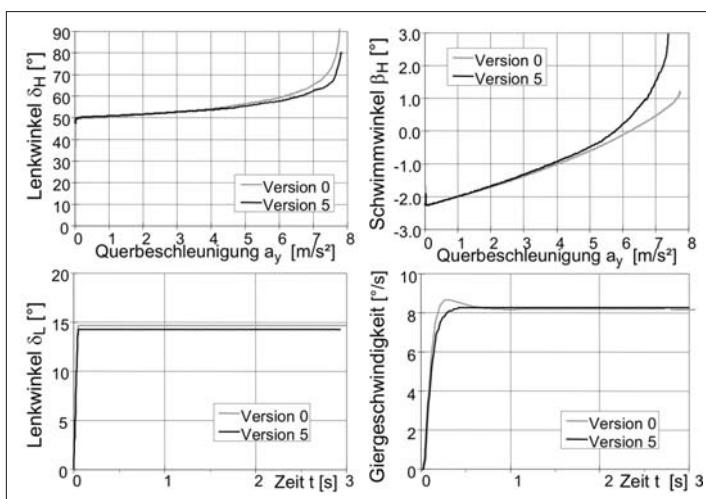


Bild 2-125:
Variation des Antriebskonzeptes
(Variante 5) [15]

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 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 [15].

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, Abschnitt 2.7.3.

2.6 Allgemeine Fahrdynamik

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 2-126**). Bereits bei Betrachtung des Kraftübertragungsverhaltens von Fahrzeugreifen wurde deutlich, dass kombinierte Schlußfzustände, wie beispielsweise Beschleunigungen 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.

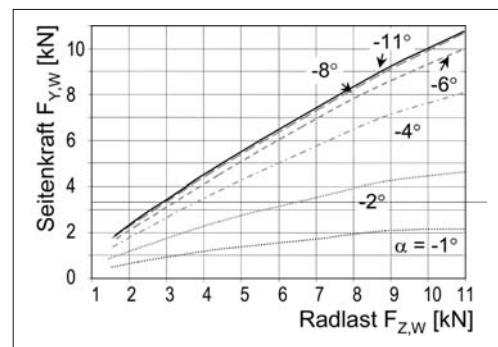


Bild 2-126: Degressiver Anstieg übertragbarer Seitenkräfte $F_{Y,W}$ mit zunehmender Radlast $F_{Z,W}$ [15]

Im Weiteren sollen daher folgende Wechselwirkungen näher untersucht werden:

- ♦ Vertikalkraftschwankungen und deren Einfluss auf die Reifen-Horizontalkräfte,
- ♦ Einfluss längsdynamischer Vorgänge auf die Querdynamik.

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 2-126**).

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. erhöhten Umfangsschlupf kompensiert werden. Insbesondere im Hinblick auf die Querdynamik kann das Eigenlenkverhalten eines Fahrzeugs durch Lastwechsel und die dadurch bedingten Vertikalkraftschwankungen beeinflusst werden.

Fahrbahnunebenheiten führen ebenfalls zu dynamischen Vertikalkraftschwankungen. Bedingt durch den nichtlinearen Zusammenhang zwischen Radlast und Seitenkraftaufbau führen Fahrbahnunebenheiten ebenfalls zum Verlust von Seitenkraftübertragungspotenzial. **Bild 2-127** 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.

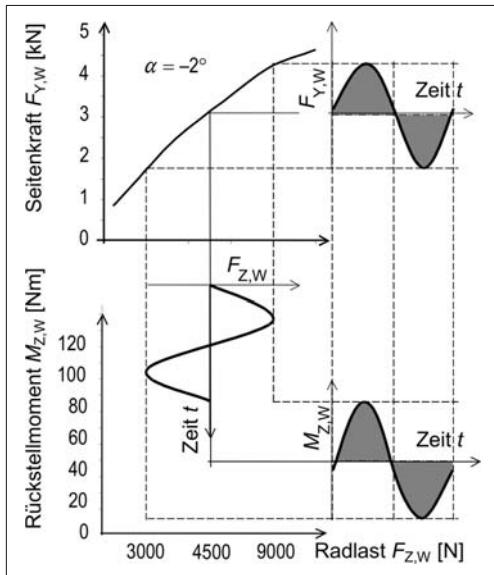


Bild 2-127: Seitenkraftverlust und Rückstellmomentänderung in Folge dynamischer Vertikalkraftänderungen [15]

Ein weiterer Effekt dynamischer Radlastschwankungen ist der Horizontalkraftverlust in Folge des transienten Reifenverhaltens (s. Abschnitt 2.2.1 und **Bild 2-54**). 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-Einlaufstrecke (PT_1 -Verzögerer) eine gewisse Wegstrecke σ und somit Zeit.

Dieser Effekt ist nicht nur für Schlupf- und Schräglauftypen 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.

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),
- ◆ Bremsen/Anfahren auf einer inhomogenen Fahrbahnoberfläche (μ -Split).

Die ersten drei Fahrmanöver verursachen bei einer Kurvenfahrt eine querdynamische Fahrzeugreaktion, die vom Fahrer durch Lenkkorrekturen kompensiert werden muss [15]. 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.

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, behält aber die Gierstabilität und ist nach Lösen der Bremse wieder zu beherrschen [15]. Um die Gierstabilität zu gewährleisten, ist demnach eine Bremskraftverteilung mit einem ausreichenden Sicherheitsabstand zwischen der Kurve der installierten Bremskraftverteilung und der Parabel der idealen Bremskraftverteilung bei Geradeausbremsung 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 Vollbremssung erhalten bleibt. Als Bewertungskriterium werden die Werte der Bewegungsgrößen 1 s nach Brems-

beginnt (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.

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 [15].

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 2-128 zeigt die Giergeschwindigkeitsdifferenz nach $t = 1$ s in Abhängigkeit von der Längsbeschleunigung a_y für verschiedene Antriebskonzepte auf griffiger Fahrbahn [15, 33].

Die Referenzgerade in Bild 2-128 kennzeichnet die Giergeschwindigkeitszunahme, die aus der Fahrgegeschwindigkeitszunahme resultieren würden, wenn beim Beschleunigen keine Abweichung vom Ausgangsradius auftreten würde. Auf Eis sind die Fahrzeugereaktionen deutlicher ausgeprägt, Bild 2-129. Das durch die kombinierte Schlupsituation hervorgerufene dynamische Übersteuern der Fahrzeuge mit Hinterradantrieb führt hier zu einem Eindrehen in den Ausgangskreis.

Die Vorteile der Aufteilung der Antriebskräfte auf vier Räder besonders beim Allradantrieb werden auf rutschiger Fahrbahn deutlich. Auf trockener Fahrbahn sind die Unterschiede dagegen eher auf die Ausleitung des stationären Lenkverhaltens (geringe Untersteuertendenz) zurückzuführen als auf das Antriebskonzept.

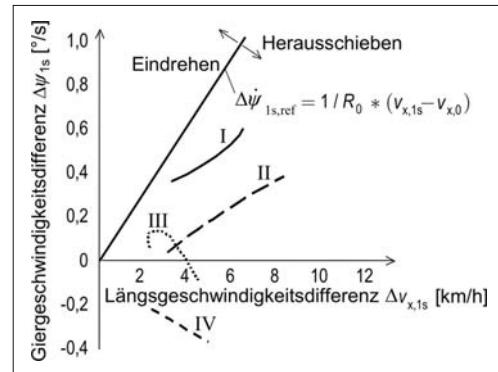


Bild 2-128: Giergeschwindigkeitsabweichung beim Beschleunigen in der Kurve (griffiger Fahrbahn) [33]; I: Allradantrieb, II: Heckantrieb, III: Transaxle, IV: Frontantrieb; 1-Sekundenwert der Giergeschwindigkeitsdifferenz $\Delta\dot{\psi}_{ls} = \dot{\psi}_{ls} - \dot{\psi}_0$ nach Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt auf griffiger Fahrbahn $R_0 = 100$ m, $a_{y,0} = 3,0$ m/s²

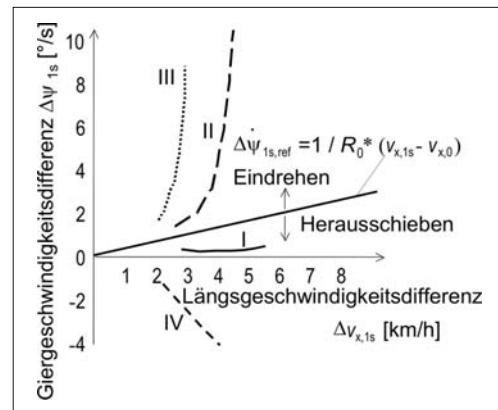


Bild 2-129: Giergeschwindigkeitsabweichung beim Beschleunigen in der rutschigen Kurve [33]; I: Allradantrieb, II: Heckantrieb, III: Transaxle, IV: Frontantrieb; 1-Sekundenwert der Giergeschwindigkeitsdifferenz $\Delta\dot{\psi}_{ls} = \dot{\psi}_{ls} - \dot{\psi}_0$ nach Beschleunigung aus stationärer Kreisfahrt auf Eis $R_0 = 45$ m, $a_{y,0} = 1,2$ m/s²

Lastwechsel

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 Bremskräften umschlagen.

Da das plötzliche Loslassen des Gaspedals eine natürliche Reaktion des Fahrers beim zu schnellen Anfahren oder 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) [33] **Bild 2-130**.

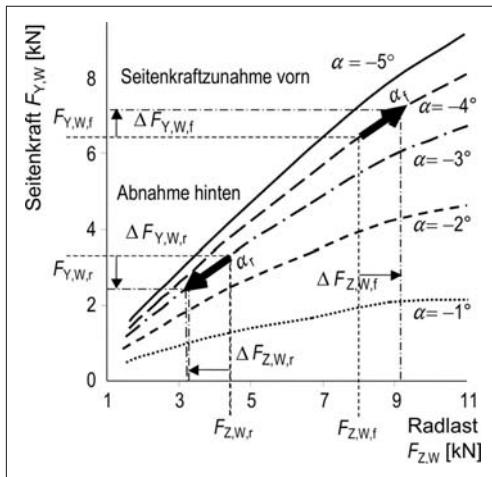


Bild 2-130: Seitenkraftänderungen beim Lastwechsel

Durch die kinematischen Eigenschaften der Radaufhängungen wird das Eindrehen in den Kreis in der Regel unterstützt. Mit dem Einfederweg zunehmende Vorspurwinkel und negative Sturzwinkel an der Hinterachse verstärken 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 Schwerpunktzbahn vom Ausgangskreis R_0 nach einem Lastwechsel bei stationärer Kreisfahrt mit fixiertem Lenkrad (**Bild 2-131**) sowie die Abweichung der Bewegungsgrößen von den Ausgangswerten 1 s nach dem Lastwechsel (Reaktionszeit des Fahrers). Als Parameter werden Ausgangsradius und Ausgangsquerbeschleunigung variiert (**Bild 2-132**).

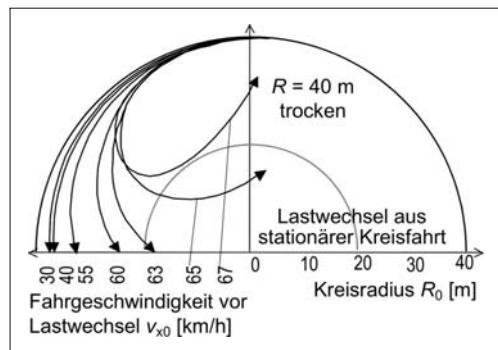


Bild 2-131: Abweichung der Schwerpunktzbahn beim Lastwechsel [33]

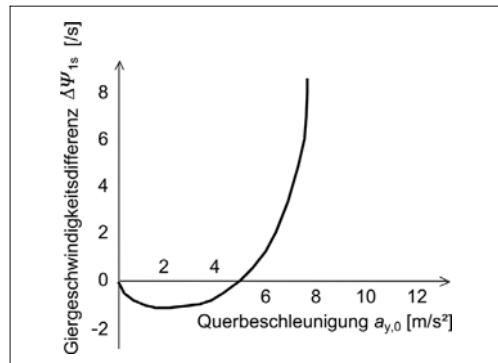


Bild 2-132: Giergeschwindigkeitsabweichung 1 s nach einem Lastwechsel (Fahrzeug mit Frontantrieb) [33]; Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt auf trockener Fahrbahn $R = 40$ m, Frontantrieb; 1-Sekundenwert der Giergeschwindigkeitsdifferenz $\Delta \dot{\psi}_{1s} = \dot{\psi}_{1s} - \dot{\psi}_0$

Bremsen und Anfahren auf einer inhomogenen Fahrbahnoberfläche (μ -Split)

Beim Bremsen auf einer Fahrbahn mit unterschiedlich griffigen Fahrspuren (z.B. Fahrbahn mit vereistem Randstreifen) resultiert aus der Bremskraftdifferenz zwischen rechter und linker Fahrzeugsseite 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 2-133**.

Der hierzu erforderliche Schräglaufwinkel 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 2-134**).

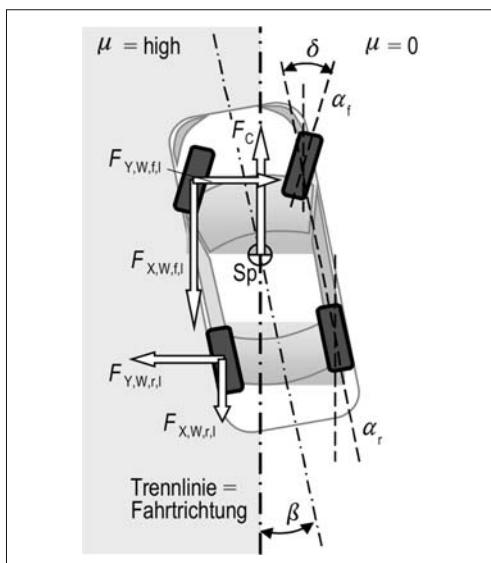


Bild 2-133: Giermomentenbilanz beim Bremsen unter μ -Split-Bedingungen [39]

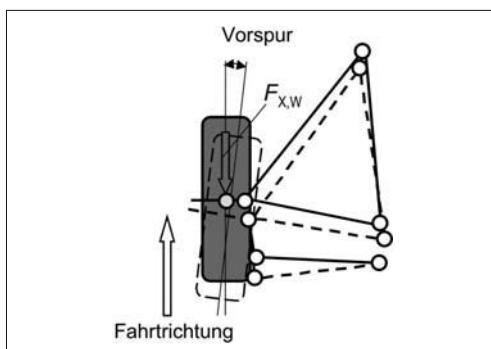


Bild 2-134: Elastokinematische Auslegung der Vorderradaufhängung zur Verbesserung der Bremsstabilität unter μ -Split-Bedingungen [35]

Zu Beginn der Bremsung, noch bevor die Reaktionszeit des Fahrers abgelaufen ist und ein Gegenlenken einsetzt, 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 2-134**). 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, von ABS gesteuert, zunächst bewusst unterbremst, dann wird das durch die Bremskraftdifferenz hervorgerufene Giermoment verzögert aufgebaut und dem Fahrer ein rechtzeitiges Gegenlenken erleichtert [15].

2.7 Fahrwerkregelsysteme

2.7.1 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 aktiven Fahrwerksbauteile zusammengefasst, wobei die Wirkweise der einzelnen Systeme wiederum in die drei Domänen Längs-, Quer- und Vertikaldynamik unterteilt werden kann. Die Fahrwerkregelsysteme lassen sich weiterhin in die Fahrdynamik-, Fahrkomfortregelsysteme und Fahrerassistenzsysteme unterteilen.

Fahrdynamikregelsysteme

Der Begriff „Fahrdynamikregelsysteme“ beschreibt diejenigen Fahrwerkregelsysteme, welche das Ziel haben, die Stabilität des Fahrzeugs zu erhöhen bzw. zu erhalten. Fahrdynamikregelsysteme unterstützen somit den Fahrer bei seiner Aufgabe der Fahrzeugstabilisierung (s. Abschnitt 2.7.3).

Fahrkomfortregelsysteme

Der Begriff „Fahrkomfortregelsysteme“ beschreibt diejenigen Fahrwerkregelsysteme, welche das Ziel verfolgen, den Fahrkomfort zu erhöhen.

Fahrerassistenzsysteme

Unter dem Begriff „Fahrerassistenzsysteme“ werden diejenigen Regelsysteme zusammengefasst, welche den Fahrer bei seiner Aufgabe der Fahrzeugführung unterstützen (s. Abschnitt 2.7.3).

In Abhängigkeit der hinterlegten Funktionen im Fahrwerkregelsystem kann ein aktives Fahrwerksystem sowohl in die Gruppe der Fahrdynamik-, der Fahrkomfortregelsysteme oder der Fahrerassistenzsysteme eingeordnet werden.

2.7.2 Grenzen des passiven Fahrzeugs – Basis-Zielkonflikte

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 verringter 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.

Feder-/Dämpferauslegung

Bei der Dämpferauslegung zum Beispiel ist daher ein optimaler Kompromiss zwischen harter Sicherheitsdämpfung und weicher Komfortdämpfung anzustreben [43]. Die Auslegung wird dadurch erschwert, dass die jeweils günstigste Abstimmung sowohl von der Fahrbahnoberfläche als auch von den vom Fahrer eingeleiteten Fahrmanövern abhängt [44].

Den Kompromiss, der bei der Abstimmung konventioneller Federn und Dämpfer eingegangen werden muss, zeigt Bild 2-135. 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 [13]. 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 2-135). Analog dazu führt auch eine stetige Erhöhung der Aufbaudämpfung, die oberhalb des Wertes für minimale Radlastschwankungen liegt, wieder zu einer Verschlechterung.

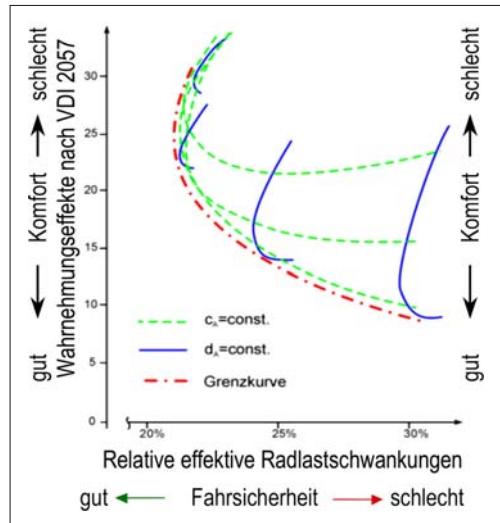


Bild 2-135: Grenzkurven [45]

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 Konfliktshaubild dar. Im Gegensatz dazu sind Verstellsysteme, bezogen auf das Konfliktshaubild 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.

Fahrzeugbeladung

Die Auslegung eines Fahrwerks erfolgt unter Berücksichtigung aller möglichen Beladungszustände. Hierzu zählen neben der Zuladung im Fahrzeuginnenraum auch eine mögliche Anhängerstützlast oder eine Dachlast. Die Ausnutzung der Beladungsmöglichkeiten – auch innerhalb der zulässigen Werte – führt zwangsläufig zu einer starken Erhöhung der Achslast insbesondere an der Hinterachse und damit zu erheblichen Unterschieden in der Lastverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse [40]. Der Einsatz einer Niveauregulierung kann den Zielkonflikt aufheben.

Lenkübersetzung

Die heute üblicherweise durch das Lenkgetriebe und die Vorderachskinematik festgelegte Lenkübersetzung stellt immer einen Kompromiss zwischen aus-

reichender Agilität bei geringen Fahrzeuggeschwindigkeiten und nicht zu nervösem Lenkverhalten bei hohen Geschwindigkeiten dar. Einzig über dem Lenkhub ist durch eine nicht lineare Zahnstangenteilung und die Radaufhängungskinematik eine variable Kennung möglich. Diese Variabilität beschränkt sich üblicherweise auf große Lenkeinschläge und ist eher für den Parkierbetrieb relevant [46].

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 ein geht. 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 können die Möglichkeiten geregelter fahrdynamischer Systeme einen wichtigen Beitrag leisten sowohl zur Entschärfung der genannten funktionellen Zielkonflikte als auch zur Erzielung einer neuen Qualität der Fahrdynamik [44].

2.7.3 Regelkreis Fahrer–Fahrzeug

Die Fahreraufgabe unterteilt sich in Navigation, Fahrzeugführung und Fahrzeugstabilisierung. Mit der letzten der drei Aufgaben übernimmt der Mensch die Funktion eines Reglers im Sinne der Fahrstabilität. Regelstrecke ist das Fahrzeug, so dass die Wechselwirkungen zwischen Fahrerhandlungen und Fahrzeugreaktionen als Vorgänge in einem geschlossenen Regelkreis aufgefasst werden können, Bild 2-136 [42].

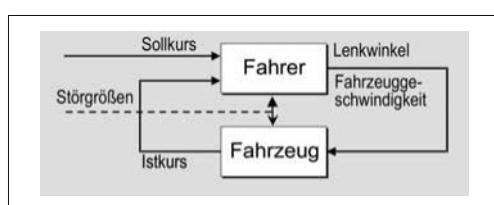


Bild 2-136: Regelkreis Fahrer–Fahrzeug [41]

In diesem Regelkreis wirken Störgrößen auf Fahrer (z.B. Relativbewegung Fahrer–Fahrzeug, 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, und 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.

Um den Fahrer bei der Kurshaltung und Fahrzeugstabilisierung zu unterstützen, kommen in modernen Kraftfahrzeugen Systeme zur Regelung der Längs-, Quer- und Vertikaldynamik zum Einsatz, welche zusammengefasst als Fahrwerkregelsysteme bezeichnet werden. Ihre Aufgabe besteht darin, innerhalb der physikalisch möglichen Grenzen ein optimales Fahrzeugverhalten zu realisieren und dadurch die Differenz zwischen Soll- und Ist-Kurs zu minimieren. Heutige Fahrdynamikregelsysteme unterstützen den Fahrer ausschließlich bei der 3. kybernetischen Aufgabe, der Fahrzeugstabilisierung. Die Fahrzeugführung wird durch den Einsatz von Fahrerassistenzsystemen zunehmend für den Fahrer erleichtert.

Eine Verbesserung der Fahrstabilität sowie eine Kompensation der Störgrößen, die auf das Fahrzeug wirken, können mit einer Erweiterung des Regelkreises Fahrer–Fahrzeug durch einen Fahrdynamikregler (FDR) erfolgen (Bild 2-137). Hierbei vergleicht der Fahrdynamikregler den Ist-Kurs des Fahrzeuges mit dem Sollkurs, der aus den Großen Lenkradwinkel und Fahrzeuggeschwindigkeit, die vom Fahrer vorgegeben werden, berechnet wird. In einer kritischen Fahrsituation kann der Fahrdynamikregler durch unterschiedliche Stelleingriffe das Fahrzeug stabilisieren.

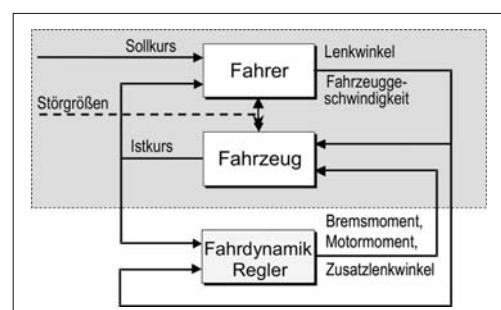


Bild 2-137: Regelkreis des Fahrer–Fahrzeug–Fahrdynamikregler [41]

Zum Stand der Technik gehören zurzeit Fahrdynamikregelsysteme, welche den Fahrer durch einen geeigneten Bremseneingriff bzw. durch einen Eingriff in das Motormanagement (ESP) unterstützen. Des Weiteren werden aktive Differential sperren, aktive Vorderradlenkung sowie aktive Federungs- und Dämpfungssysteme vereinzelt in einigen Fahrzeugen eingesetzt (s. Abschnitt 7.6).

2.7.4 Unterteilung der Fahrwerkregelsysteme in Domänen

Regelsysteme können den fahrdynamischen Domänen nach ihrer primären Funktion zugeordnet werden, sind aber funktional nicht auf eine Domäne beschränkt (**Tabelle 2-16**).

Tabelle 2-16: Einteilung der Fahrwerkregelsysteme

Einteilung der Fahrwerkregelsysteme in Domänen (nach ihrer primären Funktion)			
Systeme	Domäne		
	Längsdynamik	Querdynamik	Vertikaldynamik
	Bremse	Vorderradlenkung	Stabilisator
	Mittelsperre	Hinterradlenkung	Federung
	Quersperre VA		Dämpfung
Quersperre HA			

Grundsätzlich kann eine Einteilung in die drei Domänen Längs-, Quer- und Vertikaldynamik erfolgen. Im Rahmen der Längsdynamik beeinflussen das System Bremse sowie Differenzialsperren bzw. -kupplungen im Antriebsstrang das Fahrverhalten des Fahrzeugs. Der Motor selbst wird hier nicht betrachtet, da er nicht zu den Fahrwerksystemen gezählt wird. Vorder- und Hinterradlenkung wirken direkt auf die Querdynamik des Fahrzeugs. Die Vertikaldynamik wird durch die Systeme Federung, Dämpfer sowie Stabilisator beeinflusst. Betrachtet man die Wirkweise der einzelnen Systeme genauer, so ist zu erkennen, dass größtenteils mehrere Domänen durch den Einsatz eines Systems betroffen sind.

Ein aktiver Bremseneingriff (ESP) zur Fahrzeugstabilisierung erzeugt durch die Änderung des Längsschlups an einem Rad eine Längskraft, welche wiederum ein Giermoment um den Fahrzeugschwerpunkt hervorruft. Durch dieses Giermoment wird die Querdynamik direkt beeinflusst. Als Sekundäreffekt wird durch die Änderung des Längsschlups an dem gebremsten Rad gleichzeitig eine Änderung der Seitenkraft erzeugt, welche ebenfalls ein Giermoment um den Fahrzeugschwerpunkt generiert.

Der Bremseneingriff ruft eine Längsverzögerung des Fahrzeugs und somit eine dynamische Radlastverschiebung zur Vorderachse hervor. Diese Radlastverschiebung beeinflusst wiederum die übertragbaren Längs- und Querkräfte an den einzelnen Rädern und somit das Fahrverhalten des Fahrzeugs. Für jede Domäne ist eine Vielzahl an Funktionen denkbar. Die Funktionen können den vier Kategorien Vorsteuerfunktion, Komfortfunktion, Assistenzfunktion und Stabilisierungsfunktion zugeordnet werden.

2.7.4.1 Längsdynamik

Tabelle 2-17 gibt einen Überblick über die möglichen Funktionen für aktive Fahrwerkregelsysteme im Bereich der Längsdynamik. Hierbei wird deutlich, dass in der Domäne Längsdynamik vor allem das System Bremse zum Einsatz kommt.

Tabelle 2-17: Funktionen in der Längsdynamik-Domäne

Aufgabe	Funktionen in der Kategorie Längsdynamik	Domäne		
		Längs	Quer	Vertikal
Bremse	Fahrzeugverzögerung	x		
Halten der Fahrzeuggeschwindigkeit	x			
Vorsteuerfunktionen	Übertragung Fahrervorgabe M_{Brems}	x		
	Rückmeldung (Pedalgefühl)	x		
Assistenzfunktionen	Automatic Cruise Control (ACC)	x		
	Situationsadaptives ACC	x		
Komfortfunktionen	Hillholder	x		
	Hill Descent Control (HDC)	x		
	Soft-Stop Bremsung	x		
	Regenassistent	x		
	Fadingassistent	x		
Stabilisierungsfunktionen	Bremsschlupfregelung (ABS)	x		
	Antriebsschlupfregelung (ASR) (durch Motormanagement)			
	Differentialsperrenfunktion (EDS)	x	x	
	Schleppmomentregelung (MSR) (durch Motormanagement)			
	Bremsassistent (BA)	x		

Eine Vielzahl der genannten Funktionen wird schon durch heutige aktive Bremsysteme verwirklicht. Der Einsatz von aktiven Differenzialen bzw. Kupplungen im Antriebsstrang beschränkt sich innerhalb der Längsdynamik vorwiegend auf die Funktion der Differentialsperrenfunktion, welche beim Anfahren auf einer inhomogenen Fahrbahnoberfläche (μ -Split) die Fahrstabilität sichert und die Traktion verbessert.

Tabelle 2-18: Funktionen in der Querdynamik-Domäne

Aufgabe	Funktionen in der Kategorie Querdynamik	Domäne		
		Längs	Quer	Vertikal
Bremse	Spurführung		x	x
	Fahrzeugstabilisierung		x	x
Vorsteuerfunktionen	Übertragung der Fahrervorgabe		x	
	Rückmeldung der Seitenkraft		x	
Assistenzfunktionen	Parkassistent		x	x
	Rangierassistent für Pkw-Gespanne		x	
	Spurführungsassistent		x	x
	Spurwechselassistent		x	x
Komfortfunktionen	VorhalteLenkung (SLD)		x	
	Künstliches Lengefühl		x	
	Veränderung d. Eigenlenkverhaltens		x	x
	Variable Lenkubersetzung (VSR)		x	x
Stabilisierungsfunktionen	Fahrzeugstabilisierung	x	x	x
	μ -split-Kompensation	x	x	
	Seitenwindkompensation	x	x	
	Roll-Over Prevention	x	x	x
	Anhängerstabilisierung	x	x	x
	Kurvenbremskontrolle	x		

2.7.4.2 Querdynamik

Im Vergleich zur Domäne Längsdynamik finden im Bereich der Querdynamik mehrere Systeme für die einzelnen Funktionen Verwendung. Für die eigentliche Fahrzeugstabilisierung ist der Einsatz jedes einzelnen Systems bzw. der Kombination einzelner Systeme denkbar (**Tabelle 2-18**). Vor allem durch eine aktive Vorderradlenkung, die in einigen Fahrzeugen zu finden ist, sind die unterschiedlichen Funktionen darstellbar.

2.7.4.3 Vertikaldynamik

Während eines Hauptziels der Funktionen in den Domänen Längs- und Querdynamik die Fahrzeugstabilisierung, so ist das Einsatzpotential innerhalb der Vertikaldynamik vor allem im Komfortbereich zu finden (**Tabelle 2-19**). Als Stabilisierungsfunktion ist im Bereich der Vertikaldynamik zum einen die Reduzierung der Radlastschwankungen zu nennen. Zum anderen kann über die Vertikalsysteme Federung, Dämpfung und Stabilisator eine bedarfsgerechte Einstellung der Radaufstands Kräfte in Zusammenarbeit mit Fahrdynamikregelungssystemen der Längs- und Querdynamik erfolgen (Global Chassis Control).

Tabelle 2-19: Funktionen der Vertikaldynamik-Domäne

		Domäne			
		Längs	Quer	Vertikal	
Aufgabe	Abstützung des Aufbaus		x		
	Dosierung der Rückstellkräfte		x x x		
Vorsteuerfunktionen					
Assistenzfunktionen					
Komfortfunktionen	Niveaumanpassung			x	
	Eigenlenkverhalten		x x x		
	Reduzierung der Aufbaubeschleunigung (Sky-Hook)		x		
	Nickausgleich			x	
	Wankausgleich		x x		
Stabilisierungsfunktionen	Reduzierung der Radlastschwankungen (Ground-Hook)		x x x		
	Bedarfsgerechte Einstellung von Radaufstands Kräften für Stabilisierungsfunktion		x x x		

2.7.5 Forderungen an Fahrwerkregelsysteme

Basierend auf dem bereits vorgestellten Einsatzbereich von Fahrwerkregelsystemen ergeben sich die folgenden Anforderungen bzw. Kundennutzen:

- ◆ Anschlussfähigkeit/ Vernetzungsfähigkeit,
- ◆ Softwaregesteuerte Einstellbarkeit,
- ◆ Modularität,
- ◆ Robustheit der Fahrwerksregelung,
- ◆ Sicherheit der Fahrwerksregelung.

2.8 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 diese Abstimmung für den Kunden unmittelbar wahrnehmbar, also „erfahrbar“ ist. Hinzu kommt auch das sichtbar werden der Fahrverhaltensabstimmung 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“. 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 im System enthalten sein muss, um die Einflüsse des Komforts bei seiner Bewertung herausfiltern zu können [47].

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 Fahrbahnkontakt vermittelt. Das Fahrverhalten muss durch die Kinematik und Elastokinematik der Achsen 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 Subjektivbeurteilung. 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.

2.8.1 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 Ein-

satz 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-Komitee TC22/SC9). Da die Detailabstimmung aber stark vom Anspruch des Fahrzeughändlers 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 sog. „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 ist die Auflösungsgenauigkeit und Trennschärfe dieses Sensors für eine vollständige Beurteilung nicht immer ausreichend. Man spricht daher von einer subjektiven Beurteilung. Da am Ende jedoch das Fahrverhalten in seiner Gesamtheit auf den Menschen wirkt, ist diese Methode bislang nicht zu ersetzen [47].

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 in Form von Simulationen 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 sucht [52, 53].

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 2-138**). 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 [47].

Im offenen Regelkreis soll der Fahrereinfluss minimiert oder ausgeschaltet werden. Es wird dabei die Reaktion des Fahrzeugs auf festgelegte Lenk- bzw. Längsdynamik-Eingaben beurteilt, ungetacht der sich ergebenden Fahrspur. Mit dieser Methode werden auch die für das Fahrzeug charakteristischen physikalischen Grenzbereiche ermittelt. Diese Methoden können detailliert untergliedert werden [47]:

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 Betätigungsselemente (Lenkrad, Fahrrpedal, 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.

2.8.2 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 2-20** 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 2.8.3 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 [47].

Kategorisierung der Fahrmanöver

Die quantitative Ausführung der Manöver (Fahrgeschwindigkeit, Kurvenradien etc.) ist trotz fort schreitender 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 [51].

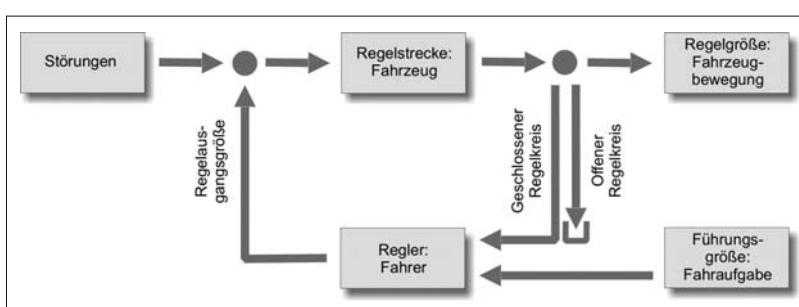


Bild 2-138:
Regelkreis Fahrer–
Fahrzeug–Umwelt [54]

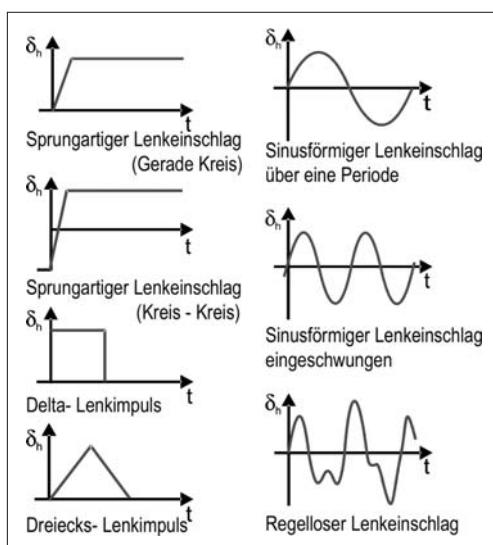
Tabelle 2-20: Systematik der Fahrmanöver [54]

Längsdynamik (Längsbeschleunigung a_x)				
Querdymanik (Lenkwinkel δ)	$a_x = 0$	$a_x \neq 0$, Lastwechsel	$a_x > 0$, Beschleunigen	$a_x < 0$, Bremsen
$\delta = 0$	stationär			
$\delta \neq 0$, free control				
$\delta \uparrow$, ansteigend				
$\delta \neq 0$, regellos				
$\delta \neq 0$, sinusförmig				
$\delta \neq 0$, impulsförmig				

Einzelmanöver im Überblick

In der Praxis gebräuchlichen Fahrmanöver Kombinationen listet **Tabelle 2-21**. 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 Lenkwinkel eingaben für Open-Loop-Manöver zeigt **Bild 2-139**.

**Bild 2-139:** Die gängigen Lenkwinkel funktionen [54]

2.8.3 Fahrmanöver Parameterraum

Die genannten Fahrmanöver bilden die Möglichkeiten ab, ein Fahrzeug längs-/querdynamisch zu bewegen. Einige der Manöver werden auf Fahrbahnen mit unterschiedlichen und teilweise wechselnden Reibbeiwerten durchgeführt, um Fahrverhalten und Regelsysteme für das gesamte im Alltag auftretende Spektrum 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. Daraüber hinaus müssen zumindest alle Closed-Loop Fahrmanöver mit mehreren Testfahrern durchfahren werden, um fahrerseitige Einflüsse zu identifizieren, sofern die Versuche nicht mit Fahrrobotern durchgeführt werden.

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 Kalrländern, da die entsprechenden Fahrbahnbedingungen wie z.B. Schne- und Eisfahrbahnen sonst nicht zuverlässig erzeugt werden können. In **Tabelle 2-22** sind die gebräuchlichen Teststrecken zur Fahrdynamikabstimmung kurz beschrieben.

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 variiert werden durch das Ausnutzen entweder der zulässigen Hinterachs last oder der zulässigen Vorderachs last. Die Auslastung des Fahrzeugs mit zulässigem Gesamtgewicht und zugleich zulässiger Hinterachs last ist für den Fahrverhaltenstest als der kritischste anzusehen [50]. Ein weiterer Beladungszustand ist die der sog. 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 kg, 75 kg, 80 kg) an Stelle zusätzlicher Personen üblich (**Bild 2-140**).

Tabelle 2-21: Einzelne Fahrmanöver im Überblick [54]

Kategorie	Manöver (KF Kreisfahrt, LW Lenkwinkel)	Stationär	Instatio-när	Open Loop	Closed Loop	Sub-jektiv	Objek-tiv
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
	Bremsen		X	X	X	X	X
	Beschleunigen		X	X	X	X	X
	Lastwechselreaktion		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
	Lastwechsel aus stationärer KF		X	X	X	X	X
	Beschleunigen aus stationärer KF		X	X	X	X	X
	Lenkrückstellverhalten aus stat. KF		X	X	X	X	X
	Hindernisüberfahrt in stationärer KF		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		
	Regeloser 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

Tabelle 2-22: 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 [47] (Trocken, nass): Stationäres und instationäres Kurven- und Lenkverhalten, Brems-, Beschleunigungs- und Lastwechselverhalten
	Fahrdynamikfläche [47] (Trocken, nass): Stationäres und instationäres Kurven- und Lenkverhalten
	Schnellfahrbahn [47] (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) [47] (Trocken, nass): Kurven- und Lenkverhalten, Traktion
	Seitenwindprüfstrecke [47]: Seitenwindverhalten mit und ohne Anhänger
	Steigungsstrecke (trocken, nass, Schnee, Eis): Traktion, Schlupfregelsysteme
Niedrig-reibwert-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	Verschiedenen 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

**Bild 2-140:** Ballast-Dummy

Vor den Testfahrten ist der Zustand des Fahrzeugs zu dokumentieren. Dies umfasst das Fahrzeuggewicht, die 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.

Reifen

Zur Schaffung einer vergleichbaren Basis für die Bewertung werden in den verschiedenen Vorschlägen der ISO-Normungsgruppe [33] 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, [33]). Der Reifenluftdruck ist vor der Fahrt genau einzustellen und nach der Fahrt erneut zu messen.

2.8.4 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. Am Beispiel des für die Grundabstimmung des Fahrverhaltens sehr wichtigen Manövers der stationären Kreisfahrt sollen die wichtigsten Maßnahmen gezeigt werden.

2.8.4.1 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.

In **Tabelle 2-23** 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 2-24** gibt einen Überblick über die konstruktiven Möglichkeiten zur Einflussnahme auf das Fahrverhalten

2.8.5 Subjektive Fahrverhaltensbeurteilung

Für die subjektive Fahrverhaltensbeurteilung gibt es bisher keine einheitlichen oder standardisierten Fahrmanöver, Beurteilungskriterien und Bewertungsskalen. Fahrzeugherrsteller und Zulieferer, Testinstitu-

te 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 [53]). Nachfolgend sind deshalb die heute gebräuchlichen Beurteilungskriterien zur Fahrverhalteabstimmung und die dazu verwendeten Fahrmanöver qualitativ beschrieben. Ebenso wird die in der Industrie übliche Beurteilungsskala für die Subjektivbeurteilung vorgestellt. Ein Teil dieser Kriterien wird teilweise auch objektiv beurteilt.

2.8.5.1 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 2-25**). Die Noten 1 bis 4 werden als „unter dem Industriestandard“ bezeichnet und sind für ein Serienfahrzeug nicht akzeptabel. 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 in Fahrverhalten und Komfort Rechnung zu tragen.

2.8.5.2 Anfahrverhalten

Das Anfahrverhalten beschreibt die Auswirkungen der Antriebskräfte bei Anfahren auf Quer-, Längs-, Vertikaldynamik des Fahrzeugs, sowie die Rückwirkungen auf das Lenksystem (**Tabelle 2-26**). Hinzu kommen die Kriterien Traktion und Beschleunigungsvermögen, die jedoch meist objektiv erfasst werden.

2.8.5.3 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 2-27**). 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 Fokus 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.

Tabelle 2-23: Grundlegende Abstimmungsmaßnahmen für das stationäre Lenkverhalten [54]

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 in VA	Zusätzlicher Lenkwinkel nach Aufbau der Querbeschleunigung	Übersteuern
aerodynamischen Auftrieb an der HA vermindern	Höhere Normalkräfte → übertragbare Seitenkräfte steigen → Schräglaufwinkelbedarf sinkt	Übersteuern
Lenkgesetz Richtung Ackermann- auslegung verändern	Geringerer effektiver Lenkwinkel durch Verringerung der Vorspur	Untersteuern
Nachlaufwinkel der VA vergrößern	Verringerung des Radlenkwinkels durch Elastizitäten	Untersteuern
Bremeskraftanteil 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 2-24: 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 (Anfahrstüzwinkel: 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 Lenkungscharakteristik (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
Regel-systeme	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 2-25: Zweistufiges Bewertungssystem zur subjektiven Beurteilung von Fahrzeugeigenschaften [49]

1. Stufe	2. Stufe			3. Stufe
Bewertung	Bewertung	Mangel	Wahrnehmbar durch	Note
Eigenschaft Im Industriestandard	optimal	nicht wahrnehmbar	ausgebildete Beobachter	10
	sehr gut	kaum wahrnehmbar	ausgebildete Beobachter	9
	gut	äußerst gering	ausgebildete Beobachter kritische Kunden	8
	noch gut	sehr gering	kritische Kunden	7
	befriedigend	gering	kritische Kunden	6
	genügend	gut	kritische Kunden und Normalkunden	5
Eigenschaft unter Industrie-standart	mangelhaft	unangenehm, Reklamation, Verbesserung erforderlich	Normalkunden	4
	schlecht	nicht akzeptabel Bauteil fehlerhaft	alle Kunden	3
	sehr schlecht	nicht akzeptabel, Bauteil bedingt funktionsfähig	alle Kunden	2
	völlig ungenügend	nicht akzeptabel Bauteil ohne Funktion	alle Kunden	1

Tabelle 2-26: Kriterien zur Beurteilung des Anfahrverhaltens [49, 54]

Kriterium	Fahrmanöver	Entwicklungsziel
Anfahrnicken	Anfahren, Beschleunigen aus langsamer Fahrt unterschiedliche Beschleunigungen, μ -high	Der zeitliche Nickwinkelverlauf und die Nickgeschwindigkeit sollten möglichst gering sein.
Anfahrpendeln	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 begrenzen, 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.

Kriterium	Fahrmanöver	Entwicklungsziel
Lenkungsklemmen (F-antrieb)	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.
Traction	Beschleunigung aus dem Stand oder langsamer Fahrt μ -high, μ -low, μ -Split, μ -Jump	Möglichst hohe Traction und gutes Beschleunigungsvermögen. Bewertung erfolgt in erster Linie objektiv.
Regelverhalten (ATC)	Beschleunigungen 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)	Beschleunigungen 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 2-27: Kriterien zur Beurteilung des Bremsverhaltens [49, 54]

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 Pedalkraftaufwand. 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. Fahrzeugreaktionen 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 Pedalkraftaufwand. Kriterium wird teilweise durch Messung der Pedalkraft ergänzt.

Kriterium	Fahrmanöver	Entwicklungsziel
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 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, Buhen, Brummen, Knarren) auftreten.

Tabelle 2-28: Kriterien zur Beurteilung des Lenkverhaltens [49, 54]

Kriterium	Fahrmanöver	Entwicklungsziel
Anlenkerhalten	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.

Kriterium	Fahrmanöver	Entwicklungsziel
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 und 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 Komfort mindernde 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	Wechselenken. μ -high (trocken, nass). Geschwindigkeiten von 0 bis v_{max} . Verschiedene Querbeschleunigungen.	Hystereseerfreier, 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 Wechselenken 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.

2.8.5.4 Lenkverhalten

Die Beurteilung bezieht sich auf das Lenkverhalten bei Geradeausfahrt und bei Kurvenfahrt, sowie auf das Lenkkraftniveau und die Beurteilung von Lenkradschwankungen (**Tabelle 2-28**). 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.

2.8.5.5 Kurvenverhalten

Das Kurvenverhalten beschreibt das Gierverhalten und die Zusatzbewegungen, die dem Fahrzeug bei Kurvenfahrt unter dem Einfluss von Querbeschleunigungen und Längsbeschleunigungen aufgeprägt werden (**Tabelle 2-29**). Dieses Verhalten wird maßgeblich von der Eigenschaft der Reifen beeinflusst, Längs- und Seitenkräfte nur unter Schlupf übertragen zu können. Dadurch und durch die 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 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.

Tabelle 2-29: Kriterien zur Beurteilung des Kurvenverhaltens [49, 54]

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 Gierschwindigkeit. 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.
Gierschwindigkeitsaufbau	Einfache und doppelte Fahrspurwechsel. Trocken, nass	Gierschwindigkeitsaufbau proportional zur Lenkgeschwindigkeit. Keine Unstetigkeiten, Trägheiten, Phasenverzug.
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	Geraden und Wechselkurven. unterschiedliche Geschwindigkeiten, Querbeschleunigungen und Lenkwinkelgeschwindigkeiten.	Wankreaktion möglichst gering und proportional zur Querbeschleunigung. Wankwinkel soll Rückmeldung über aufgebaute Seitenkraft geben.
Diagonales Tauchen	Geraden und Wechselkurven. Unterschiedliche Geschwindigkeiten und bewusst unharmonische und sprungartige Lenkeinschläge.	Wankbewegung möglichst nur um Fahrzeug-Längssachse. Kein gegenphasiges Federn von Vorder- und Hinterachse, so das keine diagonalen Federbewegungen spürbar werden.
Aufstützen	Geraden und 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 auch im Regelbereich). Kurven mit unterschiedlichen Radien. Bis Höchstgeschwindigkeit	Hohe Richtungsstabilität. Möglichst geringe, korrigierbare Gierreaktionen.

Kriterium	Fahrmanöver	Entwicklungsziel
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 (Leistungsüberschreiten). 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 2-30: Kriterien zur Beurteilung der Geradeausfahrt [49, 54]

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 80km/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.

Kriterium	Fahrmanöver	Entwicklungsziel
Windempfindlichkeit	Geradeausfahrt mit Überholen und Überholtwerden, 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“

2.8.5.6 Geradeausfahrt

Die Geradeausfahrt wird durch Störkräfte als Folge von Bodenunebenheiten, aerodynamischen Einflüssen, nicht zur Kurshaltung erforderlichen Lenkbewegungen (Fahrerrauschen) und inneren Kräften sowie Momenten im Antriebsstrang bzw. in der Radführung beeinflusst (**Tabelle 2-30**). 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 drei Möglichkeiten der Lenkradbetätigung die bei der Beurteilung des Geradeauslaufs verwendet werden. Als Entwicklungsziel gilt, dass sich das Fahrzeug möglichst selbsttätig und stetig zentrieren sollte, so dass nur geringe Haltekräfte und Korrekturbewegungen am Lenkrad erforderlich sind.

Tabelle 2-31: Beurteilung des Fahrkomforts [49, 54]

Kriterien	
Federungskomfort (langsam, schnell)	Abrollkomfort (langsam, schnell)
Aufbaudämpfung (langsam, schnell)	Puffereinsatz
Nickfedererverhalten	Schluckvermögen
Wankfedererverhalten	Aushängen
Prellen	Zurückwerfen
Abrollgeräusch	Reiten
Kantenempfindlichkeit	Kopieren
Dröhnen, Dämpferpoltern	Stuckern (5-15Hz)
Dämpferzischen	Lenkungszittern
Lastwechselschlag	Lenkungsflattern
Aufbauzittern	Lenkungsstößigkeit

2.8.5.7 Fahrkomfort

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 verschiedensten Frequenzbereichen subjektiv und objektiv beurteilt. Der Fahrkomfort wird nicht eigentlich als zur Fahrdynamik gehörig gesehen [47], Vielmehr soll der Testfahrer bei der subjektiven Beurteilung versuchen, die Einflüsse der Vertikaldynamik auszusondieren. Hier sind nur die üblichen Kriterien zur Beurteilung des Fahrkomforts genannt (**Tabelle 2-31**).

2.8.6 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 z.B. des Eigenlenkverhaltens nur über die Schräglauftwinkel an Vorder- und Hinterachse wurde aufgegeben, weil die Korrespondenz mit dem Fahrerfehlgefühl nicht gegeben war. Heute wird das Eigenlenkverhalten mittels des Eigenlenkgradienten beurteilt, der sehr gut mit dem Subjektivurteil übereinstimmt (s. **Bild 2-101**). 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 2-141**). Die Eingaben sind damit unabhängig von der Fahrzeugreaktion immer gleich und die Ergebnisse reproduzierbar.

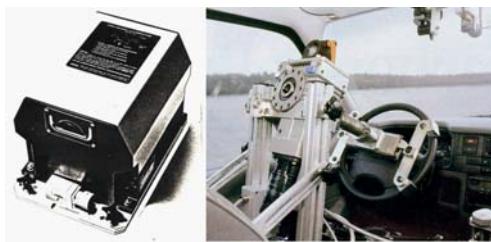


Bild 2-141: Messgerät kreiselstabilisierte Plattform und Lenkmaschine

2.8.6.1 Messgrößen

Zur Bildung der Kennwerte werden hauptsächlich die Bewegungsgrößen des Fahrzeugs und deren Ableitungen verwendet (**Tabelle 2-32**). 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.

2.8.6.2 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 [33].

Tabelle 2-32: Messgrößen zur Bestimmung des objektiven Fahrverhaltens [13, 33, 54]

Variable	Formelzeichen
Längsbeschleunigung, Querbeschleunigung, Vertikalbeschleunigung	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)	$\Delta\psi$

2.8.6.3 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 ausgetauscht, 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 2-142**) der befahrenen Kreisbahn verschiebt sich nach vorne und näher an das Fahrzeug heran, so dass sich ein kleinerer Kur-

venradius im Vergleich zum Ausgangszustand ergibt. Um auf dem ursprünglichen Kurs zu bleiben ist eine Lenkkorrektur erforderlich.

Das Verhalten bei maximaler Verzögerung wird dagegen durch die Blockierreihenfolge der Räder und somit durch die Bremskraftverteilung bestimmt.

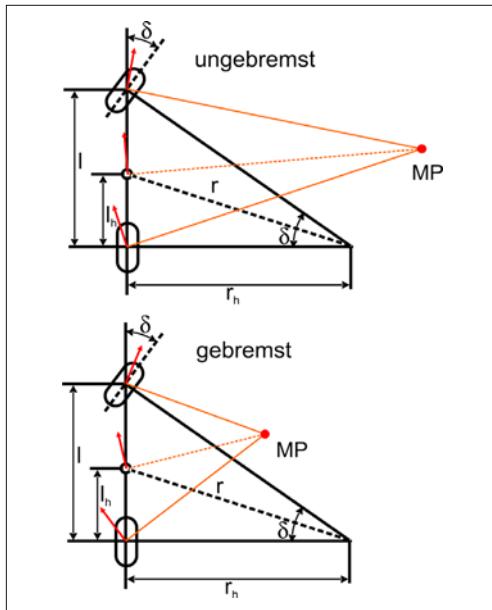


Bild 2-142: Einspurmodell: Bremsen aus stationärer Kreisfahrt [54]

Durch die Einführung von automatischen Blockierverhinderern 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. Hinterachslast 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 (i.d.R. 1 s, ggf. 0,5 oder 2 s, **Bild 2-143**) 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 [33, 54]:

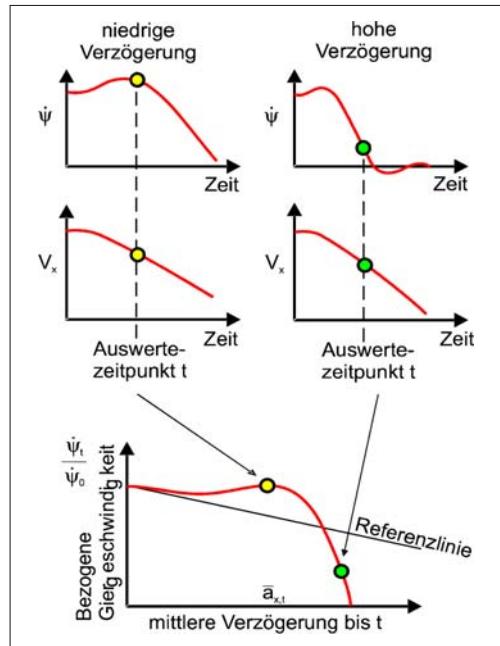


Bild 2-143: Kennwertbildung beim Bremsen aus stationärer Kreisfahrt

$$\bar{a}_{x,t} = \frac{\Delta V_x}{t} \quad \text{und} \quad \frac{\dot{\psi}_{t,\text{ref}}}{\dot{\psi}_{t,0}} = \frac{V_t/R_0}{\dot{\psi}_{t,0}}$$

Bremsen bei Geradeausfahrt

Das Manöver dient zur Beurteilung der Bremsverzögerung und der Fahrstabilität während des Bremsvorangs 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 Fahrbaumbedingungen 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 dem erforderlichen Regelauflauf für den Fahrer bei der Regelbremsung herangezogen [33].

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. Die wichtigsten Einflussgrößen zur Planung des Versuchsablaufs und der Vergleichbarkeit der Ergebnisse

sind die genaue Bestimmung der Fahrbahngriffigkeit und die Ausgangstemperatur der Bremsen. Die Bremsdauer und der Bremsweg sind zu messen vom Erreichen von 5 % des maximalen Bremsdrucks bis zum Stillstand. Die Bremsbeschleunigung wird dabei berechnet zu:

$$a_x = \frac{1}{2} \cdot \frac{v_{x,0}^2}{s_{B,x}},$$

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 sog. 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 [33].

Fahrstabilität und Kurshaltung

Zur Beurteilung von Fahrstabilität und Kurshaltung wird entweder der Regelaufwand, 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 [33]:

- ◆ 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 nicht überraschen und sollten mühelos korrigierbar sein [33, 54].

2.8.6.4 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 Übergangsfunktion. Das eingeschwungene Sinuslenken dient zur Bestimmung von Amplitudenverhältnis und Phasengang. Bild 2-144 zeigt die Veränderung der wichtigen Größen Dämpfungsmaß und gedämpfte Eigenfrequenz über der Fahrgeschwindigkeit.

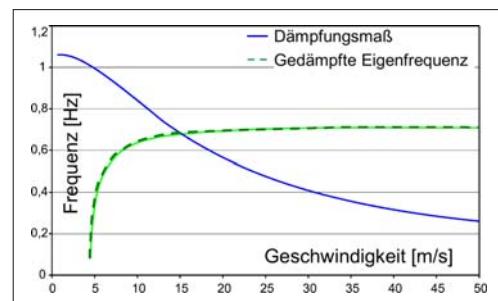


Bild 2-144: Dämpfungsmaß und gedämpfte Eigenfrequenz für das Einspurmodell [54]

Lenkwinkelsprung

Kennzeichnend für die Sprungantwort des Fahrzeugs ist die Aufbauverzögerung der Giergeschwindigkeit. Diese wird durch den Wert $T_{R\dot{\psi},90\%}$ und den Wert $T_{R\dot{\psi},max}$ beschrieben (Bild 2-145). Bei der Abstimmung des Fahrverhaltens ist eine möglichst geringe Verzögerung beim Aufbau der Giergeschwindigkeit,

ein geringes Überschwingen und ein schnelles Abklingen der Giergeschwindigkeitsschwungung wünschenswert. Die gleichzeitige Optimierung dieser Kenngrößen erzeugt Zielkonflikte hinsichtlich Fahrerdynamik und Komfort.

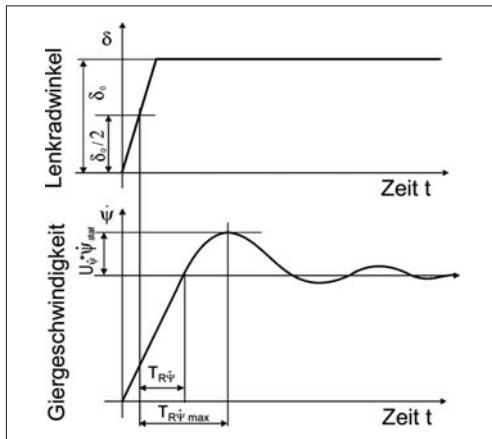


Bild 2-145: Lenkwinkelsprung und Ansprechverhalten [54]

Sinuslenken

Die Ermittlung des Frequenzgangs als Verhältnis von Fahrzeugreaktion zu Lenkradwinkel eingabe 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 Testfahrer mit speziellen Hilfseinrichtungen zur Unterstützung der Sinusschwingung oder durch eine Lenkmaschine erfolgen. Die Auswertung erfolgt an Hand der Zeitschrifte. Daraus werden dann Amplitudenverhältnis und Phasenverschiebung zwischen Lenkradwinkel und Giergeschwindigkeit ermittelt (**Bild 2-146**).

Die günstige Auslegung von Amplitudenverhältnis und Phasenverzug ist sehr komplex und wird in [33] 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.

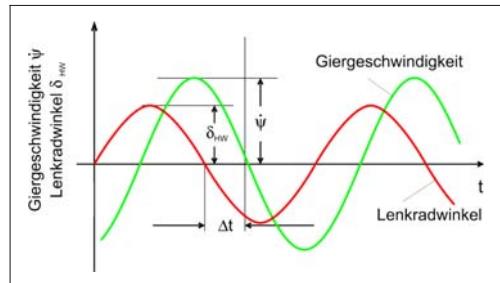


Bild 2-146: Sinuslenken zu Bestimmung von Amplitudenverhältnis und Frequenzgang [54]

- ♦ 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:

$$\frac{\hat{\psi}}{\hat{\delta}_{\text{H}}} \quad (\text{Amplitudenverhältnis}) \quad (2.337)$$

$$\alpha = f \cdot \Delta t \cdot 360^\circ \quad (\text{Phasenwinkel}) \quad (2.338)$$

Der Frequenzgang kann auch aus den Fahrmanövern „Sinuslenken über eine Periode“, „Regelloses Lenken“ bzw. „Dreiecksimpuls“ ermittelt werden [33].

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 2-147**). Aus dem Zeitverlauf des Lenkradwinkels werden außerdem die maximale Überschwingbreite und das Dämpfungsmaß ermittelt [54].

Wünschenswert für die Abstimmung sind das möglichst schnelle Abklingen der Lenkraddrehgeschwindigung und eine geringe Überschwingbreite.

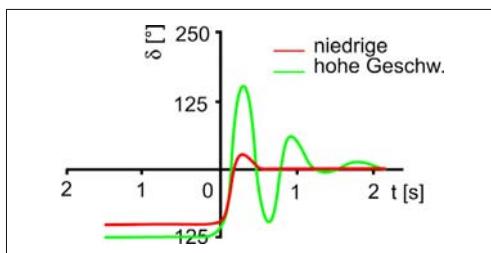


Bild 2-147: Lenkrückstellverhalten bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten [54]

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. (2.339) ermittelt, wobei A_n die Amplituden der Gierschwingungen sind [54].

$$D = \frac{\ln(r)}{\sqrt{\pi^2 + (\ln(r))^2}} \quad (2.339)$$

mit

$$r = \frac{1}{n-1} \left(\frac{A_1}{A_2} + \frac{A_2}{A_3} + \dots + \frac{A_{n-1}}{A_n} \right)$$

und A_1 als maximale Überschwingbreite.

2.8.6.5 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 Gierverstärkungsfaktor 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 sog. quasistationären Kreisfahrt gewonnen. Dabei wird die Längsgeschwindigkeit bei konstantem Radius langsam stufenweise vom querkraftfreien Ausgangszustand bis zur maximalen Querbeschleunigung erhöht. Die Messung erfolgt jeweils mind. 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 [33].

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 2-148).

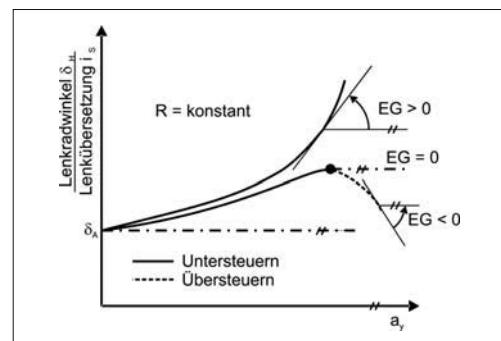


Bild 2-148: Lenkcharakteristik und Eigenlenkverhalten aus stationärer Kreisfahrt [54]

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 Hecks als Folge eines stark übersteuernd ausgelegten Kurvenverhaltens schwer beherrschbar ist, sind heute alle Fahrzeuge grundsätzlich leicht untersteuernd ausgelegt. Der Einsatz von stabilisierenden Assistenzsystemen erlaubt es, moderne Fahrzeuge wieder mehr in Richtung übersteuernd abzustimmen, um die Agilität zu verbessern.

Definition des Eigenlenkgradienten

$$EG = \frac{1}{i_S} \cdot \frac{d\delta_H}{da_y} - \frac{d\delta_A}{da_y} \quad (2.340)$$

Ziel der Definition der Kenngröße ist es, eine Übereinstimmung mit dem Fahrerempfinden hinsichtlich Unter- und Übersteuern zu erreichen. Das ist dann der Fall, wenn trotz steigender Querbeschleunigung bei konstantem Radius der Lenkwinkelbedarf anfängt zu sinken. Aus der Definition ergeben sich 3 Bereiche [54]:

- ◆ $EG > 0$: 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 (Drehgeschwindigkeit um die Fahrzeughochachse) 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 2-149) [54].

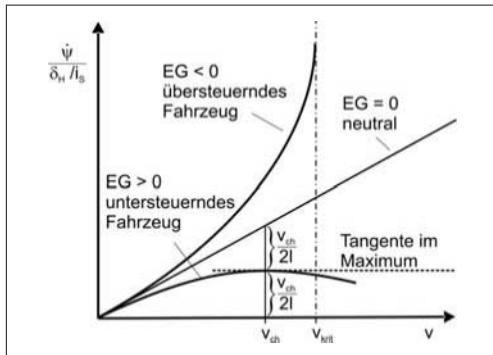


Bild 2-149: Gierverstärkungsfaktor [54]

Definitionen

- ♦ **Charakteristische Geschwindigkeit:** die Geschwindigkeit für ein untersteuerndes Fahrzeug, bei der der Gierverstärkungsfaktor bei stationärer Kreisfahrt halb so groß ist, wie die eines neutral steuernden Fahrzeugs.
- ♦ **Kritische Geschwindigkeit:** die Geschwindigkeit für ein übersteuerndes Fahrzeug, bei der der Gierverstärkungsfaktor bei stationärer Kreisfahrt gegen unendlich geht.

Da übersteuernde Fahrzeuge heute nicht mehr 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 (Bild 2-150) [48].

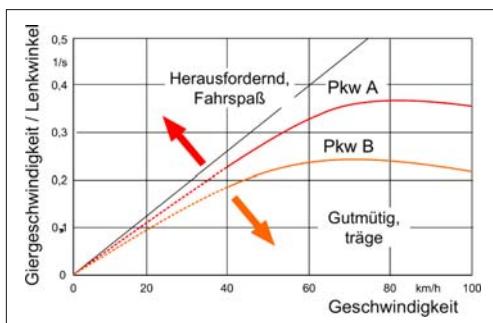


Bild 2-150: Gierverstärkungsfaktor und Fahrdynamikbewertung

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 losgelassen, so dass 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 Fahrzeugreaktion stark vom Beladungszustand und dem Reibbeiwert anhängig und wird bei entsprechenden Bedingungen getestet. Da die Variationsgrößen nicht unabhängig verändert werden können, ist es bei diesem Manöver für die Schaffung vergleichbarer Ergebnisse sinnvoll, zuerst die Ausgangsgeschwindigkeiten für die maximale Lastwechselreaktion in den einzelnen Fahrstufen zu ermitteln und daraus den für die vorgesehenen Querbeschleunigungen notwendigen Kreisbahnradius zu wählen.

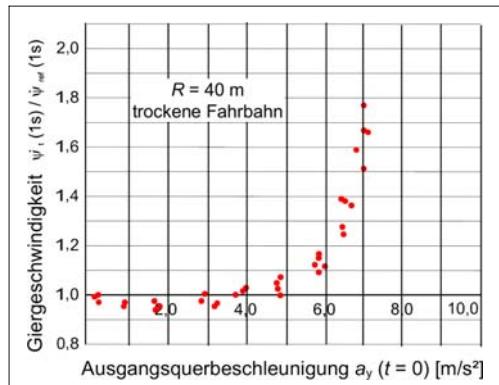


Bild 2-151: Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt [54]

Die Beschreibung des Fahrverhaltens erfolgt über die Größen Giergeschwindigkeit, Gierbeschleunigung, Querbeschleunigung, Fahrspurradius und Fahrspurkrümmung. Ein Kennwert kann über die Veränderung der Giergeschwindigkeit (üblicherweise 1 s = 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 leichtem Eindrehen in den Kreis ist wünschenswert (**Bild 2-151**). Der Fahrer hat so die Möglichkeit, mit einer Vergrößerung des Lenkwinkels den ursprünglichen Kurs wiederherzustellen. Zudem erfolgt durch die erhöhten Schräglauwinkel eine Abbremsung des Fahrzeugs [33].

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. 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 [33].

2.8.6.6 Geradeausfahrt

Bei der Geradeausfahrt sollte ein Fahrzeug soll möglichst wenig Lenkkorrekturen erfordern und wenig anfällig für Störungen von außen sein. Dies betrifft vor allem Fahrbahnanregungen 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 Beurteilungskrite-

rien 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. 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 2-152**). 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 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. 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 [33].

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 in der Nähe der zulässigen Geschwindigkeit zu gefährlichen Pendelerscheinungen kommen. Es wird daher untersucht, bis zu welcher Geschwindigkeit keine oder stark gedämpfte Pendelschwingungen am Anhänger auftreten.

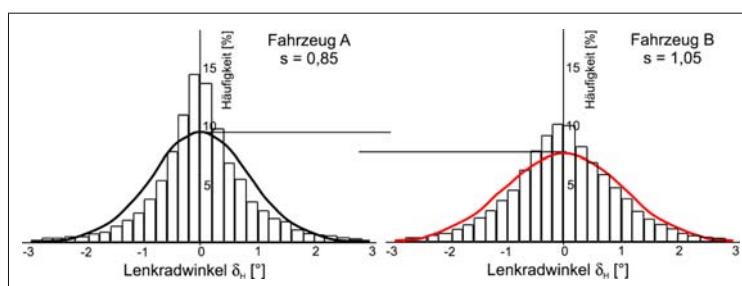


Bild 2-152:
Häufigkeitsverteilung Lenkradwinkel bei Geradeausfahrt
 $v = 150 \text{ km/h}$, BAB [54]

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 beschreiben. 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 2-153).

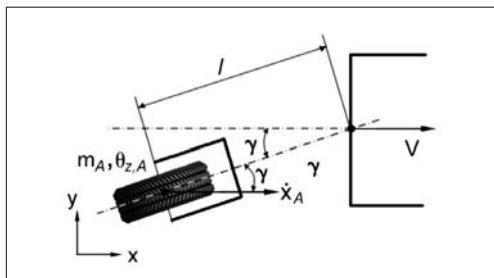


Bild 2-153: Einradmodell des Anhängers [54]

Der formelmäßige Zusammenhang für die Dämpfung des Gespanns lautet:

$$D = \frac{c_{S,A}}{2 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{c_{S,A}((\theta_{z,A}/l^2) + m_A)}{l}}} \quad (2.341)$$

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.

Tabelle 2-33: Formelzeichen zur Beschreibung der Dämpfung des Pkw-Anhänger-Gespanns.

Beschreibung	Zeichen
Anhänger-Achsschräglauftiefe	$c_{S,A}$
Längsgeschwindigkeit im Kupplungspunkt	V
Gierträgheitsmoment des Anhängers	Θ
Masse des Anhängers	m_A
Deichsellänge (Kupplung-Schwerpunkt)	l

Zunächst werden leichte sinusförmige Lenkbewegungen 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. (2.339)) 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 2-154):

- ◆ 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.

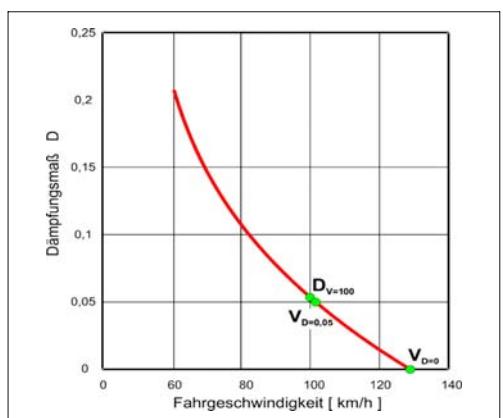


Bild 2-154: Dämpfungsmaß der Knickwinkelschwingung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit

Zur Verbesserung der Pendelstabilität können die in **Tabelle 2-34** aufgeführten Maßnahmen umgesetzt werden.

Tabelle 2-34: 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 wird 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 Fahrzeugereaktion 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.

2.8.6.7 Fahrkomfort

Die wichtigsten Kriterien zur Beurteilung des Fahrkomforts sind in Abschnitt 2.8.5.7 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.

2.9 Aktive und passive Sicherheit

Die Integration von aktiver und passiver Sicherheit ist ein zentrales Thema im Bereich der Unfallverhütung und Unfallfolgenminderung. Passive Sicherheitssysteme vermindern im Falle eines Unfalls die Unfallfolgen, wohingegen aktive Systeme durch einen Eingriff in den Fahrzorgang versuchen, den Unfall zu verhindern, oder die Unfallschwere zu vermindern. Neben einem allgemeinen Überblick sollen die wichtigsten aktiven Systeme aus dem Bereich der Fahrwerktechnik erläutert werden. Die passive Sicherheit zur Unfallfolgenminderung ist seit Jahren zu immer größerer Perfektion entwickelt worden. Neben der Verbesserung 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. **Bild 2-155** zeigt die Entwicklung des Ausrüstungsgrads mit Sicherheitssystemen der letzten 10 Jahre.

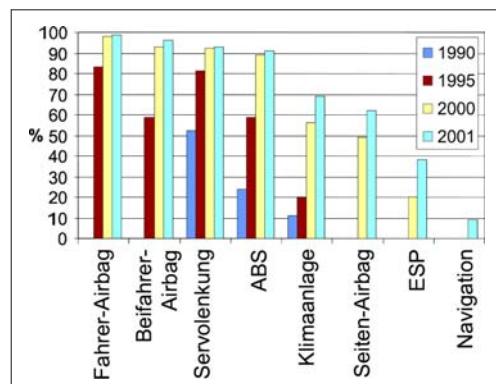


Bild 2-155: Ausstattungsgrad mit Sicherheitssystemen in EU (DAT)

Die Systeme zur passiven Sicherheit werden noch stärker als bisher von Elektronik und Sensortechnik profitieren, indem die Systeme Fahrzeug und Fahrer optimal für 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. Aufgewertet werden diese Systeme noch durch Sensoren, welche 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 Schiebedä-

chern vermindert die Gefahr einer Intrusion von Fremdkörpern in den Fahrzeuginnenraum. Die aktive Unterstützung passiver Systeme zur Unfallfolgемinderung 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 der aktiven Sicherheitssysteme für die Vision vom unfallfreien Fahren. Die Systeme zur aktiven und passiven Sicherheit werden in den Kapiteln 3, 7 und 8 sehr ausführlich beschrieben.

Literatur

- [1] Wallentowitz, H.: Längsdynamik von Kraftfahrzeugen. 2. Auflage, Schriftenreihe Automobiltechnik, Aachen, 1998
- [2] Mitsche, 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] ISO-Norm 8767, Pkw-Reifen – Methoden der Rollwiderstandsmeßung: 1992; ISO-Norm 9948, Lkw- und Busreifen – Methoden der Rollwiderstandsmeßung: 1992
- [6] 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
- [7] Wallentowitz, H.; Holtschulze, J.; Holle, M.: Fahrer-Fahrzeug-Seitenwind. VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, Hannover, 2001
- [8] Wallentowitz, H.: Fahrer-Fahrzeug-Seitenwind. Dissertation, TU Braunschweig, 1979
- [9] Brand, W.: Untersuchungen zur Seitenwindempfindlichkeit verschiedener Pkw unter natürlichen Windbedingungen. Diplomarbeit, RWTH Aachen, 2001
- [10] Scheible, S.: Fahrzeugseitenwindempfindlichkeit unter natürlichen Bedingungen. Dissertation, RWTH Aachen, 1998
- [11] Sorgatz, U., Buchheim, R.: Untersuchung zum Seitenwindverhalten zukünftiger Fahrzeuge. In: Automobiltechnische Zeitschrift 1/84, 1992
- [12] Mit Vollgas in den Klimakollaps? Wolfgang Tiefensee. www.n-tv.de/762862.html, 8.2.2007
- [13] Heizwert siehe: de.wikipedia.org/wiki/Heizwert, 5.3.2007
- [14] Holtschulze, J.; Goertz, H.; Hüsemann, T.: A Simplified Tyre Model for Intelligent Tyres. 3rd International Tyre Colloquium, Vol. 24, No. 4, 2004
- [15] Wallentowitz, H.: Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen. 4. Auflage, Schriftenreihe Automobiltechnik, Aachen, 2000
- [16] Ammon, D.; Gnädler, R.; Möckle, G.; Unrau H.-J.: Ermittlung der Reibwerte von Gummistollen. In: Automobiltechnische Zeitschrift, 7-8 Jahrgang 106, Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2004
- [17] Möckle, G.; Schirle, T.: Active Tyre Tilt Control ATTC – Das neue Fahrwerkkonzept des F400 Carving. 11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorenmechanik 2002, Band 1, S. 395–408.
- [18] Kummer, H. W.: Unified Theory of Rubber and Tyre Friction. Engineering Research Bulletin B-94 The Pennsylvania State University, 1966
- [19] Holtschulze, J.: Analyse der Reifenverformung für eine Identifikation des Reibwerts und weiterer Betriebsgrößen zur Unterstützung von Fahrdynamikregelsystemen. Dissertation, RWTH Aachen, 2006
- [20] Bösch, P.; Ammon, D.; Klempau, F.: Reifenmodelle – Wunsch und Wirklichkeit aus Sicht der Fahrzeugentwicklung. DaimlerChrysler AG, Research&Technology, 4. Darmstädter Reifenkolloquium, Oktober 2002
- [21] Matschinsky, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge. 2. Auflage, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1998
- [22] Schlitt, H.: Systemtheorie für regellose Vorgänge. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1960
- [23] Braun, H.: Untersuchungen über Fahrbahnunebenheiten. Deutsche Kraftfahrtforschung und Verkehrstechnik, Düsseldorf: VDI Verlag, Heft 186
- [24] Ueckermann, A.: Das bewertete Längsprofil. In: Straße+Autobahn, 01/2005
- [25] N.N.: Frequenzbewertete Aufbaubeschleunigung. VDI Richtlinie 2057, 2002
- [26] Forkel, D.: Ein Beitrag zur Auslegung von Kraftfahrzeuglenkungen. In: Deutsche Kraftfahrtforschung und Verkehrstechnik, Heft 145, 1961
- [27] Fiala, E.: Kraftkorrigierte Lenkgeometrie unter Berücksichtigung des Schräglauwinkels. In: ATZ 61, 1959
- [28] Mitsche, M.: Das Einspurmodell von Riekert-Schunck. In: ATZ Nr. 107 11/2005
- [29] Pruckner, A.: Nichtlineare Fahrzustandsbeobachtung und -regelung einer Pkw-Hinterradlenkung. Dissertation an der RWTH Aachen, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen, Aachen, 2001
- [30] Wallentowitz, H.: Hydraulik in Lenksystemen für 2 und 4 Räder. HDT Tagung T-30-302-056-9, 1989
- [31] Adomeit, G.: Dynamik I. Unterlagen zur Vorlesung an der RWTH Aachen, 1989
- [32] Zamow, J.: Beitrag zur Identifikation unbekannter Parameter für fahrdynamische Simulationsmodelle. VDI Berichte Reihe 12, Nr. 217, 1994
- [33] Rompe, K.; Heißing, B.: Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen. Köln: Verlag TÜV Rheinland, 1984
- [34] Rake, H.: Regelungstechnik A. Umdruck zur Vorlesung an der RWTH Aachen, 22. Auflage, Aachener Forschungsgesellschaft Regelungstechnik, 1998
- [35] Bismis, E.: Testverfahren für das instationäre Lenkverhalten. In: Entwicklungsstand der objektiven Testverfahren. Kolloquiumsreihe „Aktive Fahrsicherheit“, Köln: Verlag TÜV Rheinland, 1978
- [36] Bantle, M.; Braess, H.-H.: Fahrwerkauslegung und Fahrverhalten des Porsche 928. In: ATZ 1977
- [37] Berkefeld, V.: Theoretische Untersuchungen zur Vierradlenkung, Stabilität und Manövriertbarkeit. HDT Tagung T-30-930-056-9, 1989
- [38] Bleck, U.; Heißing, B.; Meyer, B.: Analyse der Lastwechselreaktionen mittels Simulation und Messung. VDI-Bericht Nr.
- [39] Burckhart, M.: Der Einfluss der Reifenkennlinien auf Signalgewinnung und Regelverhalten auf Fahrzeuge mit ABS. In: Automobil-Industrie 3/87
- [40] Narres: Stand und Entwicklungstrend hydropneumatischer Niveauregelungssysteme, Kraftfahrzeugstoßdämpfer Neu entwicklungen, geregelte Federung und Dämpfung. Haus der Technik, 2005

- [41] Wallentowitz, H.: Fahrzeugtechnik III. Umdruck zur Vorlesung, RWTH Aachen, 2005
- [42] Hiemenz, Klein: Interaktionen von Fahrwerkregelsystemen im Integrated Chassis Control (ICC). Tag des Fahrwerks, Aachen, 2002
- [43] Wallentowitz, H.: Fahrzeugtechnik II. Umdruck zur Vorlesung, RWTH Aachen, 2005
- [44] ATZ-Handbuch
- [45] VDI-Bericht Nr. 515
- [46] Holle: Fahrdynamikoptimierung und Lenkmomentrückwirkung durch Überlagerungslenkung. Dissertation, 2003
- [47] Bundesministerium für Forschung und Technologie (Hrsg.): Technologien für die Sicherheit im Straßenverkehr. Frankfurt/Main: Umschau Verlag, 1976
- [48] Zomotor, A.: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten. 1. Aufl., Würzburg: Vogel Buchverlag, 1987
- [49] Heißing, B.; Brandl, H. J.: Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens. 1. Auflage, Würzburg: Vogel Verlag, 2002
- [50] Henker, E.: Fahrwerktechnik – Grundlagen, Bauelemente, Auslegung. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1993
- [51] VDA (Hrsg.): Auto Jahresbericht 2002. Frankfurt am Main
- [52] Becker, K. (Hrsg.): Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen I. Renningen-Malmsheim: Expert Verlag, 2000
- [53] Becker, K. (Hrsg.): Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II. Renningen-Malmsheim: Expert Verlag, 2002
- [54] Heißing, B.: Vorlesung „Dynamik der Straßenfahrzeuge“. Manuskript zur Vorlesung, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der TU München, 2006
- [55] Haldenwanger, H. G.: Entwicklung und Erprobung von Sitzen. In: ATZ 84 (1982), S. 437–446

3 Bestandteile des Fahrwerks

3.1 Struktur des Fahrwerks

Der größte Teil des Buches ist den Bestandteilen des Fahrwerks gewidmet. Unter den Bestandteilen sind die Untersysteme des Fahrwerks und dessen Module und Bauteile zu verstehen. Da die Struktur des Fahrwerks sich sowohl nach Funktion als auch nach Gestalt definieren lässt, ergibt sich eine Systematik, die nicht überschneidungsfrei ist.

3.1.1 Funktionelle Struktur des Fahrwerks

Die Funktionen des Fahrwerks sind bereits in Kapitel 1 diskutiert. Diese sind:

- ♦ (Rad)führen,
- ♦ Lenken,
- ♦ Federn,
- ♦ Dämpfen,
- ♦ Bremsen,
- ♦ Antreiben,
- ♦ Radlagern,
- ♦ Kontakt zur Fahrbahn herstellen,
- ♦ Fahrwerkfunktionen koordinieren, Fahrdynamikregeln,
- ♦ (Fahrer) assistieren.

Diese Funktionen werden von Teilsystemen des Fahrwerks erfüllt, wie Achssystem, Lenkungssystem, Federungssystem, 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 als vormontierbare Module zusammenzufassen. Zum Bremssystem gehören z.B. Bremspedal, Bremskraftverstärker, Bremszylinder, Bremskraftverteiler, ABS/ESP Hydrauliksteuerblock, Bremssattel, Bremsscheiben, Brems-

flüssigkeit, Hydraulikleitungen, Bremssensorik, Bremsregelungselektronik. Diese müssen zwar zusammen entwickelt, getestet und freigegeben werden, haben eine gemeinsame Regelungsstrategie und Steuerungssoftware, befinden sich aber räumlich nicht in unmittelbarer Nähe. Das Layout der Funktionsstruktur hat bei der Entwicklung und Funktionserfüllung eine große Bedeutung. Es leitet sich weniger aus den Notwendigkeiten der Fertigung und Montage der Bauteile ab. Der Grund dafür ist einerseits die bedienungs- und funktionsgerechte räumliche Unterbringung der Komponenten und andererseits, die wegen der Teilintegration entstandene Erfüllung mehrere Funktionen durch ein einziges Bauteil oder Modul.

Die Systeme unterscheiden sich in Arbeitsweise und Aufbau, beeinflussen jedoch in unterschiedlicher Weise die Fahrdynamik des Gesamtfahrzeugs und müssen daher aufeinander abgestimmt sein [1]. Obwohl jedes der Systeme autonom arbeiten könnte, ergibt sich durch eine ausgewogene Systemintegration eine bessere Funktionalität, wie z.B. Querstabilitätsregelung durch integrierte Motorsteuerung, Bremseingriff, Torque Vectoring (Einzelradantrieb) bzw. Lenkung. Deshalb wurden die Funktionen in einer übergeordneten Funktionsebene zusammengeführt, die *Domänen* genannt werden (**Bild 3-1**).

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].

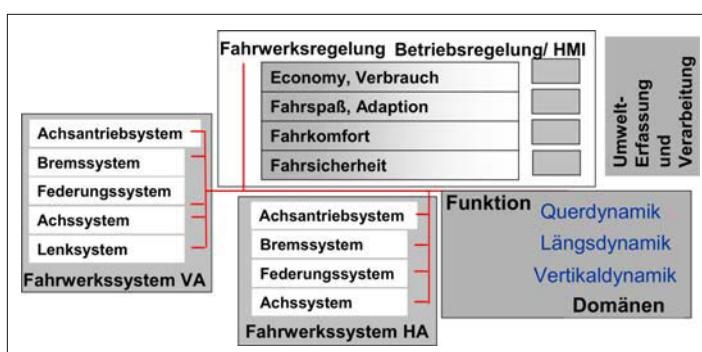


Bild 3-1:
Domänenstruktur des Fahrwerks und die dazugehörigen Funktionen; HMI Human Machine Interface, VA Vorderachse, HA Hinterachse [2]

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, Differential, -lagerung)
- ◆ Rad/Ecke (Corner)
 - Radführung
 - Feder / Dämpfer
 - Radlagerung
 - Radbremse

- ◆ Reifen, Räder
 - Felgen
 - Reifen
 - Reifendrucksensor

Untere Ebene

- ◆ Achsträger: Hilfsrahmen, Hilfsrahmenlagerung,
- ◆ Stabilisator: Stabilisatorstange, Stabilisatorlagerung, Stabilisatorenker,
- ◆ Aggregatelagerung,
- ◆ Achsantrieb: Differenzial, Seitenwellen, Antriebslagerung,
- ◆ Lenkung: Spurstange, Lenkgetriebe, Lenkwelle, Lenksäule, Leitungen,
- ◆ Radführung: Lenker mit Gelenken, Radträger, Radnabe, Radlager, Sensorik,
- ◆ Feder/Dämpfer: Feder, Federteller, Dämpfer, Dämpfplagerung,
- ◆ Radbremse: Bremssattel, Bremsbeläge, Brems scheibe, Betriebsbremse, Leitungen, Pedalerie.

3.1.3 Bestandteile des Fahrwerks

Die Aufteilung des Kapitels „Bestandteile des Fahrwerks“ 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. Die Achsen und deren Komforteigenschaften (NVH) werden in eigenen Kapiteln 4 und 5 behandelt. Die übergreifenden aktiven (elektronischen) Funktionen sind im Kapitel 7 zusammengefasst.

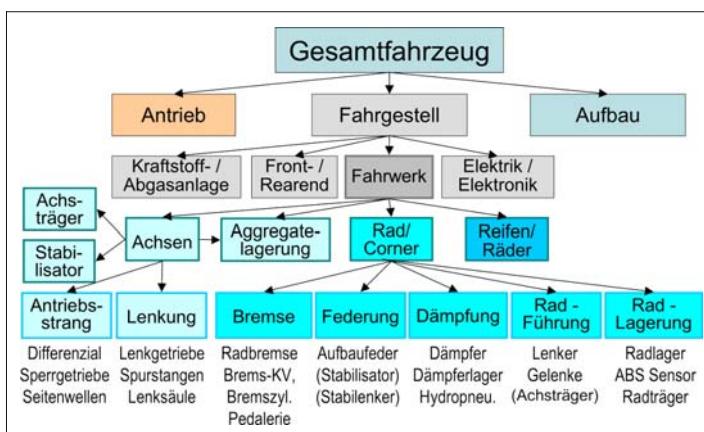


Bild 3-2:
Modulare Struktur des Fahrwerks

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].

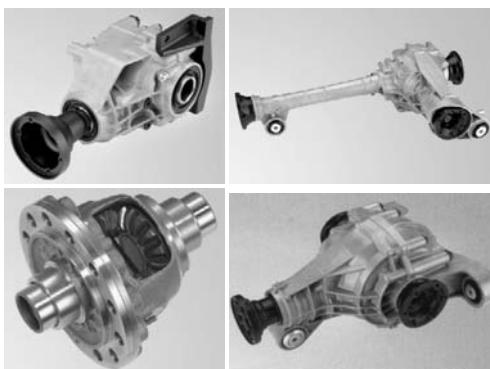


Bild 3-3: PTO, Achsgetriebe, Differenzial [3]:
PTO Powert Take Off (oben links), Achsgetriebe (oben rechts), Differenzial (unten links), Achsgetriebe (unten rechts)

3.2.1 Anordnungen

Für den Zusammenhang zwischen Fahrwerk und Antriebsstrang ist die Lage des Motors und der angetriebenen Achse wesentlich. Hier werden nur die zwei wichtigsten Grundtypen von Antriebsstranganordnungen betrachtet: zum einen der Frontantrieb mit vorne quer angeordnetem Motor (s. Bild 1-11), zum andern den so genannten Standardantrieb mit Längsmotor vorne und angetriebener Hinterachse (s. Bild 1-12) sowie deren Allradvarianten (s. Bild 1-13).

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 Achsgetriebeeingang übernimmt eine Kardanwelle.

3.2.2 Achsgetriebe

3.2.2.1 Differenziale

Im Normalfall wird das Antriebsmoment eines Kraftfahrzeugs über die beiden Räder einer angetriebenen Achse auf die Straße gebracht. 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 Differentialgetriebe zur Verteilung des Drehmoments 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].

Die Verzahnung der Kegelräder ist meist recht grob (und kostengünstig) ausgeführt (**Bild 3-5**). Dies führt zwar zu einem schlechten Wirkungsgrad, dieser tritt aber nur bei Drehzahldifferenz auf und führt dann zu einer eher gewünschten geringen Sperrwirkung.

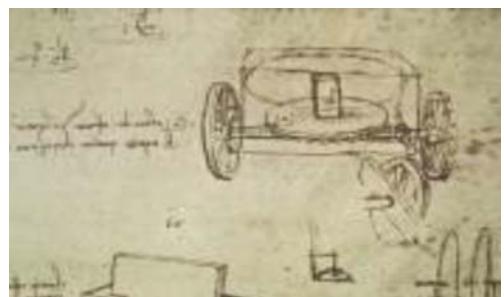


Bild 3-4: Zeichnung Leonardo da Vincis [4]

3.2.2.2 Sperrdifferenziale

Problematisch wird die Momentenverteilung durch ein Differential, wenn ein Rad stark entlastet ist oder auf niedrigem Reibwert steht und dadurch das ihm zugeteilte Moment nur noch teilweise oder gar nicht mehr übertragen kann. Das andere Rad erhält dann auch einen entsprechend reduzierten Anteil, auch wenn es vielleicht mehr übertragen könnte. Dadurch wird die Traktion stark eingeschränkt. Um dies zu verhindern existieren so genannte Differenzialsperren, die den Drehzahlausgleich der Räder beschränken.

Im einfachsten Fall ist dies eine Klauenkupplung, die die beiden Abtriebe direkt miteinander verbindet und bei Bedarf eingelegt wird. Dann ist aber das Fahren von Kurven beeinträchtigt und es kommt zu starken Verspannungen in der Achse.



Bild 3-5: Modernes Differenzial

Eine bessere Lösung besteht dann 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 3-6) oder momenten-

sensierend (z.B. Torsen, *Torque Sensing*, Bild 3-7). 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 so genanntes Giermoment, wie es auch durch die Seitenkräfte der Räder beim Lenken oder durch radindividuelle Bremseingriffe der etablierten Fahrdynamikregelsysteme entsteht. 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.

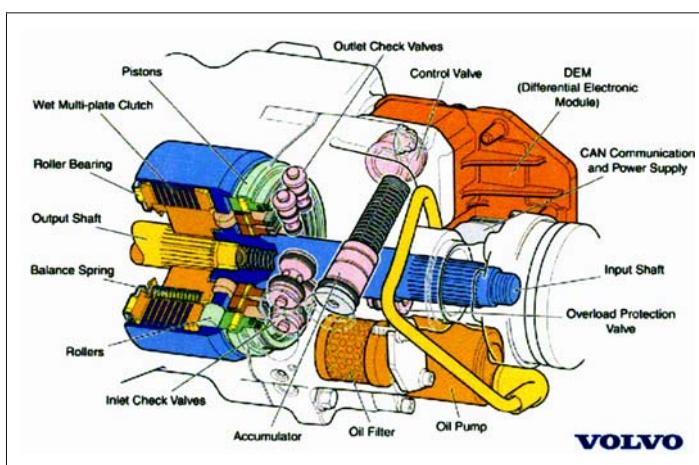


Bild 3-6:

Elektronisch regelbares Differenzial mit Hydraulikpumpe nach „Haldex“ Generation II [5]

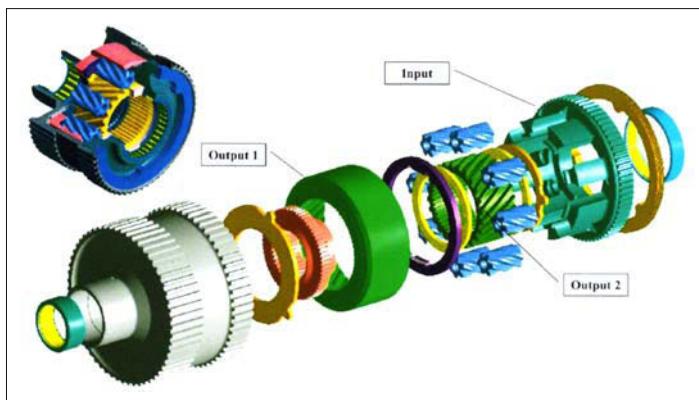


Bild 3-7:

Momentsensierend regelbares Differenzial nach „Torsen“ Type C [6]

3.2.2.3 Aktive Sperrdifferenziale

Durch den Einsatz geregelter, meist elektrohydraulisch oder -mechanisch betätigter Lamellenkupplungen, lassen sich so genannte 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.

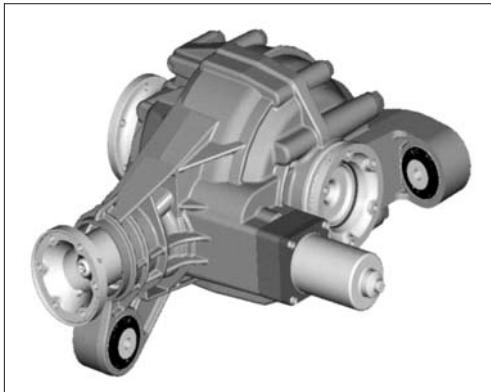


Bild 3-8: Aktives Sperrdifferential für SUV

3.2.2.4 Torque Vectoring

Mit den im Abschnitt 3.2.2.3 erläuterten Sperrensystemen 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 Fahrzeuges wird inzwischen allgemein als *Torque Vectoring* bezeichnet [7].

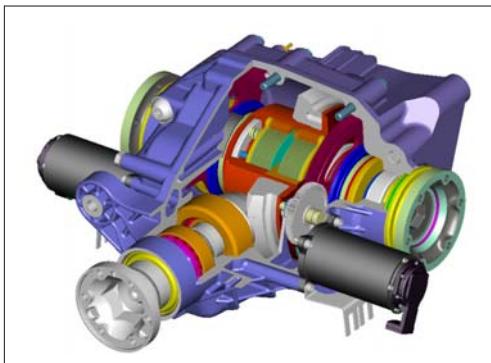


Bild 3-9: Torque Vectoring mit Zweikupplungen

Dazu gibt es prinzipiell zwei verschiedene Ansätze: Zum einen kann das Antriebsmoment ohne Differenzial über zwei regelbare Kupplungen auf die Räder verteilt werden (**Bild 3-9**). 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 3-10**). Sowohl die Verteilung mittels Kupplungen als auch das Überlagerungsgetriebe 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 Drehzahldifferenz (Kurvenradius) festgelegt.

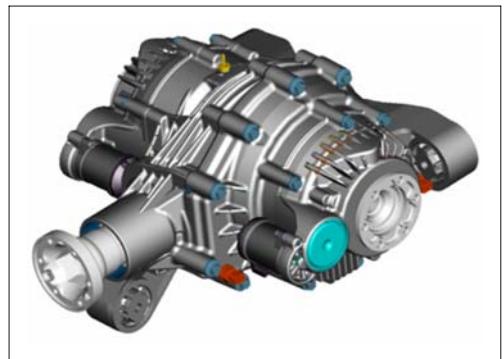


Bild 3-10: Überlagerungsgetriebe

Aus diesem Bereich stammt auch eine der einfachsten Varianten für ein Überlagerungsgetriebe, das so genannte Cletrac-System (*Cleveland Tractor Company*, Anbieter inzwischen historischer kettengetriebener Traktoren)[8]. Dort sind zwei Differenziale ineinander verschachtelt und die Abtriebe des Äußeren werden auf feststehende Bremsen geführt (**Bild 3-11**). 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. Der Nachteil ist die Abhängigkeit vom Antriebsmoment, ohne das nur Sperrenbetrieb möglich ist. Das Überlagerungsmoment kann dagegen bei Überlagerungsgetrieben unabhängig vom Antriebsmoment gestellt werden, prinzipiell sind solche Systeme sogar an einer nicht angetriebenen Achse möglich.

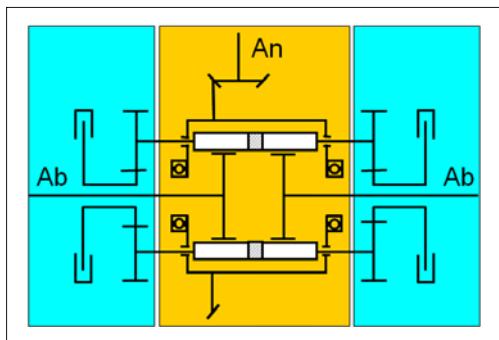


Bild 3-11: Cletrac-Getriebe mit Stirnradausführung

Damit bei den Überlagerungsgetrieben 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. 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

Früher wurde Allradantrieb hauptsächlich aus Traktionsgründen und in entsprechenden Spezialfahrzeugen eingesetzt. Heutzutage spielen dagegen immer mehr Fahrtdynamik und Sicherheit als Argumente für den Allradantrieb eine Rolle. Entscheidend ist hierbei auch die zunehmende Leistung der Fahrzeuge in der Oberklasse, deren Drehmomente kaum noch über eine Achse auf die Straße zu bringen sind.

Wird das betrachtete Fahrzeug über mehrere Achsen angetrieben, muss das Antriebsmoment auch zwischen den Achsen verteilt werden. Dafür gilt dann Ähnliches wie für die Verteilung innerhalb einer Achse. Es gibt mehrere Allradantriebskonzepte [9]:

- ♦ 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 miteinander verbunden. Als Basisversion bietet sich natürlich der Frontantrieb an.

Permanenter Allradantrieb mit fester Kraftverteilung ist für einen Frontantriebler einfach zu realisieren, wenn in das Schaltgetriebe ein Mittendifferenzial integriert wird (Audi Quattro). 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 Momententransfer durch Bremseingriff oder manuelles Sperren des Mitten- und Hinterachs differenzials die Traktion verbessern.

Allradsysteme mit variabler Kraftverteilung haben ein Mittendifferenzial mit Visco-Sperre, ein Torsen-Differenzial oder eine Visco- oder Lamellenkupplung, die die Verteilung des Antriebsmoments an die beiden Achsen automatisch regeln. Diese Systeme arbeiten unabhängig vom Fahrer und sind ABS verträglich.

Allradsysteme mit regelbarer Kraftverteilung (z.B. Bild 3-12) haben elektronisch regelbare Lamellenkupplungen, die hydraulisch, elektromotorisch oder magnetisch betätigt werden. Sie lassen stufenlos und situationsabhängig jede Kraftverteilung zwischen beiden Achsen zu.

Systeme, die die Allradfunktion über Kupplungen variabel einstellbar machen, sind beim Allradantrieb allerdings deutlich stärker verbreitet. Bei den letzten wiederum ist es beim Einsatz als Längsverteiler oder Zentraldifferenzial möglich, durch Abweichung von der Standgetriebeübersetzung -1 die Verteilung des Antriebsmomentes stärker auf die Vorder- oder Hinterachse zu verlagern (Bild 3-13).

Diese Längsverteilung des Antriebsmomentes bestimmt über die Beeinflussung des verbleibenden Seitenkraftpotenzials der jeweiligen Achse bei höheren Querbeschleunigungen oder auf niedrigem Reibwert das Fahrverhalten des Fahrzeugs. Bei Systemen mit einer regelbaren Kupplung zur Anbindung einer der beiden angetriebenen Achsen besteht somit die Möglichkeit einer Fahrtdynamikregelung, allerdings weniger ausgeprägt als durch das direkte Giermoment einer Drehmomentenquerverteilung.

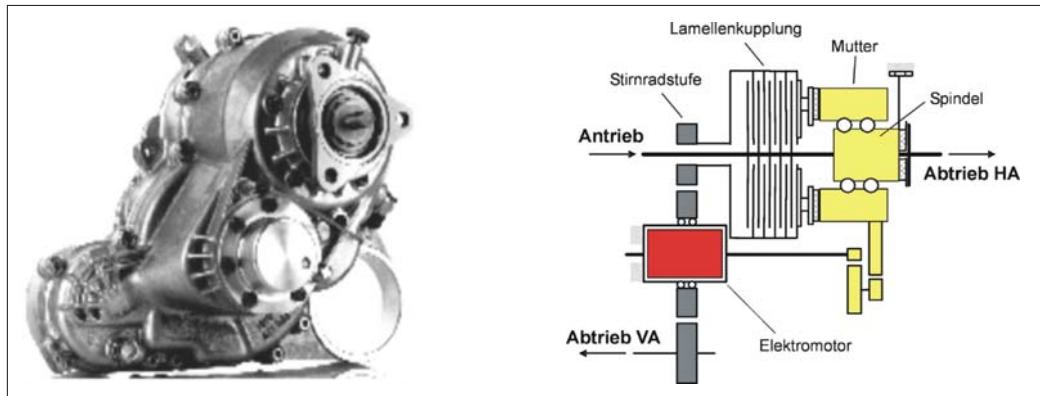


Bild 3-12: Regelbares Verteilergetriebe von ZF [7]

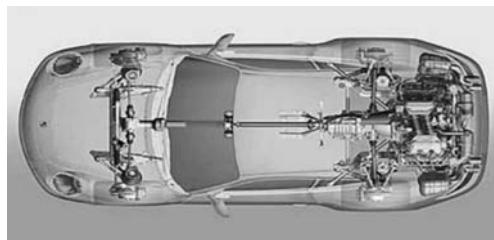


Bild 3-13: Porsche Carrera 4S, Heckmotor Allrad

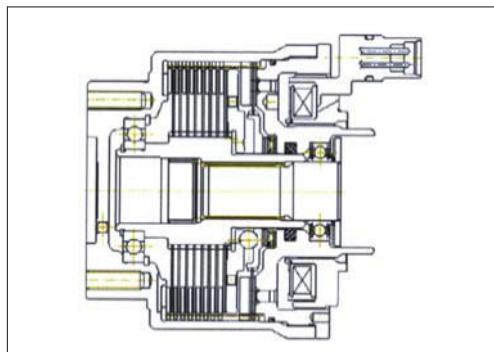


Bild 3-14: Elektronisch regelbare Lamellenkupplung mit elektromagnetischem Aktuator [10]

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 3-14, Visco-Kupplung, Bild 3-15), die eine Umverteilung des Antriebsmoments in Abhängigkeit von der Differenzdrehzahl bewirken.

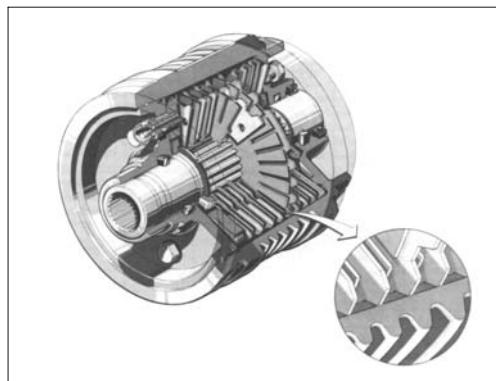


Bild 3-15: Visco-Lamellenkupplung

3.2.4 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 zur 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 die 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 3-16 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. 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 der konventionelle Allrad eine zu starke Krümmung (deutlich untersteuernd) zeigt und auch eine niedrigere Grenzquerbeschleunigung besitzt. Der schraffierte Bereich stellt nun den Bereich dar, innerhalb dessen das Eigenlenkverhalten vorgegeben werden kann.

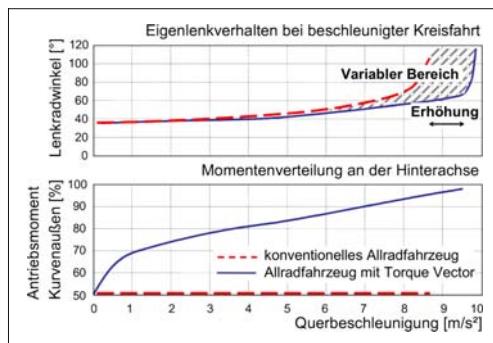


Bild 3-16: Messungen bei stationärer Kreisfahrt

3.2.5 Seitenwellen

Die Seitenwellen übertragen das Antriebsmoment von den Achsdifferenzialen auf die Räder. Sie enthalten in der Hinterachse Gleichlaufgelenke, die den notwendigen Winkel- und Längenausgleich bei Federbewegungen und elastokinematischen Radstellungsänderungen ermöglichen (**Bild 3-17**). An der Vorderachse werden zusätzlich die durch den Radeinschlag bedingten Beugewinkel ausgeglichen (**Bild 3-18**).

Die Gleichlaufgelenke sind fest (radseitig) oder verschiebbar (getriebeseitig) in den Ausführungen Rzepa- oder Tripodegelenk lieferbar.

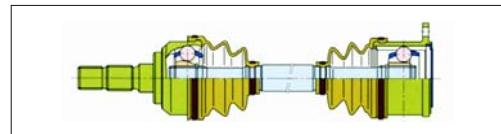


Bild 3-17: Seitenwelle für eine angetriebene Hinterachse

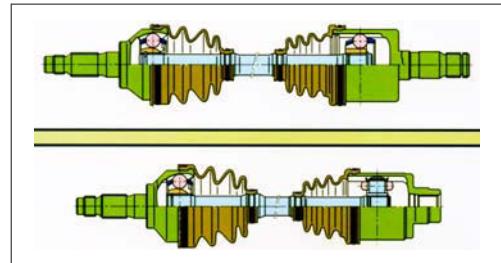


Bild 3-18: Seitenwellen für Pkw mit Frontantrieb [11]

Rzeppagelenke bestehen aus einem Außenring und Innenring mit gegenläufigen Schrägnuten und aus sechs oder acht Kugeln, die in einem Käfigring gehalten werden (**Bild 3-19, 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 [11].

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 3-19, unten**).

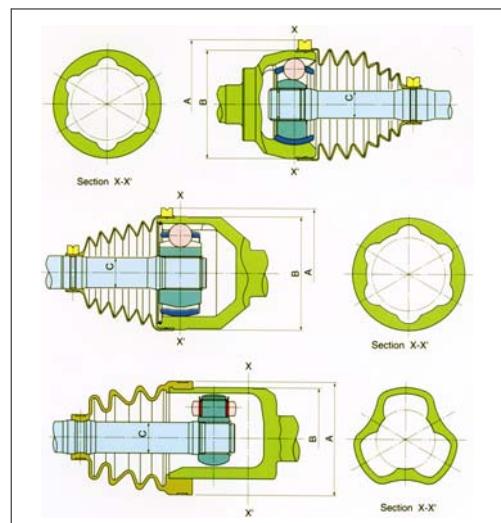


Bild 3-19: Gleichlaufkugelgelenk fest/verschiebbar und Gleichlauf-Tripodegelenk verschiebbar (unten) [11]

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 Fahrzeugs 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 3-20**).

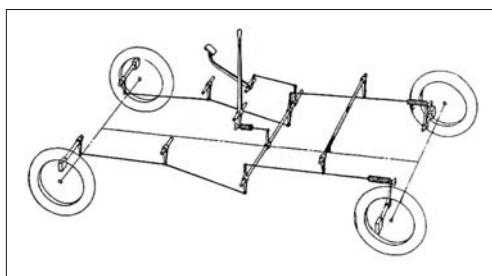


Bild 3-20: Mechanische Vierradbremse

Wichtige Schritte zu heutigen Radbremsensystemen:

- ♦ bis 1925 mechanisch betätigte Trommelbremsen,
- ♦ 1925 hydraulisch betätigtes Trommelbremsen,
- ♦ 1950 Einführung unterdruckunterstützter Bremskraftverstärker (Hilfskraftbremse),
- ♦ ca. 1960 hydraulische Scheibenbremsen,

- ♦ 1965 erste Vorläufer des ABS-Systems (Einkanal-ABS),
- ♦ 1978 elektronisch geregeltes ABS-System,
- ♦ 1987 Antriebs-Schlupf-Regelsysteme (ASR),
- ♦ 1994 elektronische Bremskraftverteilung (EBV),
- ♦ 1995 elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP).

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 3-21 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.

Bei Personenwagen wird der Begriff „Bremse“ im Allgemeinen für hydraulisch betätigtes 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) und Ausfallsicherheit.

Aufgrund zunehmender Fahrzeug-Geschwindigkeiten und Gewichte, wurde die Leistungsfähigkeit des Bremssystems wie auch die Funktionssicherheit stetig verbessert. Darauf hinaus wurde ihr Funktionsumfang deutlich erhöht. Vor allem der Einsatz von Elektronik brachte einen Technologiesprung, der im Verbund mit anspruchsvollen 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:

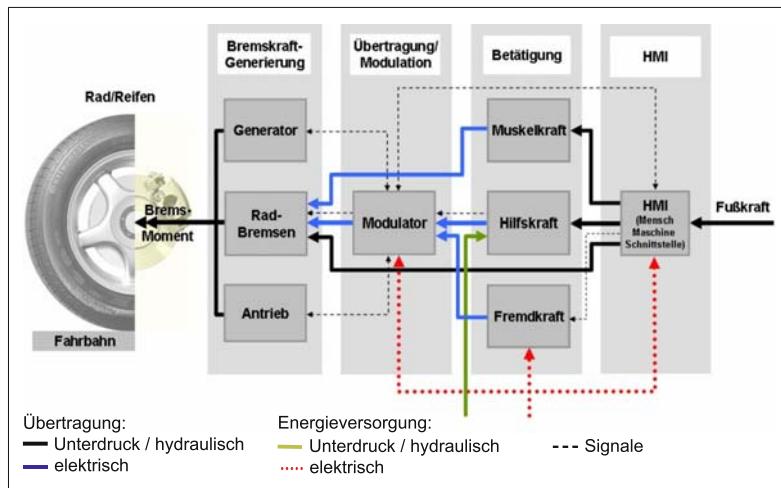


Bild 3-21:
Wirkkette Bremssystem
im Pkw [12]

- ♦ **ABS** (Antiblockiersystem) erhält beim Bremsen mit bestmöglicher Verzögerung Fahrstabilität und Lenkbarkeit.
- ♦ **EBV** (Elektronische Bremskraftverteilung) verhindert ein Überbremsen der Hinterachse durch eine Anpassung der radindividuellen Bremskräfte an die ideale Bremskraftverteilung.
- ♦ **ASR** (Antriebsschlupfregelung) verbessert die Fahrstabilität durch Bremsen und Motoreingriff bei durchdrehenden Antriebsrädern – vor allem bei seitweise unterschiedlichen Reibbeiwerten.
- ♦ **ESP** (Elektronisches Stabilitätsprogramm) unterstützt unabhängig vom Fahrzustand eine möglichst genaue Umsetzung des vom Fahrer gewünschten querdynamischen Fahrverhaltens.

geschrieben. Unterschieden werden hinsichtlich ihrer Funktion:

- ♦ **Betriebs-Bremsanlage** (BBA) wird über das Bremspedal betätigt und dient zur Verzögerung des Fahrzeugs bis zum Stillstand.
- ♦ **Hilfs-Bremsanlage** (HBA) 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** (FBA) hat die Aufgabe, das Fahrzeug nach dem Stillstand gegen Wegrollen ab zu sichern (Abschnitt 3.3.6.8).
- ♦ **Dauer-Bremsanlage** (DBA) entlastet die Betriebs-Bremsanlage z.B. auf längeren Gefällestrecken, wird aber ausschließlich bei schweren Nutzfahrzeugen (Lkw) eingesetzt.

3.3.2 Arten von Bremsanlagen

Für Kraftfahrzeuge ist die Ausrüstung von zwei von einander unabhängigen Bremsanlagen gesetzlich vor-

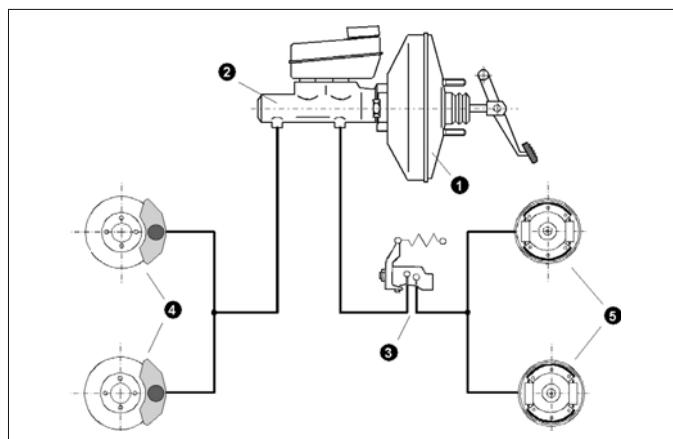


Bild 3-22:
Komponenten des hydraulischen
Bremssystems:
1 Unterdruck-Bremkraftverstärker
2 Tandem-Hauptbremszylinder
3 Bremskraftregler
4 Radbremsen vorn
5 Radbremsen hinten

Bremssysteme bestehen im Wesentlichen aus folgenden Komponenten (**Bild 3-22**):

- ◆ Unterdruck-Bremeskraftverstärker,
- ◆ Tandem-Hauptbremszylinder mit Ausgleichbehälter,
- ◆ Bremskraftregler für die Hinterachse,
- ◆ 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. Für Verschleißkompen-sation sind Nachstelleinrichtungen vorzusehen.

Die Anlagen müssen vom Fahrersitz ergonomisch und zeitlich unmittelbar betätigt werden können. Beeinträchtigungen beim Führen des Fahrzeuges sind dabei nicht zulässig. Auf Grund unterschiedlicher Fahrzeug-Achslastverteilungen 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 hierbei sind:

- ◆ kein Schiefeziehen des Fahrzeugs bei Kreisausfall,
- ◆ Einsatzmöglichkeit eines gestuften Tandem-Hauptzylinders (unterschiedliche „äußere Übersetzung“ für Vorder- und Hinterachse),
- ◆ 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 Schiefeziehen des Fahrzeugs bei Kreisausfall infolge der links und rechts unsymmetrischen Bremskraftverteilung kann durch entsprechende Achskonstruktion, z.B. durch einen negativen Lenkrollradius, entgegengewirkt werden. Die diagonale Bremskraft-Aufteilung wird vorwiegend in Fahrzeugen mit höherem Vorderachsbelastungs-

teil verwendet, um den gesetzlichen Mindestverzögerungsanforderungen bei Kreisausfall zu genügen.

Sonstige hydraulische Bremskreisaufteilung

(z.B. HH-Aufteilung):

Aus Kostengründen in Pkws wenig verbreitet sind Bremskreisaufteilungen, bei denen in einem Bremssattel an der Vorderachse (HH-Aufteilung auch Hinterachse) zwei Kolben separat von je einem Bremskreis angesteuert werden. Dies hat zur Folge, dass bei Ausfall eines Bremskreises immer noch beide Vorderachsbremsen – wenn auch nur mit einem von zwei Kolben – gebremst werden können. Solche Bremskreisaufteilungen finden vorwiegend in Fahrzeugen mit hohem zulässigem Gesamtgewicht und bei leichten Lkws Verwendung.

Einfluss von „negativem Lenkrollradius“ auf Bremssysteme

Als Lenkrollradius r_σ wird der Abstand zwischen dem Angriffspunkt der zwischen Reifen und Fahrbahn wirkenden Kräfte im Reifenlatsch und dem Durchstoßpunkt der Lenkachse durch die Fahrbahn bezeichnet (**Bild 3-23**). Liegt der Kraftangriffspunkt W gegenüber dem genannten Durchstoßpunkt in Richtung Fahrzeugmitte, so spricht man von einem negativen Lenkrollradius. 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 Achsauslegung zusätzliche elastokinematische Effekte überlagern können.

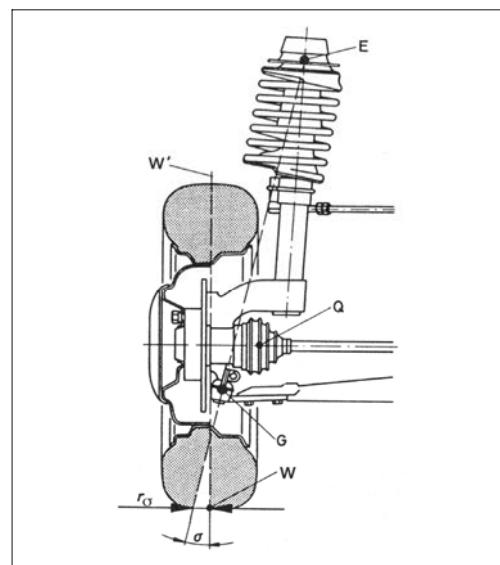


Bild 3-23: Negativer Lenkrollradius [13]

Wie bereits erläutert, haben sich vor allem die zwei Bremskreislaufteilungen „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 abschwächenden Lenkeffekt erzeugt. Zur Erhöhung der Fahrstabilität beim Bremsen bei Fahrzeugen mit Diagonalaufteilung ist daher ein negativer Lenkradius 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 Bremssgesetze 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 $0,6 \text{ g}$ bei 500 N Fußkraft gefordert. In den Vorschriften ist hierfür auch die Prüfmethode festgelegt. Neben der geforderten Abbremsung wird in den meisten Vorschriften aus Fahrstabilitätsgründen noch eine Blockierreihenfolge gefor-

dert. So darf z.B. in Europa die Hinterachse bei Verzögerungen zwischen $0,15 \text{ g}$ und $0,8 \text{ g}$ nicht vor der Vorderachse blockieren. Fahrzeuge mit ABS müssen die Vorschriften zur Blockierreihenfolge nicht erfüllen, da hier ein Blockieren der Räder generell verhindert wird.

3.3.4 Auslegung der Bremsanlage

Fahrzeuggewicht, Gewichtsverteilung und Geschwindigkeit sind fahrzeugseitig relevante Größen bei der Auslegung eines Bremssystems [14].

Für die Dimensionierung der Bremssystemkomponenten sind Angaben zu folgenden Einflussparametern notwendig:

- ◆ Fahrzeugeleer- 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 Brems scheibendurchmesser eine technische Herausforderung dar.

3.3.4.1 Bremskraftverteilung

Ziel der Bremskraftverteilung ist ein neutrales bzw. stabiles Fahrverhalten auf homogener Fahrbahn im teilgebremsten Zustand [15]. 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 Fahrzeuges verursacht eine Veränderung der Radaufstandskräften 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 l , sowie χ als Verhältnis von Schwerpunktlage in vertikaler Richtung h_s zum Radstand l verwendet (siehe Bild 3-24). 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 3-25) ist eine nicht lineare Funktion (Wurzelfunktion mit linearem Anteil):

$$\frac{F_{BH}}{G} = \sqrt{\frac{(1-\psi)^2}{4\chi^2} + \frac{1}{\chi} \cdot \frac{F_{BV}}{G} - \frac{1-\psi}{2\chi} - \frac{F_{BV}}{G}} \quad (3.4)$$

Demgegenüber wird in Fahrzeugen durch den Einbau von definierten Radbremskomponenten eine lineare Bremskraftverteilung, d.h. ein lineares Ver-

hältnis zwischen Vorder- und Hinterachsbremskraft installiert (Bild 3-25).

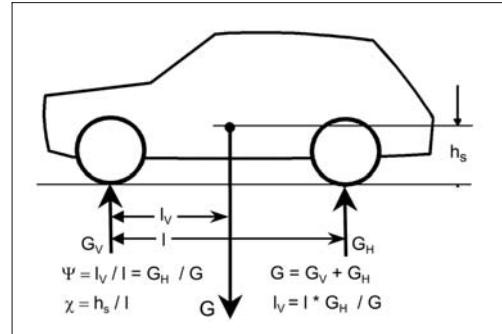


Bild 3-24: Prinzipskizze Schwerpunktlage

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 (so genannte 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 3-25 ersichtlich verhindert eine „Elektronische Bremskraftverteilung“ (EBV) beladungsabhängig ein Ansteigen des Hinterachsbremsdrucks über die ideale Druckverteilung hinaus und verhindert so eine Blockade der Hinterräder. Analog zur Bremskraftverteilung lässt sich auch die Bremsdruckverteilung mit den hydraulischen Bremsdrücken von Vorder- und Hinterachse darstellen.

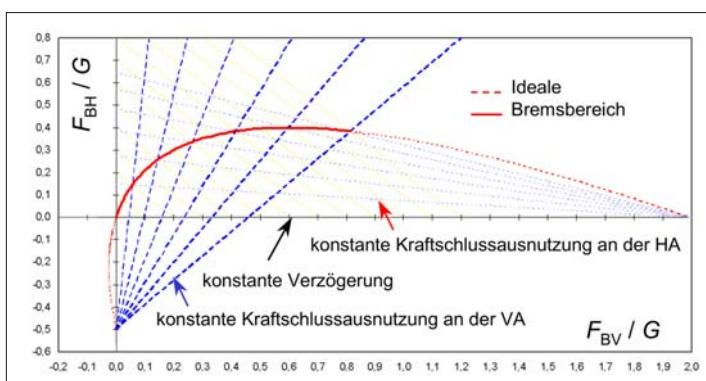


Bild 3-25:

Ideale und installierte Bremsdruckverteilung: Im EBV-Betriebsbereich wird der Hinterachsbremsdruck je nach Beladungszustand derart limitiert, dass er die Idealverteilung nicht übersteigt

Bei Kurvenfahrt verteilen sich die idealen Bremskräfte zusätzlich ungleich auf die Bremsen einer Achse, da sich wegen der Querbeschleunigung die Radlasten – 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 , Fahrzeugmasse 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 Vorderachsbremeskraft 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 C^* , wirksamem Reibradius r_{reib} und Reifenabrollradius R :

$$F_{\text{B,Rad}} = p \cdot A_{\text{RBZ}} \cdot \eta_{\text{Sattel}} \cdot C^* \cdot \frac{r_{\text{reib}}}{R} \quad (3.7)$$

Die maximale Hinterachsbremeskraft hängt von der jeweils am Fahrzeug installierten Bremskraftverteilung ab (s. Bremskraftverteilungsdiagramm). Meist bestimmen Felgengröße 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 Druckbeanspruchung Volumen auf, welches von der Betätigungsseinheit bereitzustellen ist. Die Volumenaufnahme des Bremssystems (Bremssättel, Schläuche, Rohrleitungen, etc.) bestimmen Durch-

messer 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 abgegeben wird. Die thermische Belastung der Bremse wird dabei in erster Linie durch die erreichbare Höchstgeschwindigkeit 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 abgeführt werden kann).

Die Bremsen sind so ausgelegt, dass eine vom Hersteller festgelegte Scheiben-Grenztemperatur (für Bremsscheiben aus Gussmaterial ca. 700 °C) unter realistischen Extrembelastungen nicht überschritten wird, da sonst mit nachlassender Bremsleistung (*Fading*) bis hin zur Zerstörung der Bremse gerechnet werden muss.

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 Zuspannkraft des Bremssattels über den wirksamen Radius der Bremsscheibe aufgebracht werden muss. Eine exemplarische Übersicht über die Höhe solcher Bremsmomente bei 1 g Verzögerung zeigt Bild 3-26. 1-g-Verzögerungen sind statistisch gesehen jedoch eher die Ausnahme. Der „Normal-Fahrer“ bewegt sich bei der Bremsbetätigung in den meisten Fällen eher im so genannten „Komfortbereich“ (bis 0,3 g).

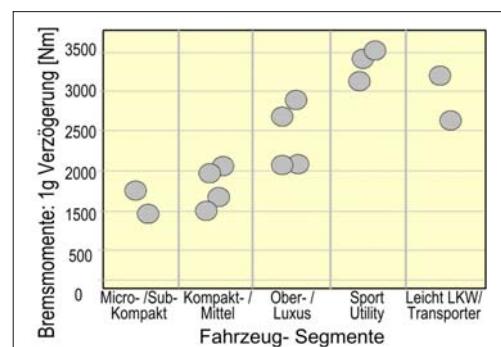


Bild 3-26: Bremsmomente an der Vorderachse über Fahrzeugsegment

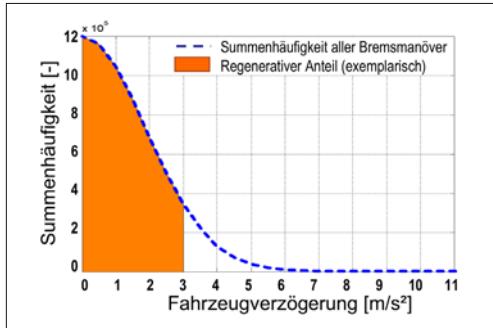


Bild 3-27: Exemplarische Summenhäufigkeitsverteilung von Bremsmanövern während eines Fahrzeuglebens, zusätzlich ist der Anteil des regenerativen Bremsens (hier bis 3 m/s^2) dargestellt

Bild 3-27 zeigt eine exemplarische Summenhäufigkeitsverteilung von Bremsungen bei unterschiedlichen Verzögerungen über ein Fahrzeugleben (ca. 1,2 Mio. Bremsmanöver). Die Gesamtanzahl der Bremsungen ist jedoch von der Fahrzeugnutzung abhängig; sie kann z.B. bei einem Taxi bei 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 so genanntes „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. $0,3 \text{ g}$ beschränkt (**Bild 3-27**).

Die Gründe dafür liegen in der Größe des Generators, der Bordnetzstruktur, der Batteriekapazität und der

begrenzten Möglichkeit, die beim Bremsen konvertierten Energiemengen kurzfristig zwischenzuspeichern. 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 Booster bewerkstelligt werden. Aus **Bild 3-28** ist ersichtlich, dass ein Fahrer zwar sehr schnell antreten kann, höhere Drücke aber nur eingeschränkt und verzögert aufbringen kann.

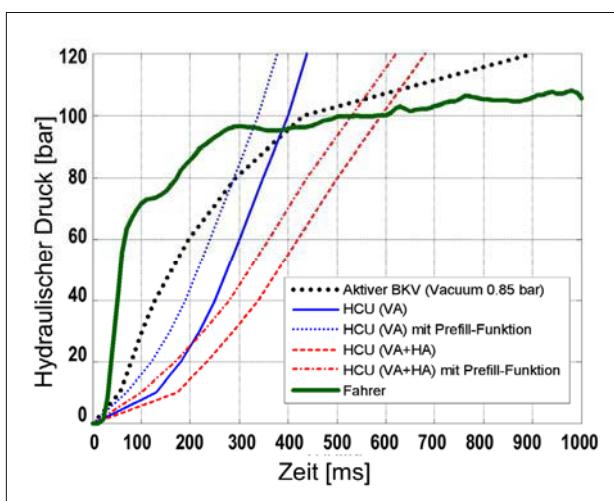


Bild 3-28: Exemplarischer Vergleich der Druckaufaudynamik von Fahrer, aktivem Bremskraftverstärker und HCU (VA: Vorderachse, HA: Hinterachse)

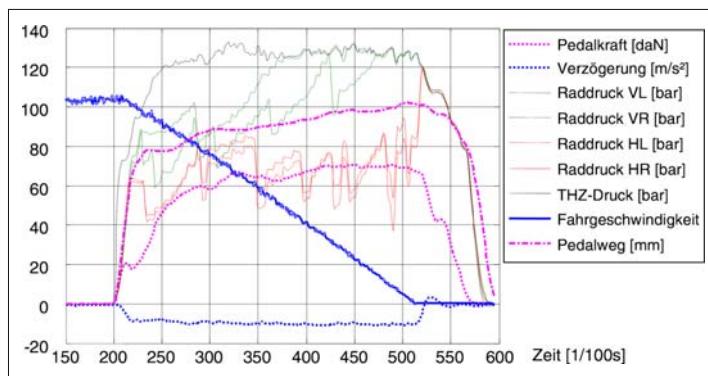


Bild 3-29:

Charakteristische Messgrößen einer Pkw-Vollbremsung aus 100 km/h

Der Druckaufbau der technischen Systeme verhält sich eher umgekehrt. Die Dynamik insbesondere der HCU lässt sich durch so genannte Prefill-Funktionen optimieren: Hier wird, ausgelöst durch bestimmte Sensorik (z.B. Umfeldsensoren), das Hydrauliksystem vorbefüllt (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 3-29 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 Bremsystems

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 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 in Drehrichtung der Scheibe an einem am Achsschenkel befestigten Bauteil 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 unter-

schieden: Festsättel beinhalten Kolben zu beiden Seiten der Bremsscheibe (**Bild 3-33**); Schwimmrahmen und Faustsättel nur auf einer Seite, sie sind verschiebbar gelagert (**Bilder 3-34** und **3-35**). Der Bremsekennwert C^* einer Scheibenbremse ist linear abhängig vom Belagreibwert (**Bild 3-30**).

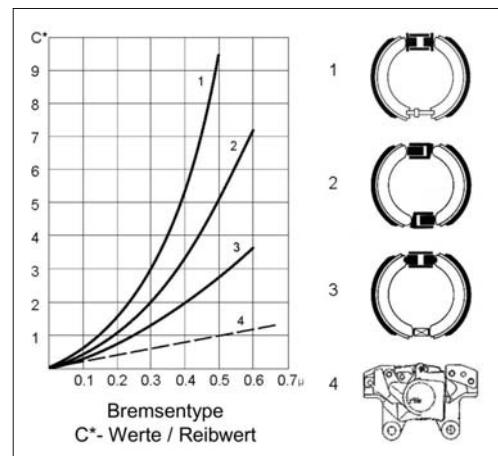


Bild 3-30: C^* -Kennwerte von Bremsen: 1 Duo-Servo Trommelbremse, 2 Duplex-Trommelbremse, 3 Simplex-Trommelbremse, 4 Scheibenbremse

Weitere Merkmale sind:

- ◆ hohe thermische Belastbarkeit,
- ◆ geringere 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 3-31**). Sie erzeugen nach dem Bremsvorgang ein Zurückziehen des

Kolbens (*roll back*) und sorgen dadurch für ein so genanntes „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*).

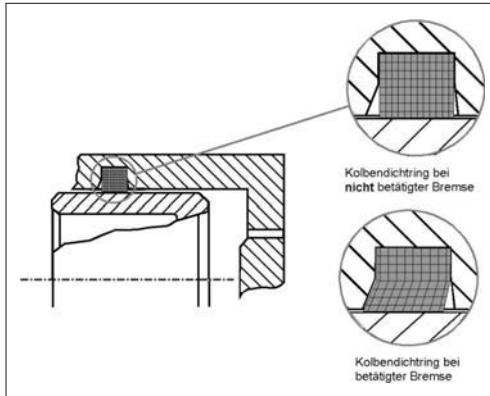


Bild 3-31: Verformung des Kolbendichtrings (Vierkantring)

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 höchstgelegenen Stelle des Zylinders ist zum Entlüften der Bremsanlage eine Entlüftungsschraube angebracht, um eventuell eingedrungene Luft in den Werkstätten 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 (**Bild 3-36** Fastrahmensättel).

Bremskolben werden aus Grauguss, Stahl, Aluminium-Legierungen und Kunststoffen hergestellt (**Bild 3-32**). Bei Stahlkolben ist Tiefziehen und Fließpressen üblich. Um die erforderliche Oberflächengüte und vor allem die Durchmessertoleranz sicherzustellen, ist ein Schleifen des Außendurchmessers notwendig.

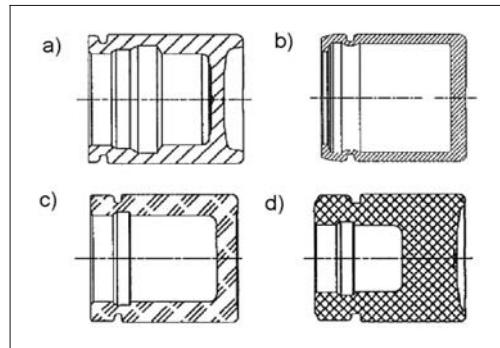


Bild 3-32: Bremssattelkolben aus verschiedenen Werkstoffen, a) Grauguss, b) Stahl, c) Aluminium-Legierung, d) einspritzbare Kunststoffe

Sattelauslegung

Hier verwendet man einen C^* -Wert, der sich aus dem Verhältnis von Reibkraft F_U und Zuspannkraft des Kolbens F_S ergibt: (A_K = Kolbenfläche, p = hydraulischer Druck, μ = Belagreibwert):

$$C^* = 2 \frac{F_U}{F_S} \quad (3.8)$$

mit $F_U = A_K \cdot p \cdot \mu$ und $F_S = A_K \cdot p$ gilt:

$$C^* = 2\mu. \quad (3.9)$$

Die Zuspannkraft wird in der Kolbenmitte angreifend angenommen. Übliche Reibwerte für Scheibenbremsen liegen zwischen $\mu = 0,35$ bis $0,50$ (d.h. $C^* = 0,7 \dots 1,0$), wobei μ als mittlerer Betriebsreibwert der Belagsorte definiert ist. Er kann in Abhängigkeit von Scheibentemperatur, Fahrzeuggeschwindigkeit, Flächenpressung, etc. schwanken.

Die Steifigkeit eines Bremssattels wird indirekt über seine Fluidaufnahme über dem hydraulischen Druck im Zylinder definiert, die so genannte „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, da Gestalteinflüsse noch nicht einwandfrei mit elektronischen Rechenprogrammen erfasst werden können.

Festsattel

An der Vorderachse schwerer Pkw mit Heckantrieb sind Festsättel weit verbreitet, da diese Fahrzeuge ausreichend Einbauraum an der Vorderachse bieten.

Festsättel sind durch beidseitig der Scheibenreibflächen angeordnete Bremszylinder und durch ein feststehendes Gehäuse gekennzeichnet (**Bild 3-33**).

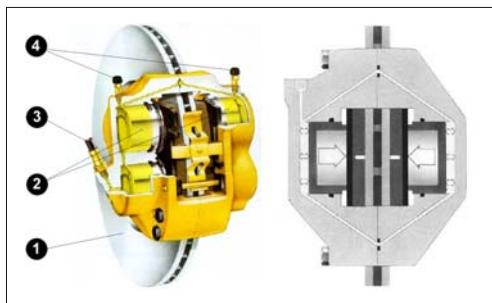


Bild 3-33: Festsattel: 1) Bremsscheibe, 2) Bremskolben, 3) Hydraulischer Anschluss, 4) Entlüftung

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 zum Bremsenausfall durch zu hohe Bremsflüssigkeitsaufnahme (= Pedal am Boden) führen könnten. Die Beläge stützen sich tangential an Anschlagführungen seitlich der Kolben ab. Vorteil dieser Sattelkonstruktion ist die durch hohe Steifigkeit bedingte geringe Volumenaufnahme.

Rahmensattel

Dadurch, dass beim Rahmensattel sich nur auf einer Seite Kolben befinden, lässt sich die Bremsscheibe axial tiefer in die Felgenschüssel (d.h. zur Felgenaußenseite) verlagern. Dies erleichtert im Allgemeinen die Realisierung eines negativen Lenkrollradius. Die Reaktionskraft des Kolbens wird mit einem Rahmen über die Scheibe auf den felgenseitigen Belag übertragen. Das Zylindergehäuse ist im Rahmen befestigt.

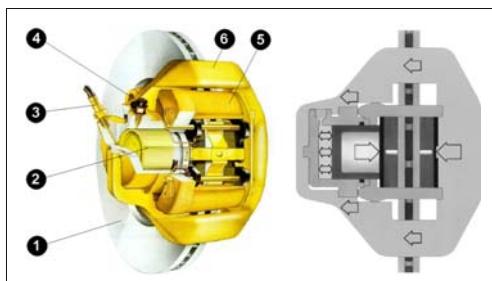


Bild 3-34: Schwimmrahmensattel: 1) Bremsscheibe, 2) Kolben, 3) Hydraulik-Anschluss, 4) Entlüftungsschraube, 5) Halter, 6) Rahmen

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 Kühlung guten Zutritt zu den Belägen erlaubt.

Faustsattel

Faustsättel bieten die gleichen Einbauvorteile wie Rahmensättel. Weitere wesentliche Vorteile sind:

- ♦ großflächige Beläge,
- ♦ optimale Belagform,
- ♦ geringes Gewicht,
- ♦ kleine Baugröße.

Das meist einheitliche Gehäuse 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 (**Bild 3-35**). Auf diese Weise ist es möglich, die Beläge beim Bremsvorgang zumindest teilweise als gezogene Beläge auszuführen (pull-push-Prinzip).

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.

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 3-35**).

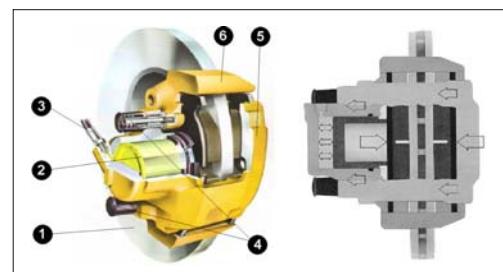


Bild 3-35: Faustsattel Bauart Teves FN: 1) Bremsscheibe, 2) Bremskolben, 3) Hydraulik-Anschluss, 4) Dämpfungshülsen, 5) Halter, 6) Rahmen



Bild 3-36:
Varianten der Fastrahmensättel:
FNR-AL Aluminium, FNRG Composite
(Halter aus Aluminium, Brücke und
Sattel aus Grauguss), FNR Grauguss

Faustsattel FNR

Eine weitere Vergrößerung des Scheibenaußendurchmessers ist bei Einsatz eines Fastrahmensattels (FNR) möglich (**Bild 3-36**). Hierbei wird die Gehäusebrücke, wie beim Faustsattel beschrieben, ebenfalls nach außen um die beiden Haltearme herumgeführt und fügungsseitig mit der mittleren Gehäuseplatte zu einem einzigen Gussstück fest verbunden.

Kombinierter Faustsattel

Beim Kombi-Faustsattel (FNc **Bild 3-37**) 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 (**Bild 3-38**) dreht.

Da der C^* Wert nur dem einer Scheibenbremse mit $C^* = 2\mu$ entspricht, muss für die Feststellbremse eine erhöhte Kraft auf den Kolben erzeugt werden. Die Betätigung erfolgt über einen Handhebel (**Bild 3-45**).

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.

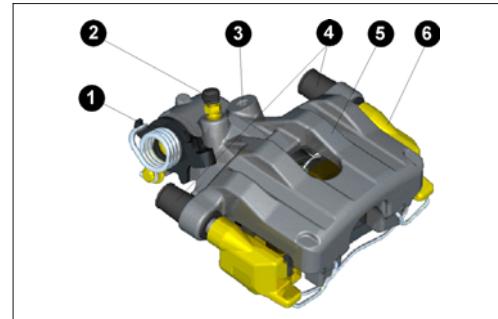


Bild 3-37: Kombi-Faustsattel FNc: 1) Spannvorrichtung, 2) Entlüftungsschraube, 3) Hydraulik-Anschluss, 4) Dämpfungshülsen, 5) Halter, 6) Rahmen

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 axialer Längenausgleich (Nachstellung) erfolgt.

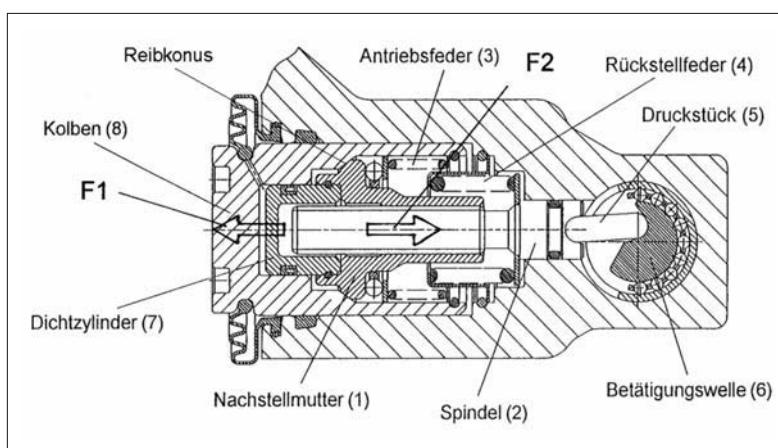


Bild 3-38:
Nachstellung

3.3.6.2 Bremsscheiben

Ca. 90 % 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 Entwicklungs-konzepte für Systeme mit Doppelbremsscheiben.

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 vermeiden, durch die so genannte „ATE Power Disc“, in deren Ringflächen eine Endlosnut eingearbeitet ist (**Bild 3-39**).



Bild 3-39: Massive Bremsscheibe (links) und innenbelüftete ATE Power Disc (rechts)

Weitere Vorteile dieser Multifunktionsnut:

- ◆ optische Erkennung der Verschleißgrenze,
- ◆ verbessertes Bremsen bei Nässe,
- ◆ verringertes Fading,
- ◆ riefenfreies Verschleißbild von Belag/Scheibe.

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 Belag- und Scheibenverschleiß durch punktuelle Anlage der Belagreibfläche auf dem Reibring führen. Geräusch-

entwicklung und Rubbeln können die Folge sein. Als Rubbeln wird eine Kombination von Lenkradschwün-gung, Pedalpulsation und niederfrequenter Geräusch-bildung bezeichnet. Durch konstruktive Maßnahmen kann die Schirmung in Grenzen gehalten werden (**Bild 3-40**).

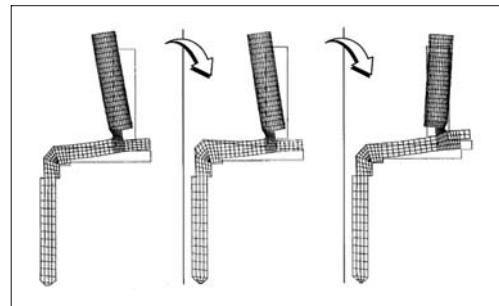


Bild 3-40: FE-Analyse zur Reduzierung der Scheiben-schirmung

Zum Erreichen einer guten Bremsenqualität werden hohe Anforderungen an die Fertigungsgenaugigkeit von Bremsscheiben gestellt. Darüber hinaus ist im Fahrzeug entsprechende Laufgenauigkeit der Scheibenanflanschfläche und optimiertes Lagerspiel sicher-zustellen.

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 Hochleistungsfahr-zeugen Verwendung.

Bremsscheiben-Werkstoffe

Der übliche Scheibenwerkstoff ist perlitischer Grauguss in den Qualitäten GG15 ... 25. Geringe Zusätze von Chrom, Molybdän geben dem Werk-stoff eine höhere Verschleißfestigkeit sowie ein günstigeres Wärmerissverhalten. Ein hoher Kohlenstoff-Gehalt erhöht die Geschwindigkeit der Wärmeaufnahme.

Eine Neuentwicklung ist die C/SiC-Bremsscheibe (**Bild 3-41**). Bei ihr kommt mit Kohlefaser (C) ver-stärkte Keramik mit SiC-haltiger Matrix zum Einsatz.



Bild 3-41: 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,
- ◆ Korrosionsbeständigkeit: es entfallen negative Begleiterscheinungen (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 wird darüber hinaus in Fahrzeugen der Oberklasse zum Einsatz kommen.

3.3.6.3 Bremsbeläge

Der wesentliche Faktor für die Wirksamkeit einer Bremse ist der Bremsbelag [16, 17]. 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.

3.3.6.4 Trommelbremsen

Trommelbremsen sind Radialbremsen. Sie haben zwei Bremsbacken, die durch hydraulische Radzylinerbetätigung beim Bremsen nach außen gegen die Reibfläche der Trommel gedrückt werden. Bei Beendigung der Bremsung ziehen Federn die Bremsbacken wieder nach innen, so dass zwischen Trommelreibfläche und Bremsbelägen ein „Lüftspiel“ entsteht. Im heutigen Automobilbau werden hauptsächlich die Simplex-Trommelbremse (**Bild 3-42a**) und die Duo-Servo-Trommelbremse (**Bild 3-42e**) eingesetzt.

Simplex-Trommelbremse

Bei Personewagen kann diese Bauart an der Hinterachse aus Kostengründen (Integration der Feststellbremsfunktion) eingesetzt werden. Das erzeugte Bremsmoment ist nur wenig von Reibwertschwankungen abhängig ($C^* = 2,0$ bis 2,3, **Bild 3-30**), so dass 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 Backen wird unterschiedlich groß gewählt. Der Umfangswinkel ist der Winkel, über den der Belag Kontakt mit der Trommel hat.

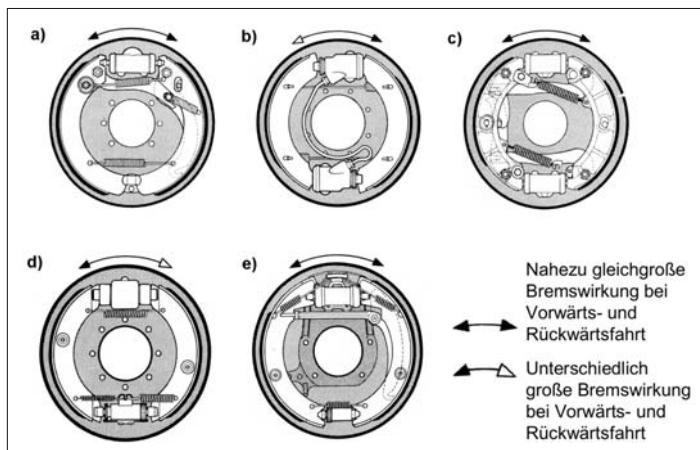


Bild 3-42:

- a) Simplex-Trommelbremse,
- b) Duplex-Trommelbremse,
- c) Duo-Duplex-Trommelbremse,
- d) Servo-Trommelbremse,
- e) Duo-Servo-Trommelbremse

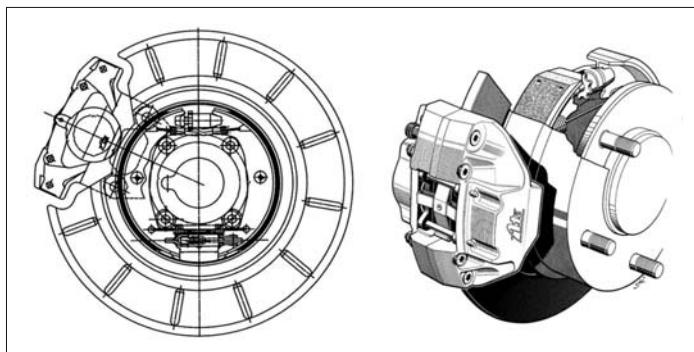


Bild 3-43:
Kombination aus Scheiben- und
Duo-Servo-Trommelbremse
(Topf-Bremse)

Duo-Servo-Trommelbremse

Diese Bremse (**Bild 3-42e**) erzeugt ein sehr hohes Bremsmoment, da das Nacheinanderschalten der beiden Bremsbacken 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 Feststelleinrichtung leicht integrieren. Sehr zweckmäßig ist der Einsatz der Duo-Servo-Trommelbremse in Kombination mit einer Scheibenbremse „drum-in-hat“ (**Bild 3-43**).

Die nur mechanisch betätigtes Trommelbremse übernimmt hierbei die Funktion der Feststellbremse und die Scheibenbremse den Betriebsbremsanteil 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 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 geeigneten Reibpaarung ein Graugussring eingesetzt.
- ◆ Matrix aus Keramik bzw. Aluminiumoxid eingeschmolzen in Aluminiumtrommel.

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 3-44**). Da die Wartungsintervalle moderner Fahrzeuge aber immer länger werden und sich dadurch bis zur Nachstellung unerwünschter Bremspedalhub einstellen würde, werden automatische Nachstelleinrichtungen verbaut.

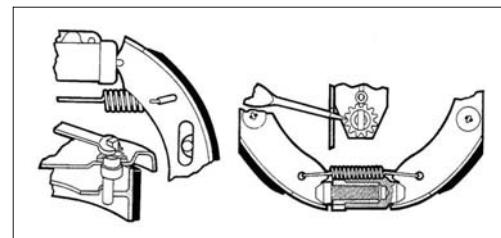


Bild 3-44: Manueller Reibbelagverschleißausgleich von Trommelbremsen durch Exzenter- (links) und Zahnradnachstellung (rechts)

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 3-45**). Sie werden zunehmend von einer elektromotorischen Betätigung, der so genannten „elektrischen Parkbremse“ (EPB) ersetzt (s. Abschnitt 3.3.6.8).

Einbau von Radbremskomponenten

An die Radbremskomponenten werden hohe Ansprüche hinsichtlich Robustheit und Funktionssicherheit gestellt. Die Funktionssicherheit über der Fahrzeuggesamtlaufzeit wird jedoch auch wesentlich durch die Art der Anbindung an die Fahrwerkskomponenten beeinflusst. Einfluss haben unter anderem:

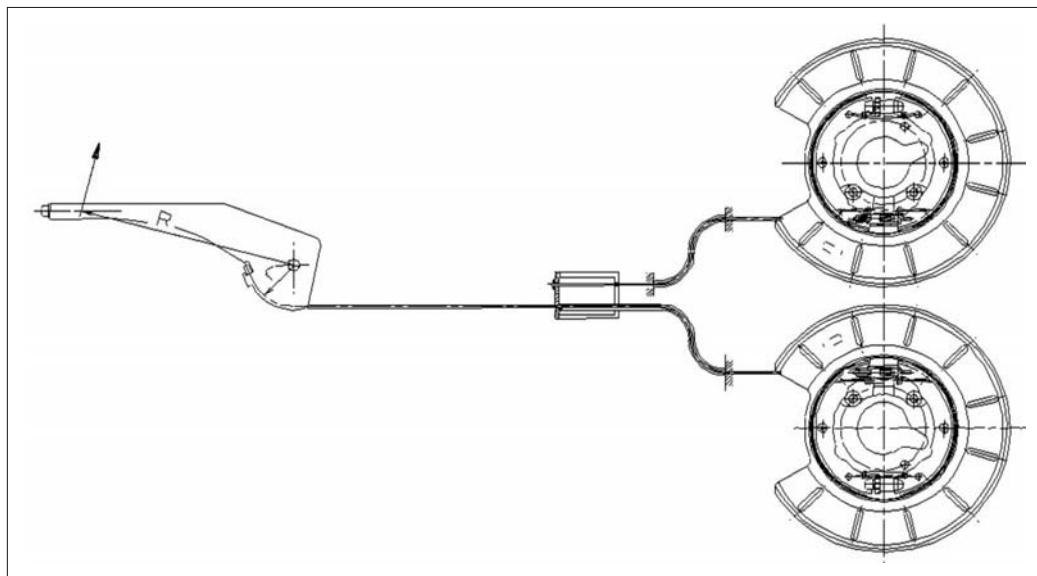


Bild 3-45: Betätigungsmechanismus Feststellbremse („Handbremse“)

- ♦ 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. Reibungsschwankungen zwischen Brems scheibe 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 geeignete Maßnahmen (z.B. Werkstoffauswahl, Wärmeschutzbüchsen) 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 Bremsätteln liegen für Sphäroguss-Sättel je nach Ausführung (Typ, Kolbendurchmesser/anzahl) 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 Bremsätteln eine deutliche Gewichtsreduzierung ermöglichen.

Die Bremsscheibengewichte sind durchmesseraabhängig und liegen bei Kleinfahrzeugen bei ca. 4 kg. Hochleistungsfahrzeugen mit entsprechend großer

Bremsscheibe können auch bis ca. 14 kg erreichen. Hier ist durch Einsatz von z.B. C/SiC-Scheiben eine Gewichtseinsparung über 60 % erreichbar.

Bremsleitungen und -schläuche

Zur Verbindung der hydraulischen Komponenten eines Bremssystems werden hochdruckfeste Bremsrohr-, Brems schlauch- und armierte Schlauchleitung (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.

Bremsschlauchleitungen finden sich an den Übergängen zu beweglichen, dynamisch stark beanspruchten Teilen wie Achsschenkel oder Bremsattel. 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.

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, so dass 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.

3.3.6.5 Bremsflüssigkeit

Im hydraulischen Teil der Bremsanlage ist Bremsflüssigkeit das Medium für die Energieübertragung 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.

Einbau von Übertragungselementen

Die Elastizität des Hydrauliksystems ist möglichst gering zu halten, um eine direkte Anbindung der Betätigungsselemente 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 ungehindert 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.

3.3.6.6 Bremskraftverstärker

Bremskraftverstärker verstärken die am Pedal aufgebrachte Fußkraft durch eine so genannte „Hilfskraft“. Sie erhöhen damit den Bedienkomfort und die Fairsicherheit. 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 kostenlose Verfügbarkeit der Unterdruckenergie der meisten Saugmotoren.

Die Unterdruckkammer des Bremskraftverstärkers ist über eine Unterdruckleitung mit dem Ansaugrohr des Motors oder einer separaten Vakuumpumpe (z.B. bei Dieselmotoren und direkteinspritzenden Otto-Motoren mit geringem Ansaugunterdruckniveau) verbunden.

Aktiver Bremskraftverstärker

Zur Darstellung von Zusatzfunktionen werden so genannte „aktive Bremskraftverstärker“ eingesetzt, die zusätzlich elektrisch ansteuerbar sind (Bild 3-46). Sie können genutzt werden für die Funktionen ESP-Vorladung, elektronischer Bremsassistent und ACC. Aktive Bremskraftverstärker weisen einen im Steuergehäuse integrierten Magnetantrieb auf. Mittels einer Schieberhülse ist es möglich, mit dem elektrisch betätigten Magnetantrieb das Tellerventil zu betätigen. Dabei wird zunächst die Verbindung zwischen 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 so genannter „Löseschalter“ in das Steuergehäuse integriert.

Vakuumpumpe

Die bei Fahrzeugen mit Otto-Motor im Ansaugtrakt verfügbare Unterdruckenergie stellt eine kostengünstige Energiequelle für den Bremskraftverstärker dar. Bei Einspritzmotoren (Diesel-Motor und Benzin-Direkteinspritzmotoren) werden Vakuumpumpen erforderlich. Sie sind zumeist Flügel-Zellen-Pumpen und können mechanisch über eine Motorwelle oder bedarfsgerecht elektrisch angetrieben werden.

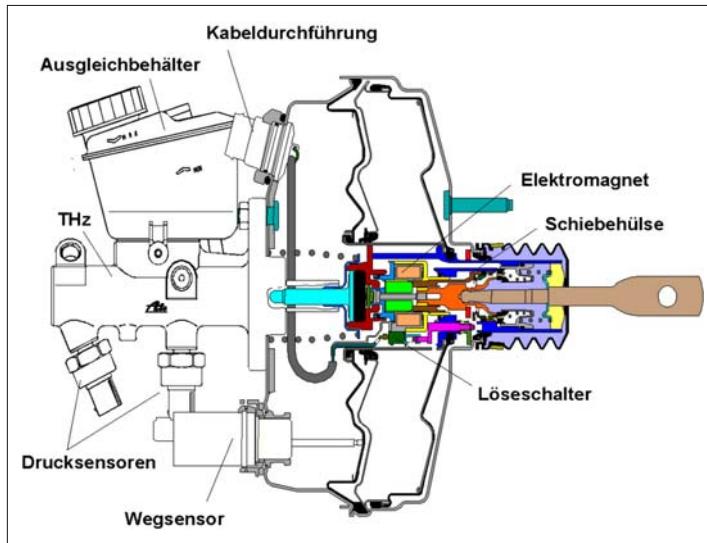


Bild 3-46:
Aktiver Bremskraftverstärker in Tandem-Bauweise

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 bei bisherigen Hydraulikverstärkern auftretende „stumpfe“ Pedalgefühl“ (kein Springer) gegenüber. Hydraulische Verstärker (Bild 3-47) werden insbesondere in schweren Pkws (z.B. gepanzerten Sonderfahrzeugen) eingesetzt. Hier ist die hohe Verstärkungskraft vorrangig vor der Pedalcharakteristik.

Auf Grund der gesetzlich geforderten Zweikreisigkeit der Bremsanlage werden Einfach-Hauptzylinder nur in Sonderfällen (z.B. Rennfahrzeuge) 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 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. *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.

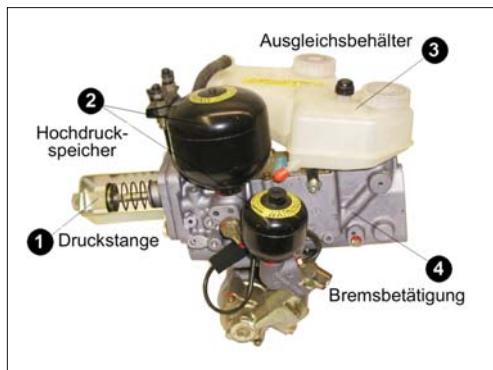


Bild 3-47: Hydraulik-Bremskraftverstärker für Sonderfahrzeuge: 1) Druckstange, 2) Hochdruckspeicher, 3) Ausgleichsbehälter, 4) Bremsbetätigung

3.3.6.7 Tandem-Hauptzylinder

Der Tandem-Hauptzylinder wandelt die Ausgangskraft des Bremskraftverstärkers in hydraulischen Druck um.

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 unter verschiedenen Umgebungsbedingungen,

- ◆ verhindert bei unterschiedlichen Fahrsituationen das Ansaugen von Luft in das Bremssystem,
- ◆ trennt bei absinkendem Flüssigkeitsspiegel das Reservenvolumen der Hauptzylinderkreise.

3.3.6.8 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 in 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 3-48**), hängt von den Bedürfnissen des Fahrzeugherstellers ab.

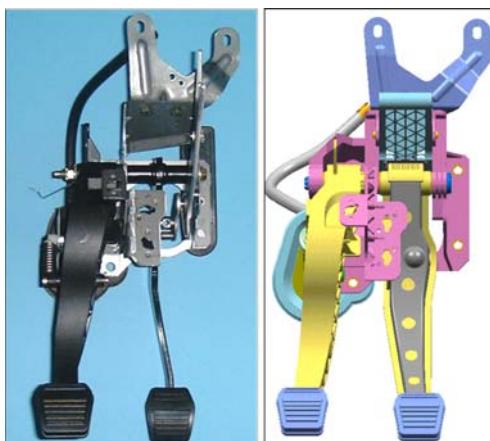


Bild 3-48: Kombiniertes Pedalmodul (Kupplung/Bremse) in Metallausführung (links), in gewichtsoptimierter Kunststoffausführung (rechts)

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, Linksslenker, 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.

Kupplungspedalmodul

Das Kupplungspedalmodul dient zur Übertragung des Pedalwegs auf die Druckplatte und somit zum Öffnen und Schließen der Drehmomentübertragung (**Bild 3-49**). 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 ausgekuppelter Position ermüdungsarm halten lassen.

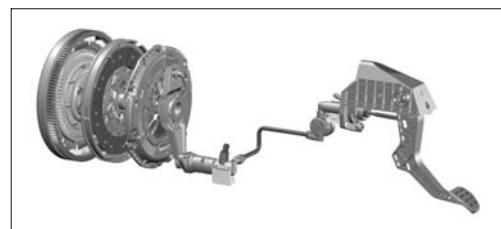


Bild 3-49: Kupplungsbetätigungs system

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 Missbrauchs Kräfte von 1000 N Stahlblech, Aluminium oder aber vermehrt Kunststoffe eingesetzt.

Das Kupplungspedalmodul besteht im Wesentlichen aus folgenden Einzelkomponenten:

- ◆ Kupplungspedal mit Pedalkappe,
- ◆ Lagergehäuse mit Befestigungselementen,
- ◆ Rückstellfeder oder Übertotpunktfedersystem,
- ◆ Kupplungsgeberzylinder,
- ◆ Schalter.

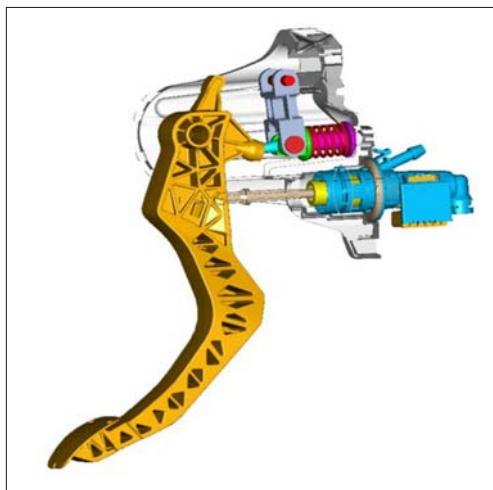


Bild 3-50: Kupplungspedalmodul

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 OEMs.

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 3-51) entwickelt. Diese sollen die Vorteile zweier Werkstoffgruppen (Stahl: hohe Festigkeit; Kunststoff: freiere Formgebung) vereinen.



Bild 3-51: Hybridbremspedal

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.

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 Vibratoren problematisch. Weiterhin ist auch die wünschenswerte freie Positionierung des Gaspedals durch den Verlauf des Seilzugs eingeschränkt.

Das Gaspedal ist hängend oder stehend angeordnet. Die Betätigungs Kräfte 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 max. 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 Handhebel. Über diesen Hebel und unter dem Fahrzeugboden verlegte Bowdenzüge erfolgt die mechanische Betätigung der Hinterachsbremsen.

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 Fahrzeuges. 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 Armaturenbereich ersetzt. Dieser steuert über ein elektronisches Steuergerät:

- ◆ elektromechanische Radbremsaktoren innerhalb der Radbremse,
- ◆ Zentralaktor der die Hinterradbremse (Duo-Servo- oder Kombisattel) über einen Bowdenzug betätigt.

Mechanische Selbsthemmung in den Aktoren sichert die Feststellbremfsfunktion auch nach Ausschalten der Zündung. Über den elektronischen Regler werden folgende Funktionen ermöglicht (**Bild 3-52**):

- ◆ Steuerung der Zuspannkräfte,
- ◆ Belagverschleißerkennung,
- ◆ Alarmfunktion bei nicht betätigter Feststellbremse vor Verlassen des Fahrzeuges,
- ◆ 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 Einbringen einer Antiblockierungsfunktion bei einer Betätigung der EPB während der Fahrt bedeutet eine Integration einer Betriebsbremsfunktion in die Feststellbremfsfunktion und geht damit in die Richtung der übergeordneten Funktionalitäten einer aktiven Parkbremse (APB). Das Funktionsspektrum reicht ausgedehnt von der einfachen Feststellung oder Wegrollsperrre (Automatikgetriebe) über eine dosierte An-

fahrhilfe am Berg (Hill-Holder-Funktion) bis zur Diebstahlssperre und zur Einparkunterstützung in Verbindung mit Abstandssensorik.

Bremspedalcharakteristik (Ergonomie)

Die Pedalcharakteristik ist definiert durch die Kombination von Radbremse und Betätigung (**Bild 3-53**). 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 (Er bezeichnet den Beginn der Füllung der Bremsanlage durch den Bremskraftverstärker bereits bei Bremspedalbetätigung. Hierdurch wird die sonst zu einem so genannten „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 Bremskraftverstärker (BKV)),
- ◆ Pedalwegverlängerung und Pedalkrafterhöhung bei Fading.

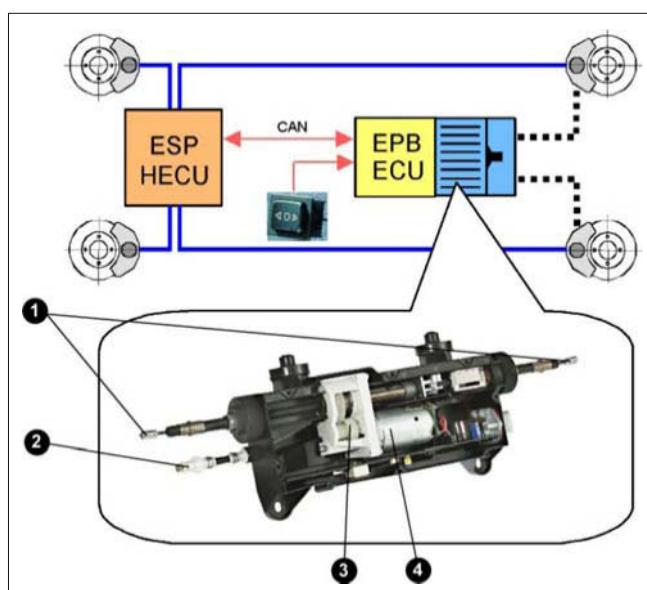


Bild 3-52:

Layout elektrischer Parkbremse;
 1) Verbindung zu den Hinterachs-Radbremsen (Bowdenzüge),
 2) Notentriegelung,
 3) Getriebe,
 4) Elektromotor

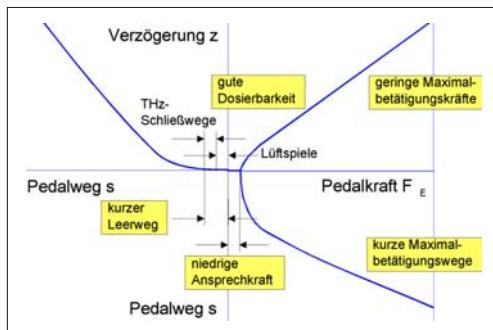


Bild 3-53: Anforderungen an die Pedalcharakteristik

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 Betätigungs Komfort den Anforderungen des Fahrzeugherstellers angepasst werden. Wesentliche Schnittstelle zwischen Mensch und Maschine (hier die Bremse) ist das Bremspedal. Die Pedalcharakteristik, das so genannte „Pedalgefühl“, gibt eine Rückmeldung über die Bremse 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 3-54**). Der Einsatz verstellbarer Pedalwerke erfolgt z.Z. hauptsächlich bei SUVs, da hier die Vorteile für kleingewachsene Personen am deutlichsten zutage treten.

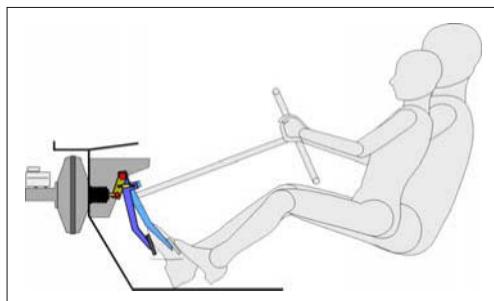


Bild 3-54: Verstellbares Pedalwerk, Prinzipbild

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 verbessende 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 3-55**). Die elektromechanische Bremse, die ohne Vakuum-Bremskraftverstärker und ohne starre Verbindung zwischen Bremspedal und Radbremsen operiert, wird den Insassenschutz durch verbesserte Crashkompatibilität weiter erhöhen.

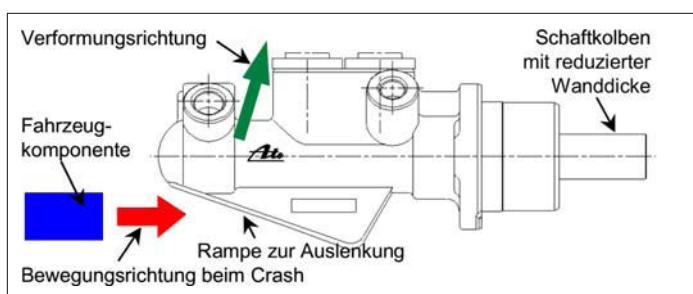


Bild 3-55:
Tandem-Hauptzylinder mit
Crashrampe

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 [18]. 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 3-25**). 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 3-56**) 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 Bremsassistent (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 Brems-

systeme werden elektrisch ansteuerbare, so genannte „aktive Booster“ eingesetzt (**Bild 3-57**):

- ♦ in ESP Systemen (Abschnitt 3.3.7.4) als Vorladung der Pumpe zur Gewährleistung einer hohen Druckaufbaudynamik, 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 Steuer gehäuse integrierten Magnetantrieb auf. Mittels einer Schieberhülse ist es möglich, mit dem elektrisch betätigten Magnetantrieb das Tellerventil zu betätigen. Dies geschieht so, dass zunächst die Verbindung zwischen Unterdruckkammer und Arbeitskammer geschlossen wird; mit einer weiteren Strombeaufschlagung wird 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 so genannten „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 (**Bild 3-69**), 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.

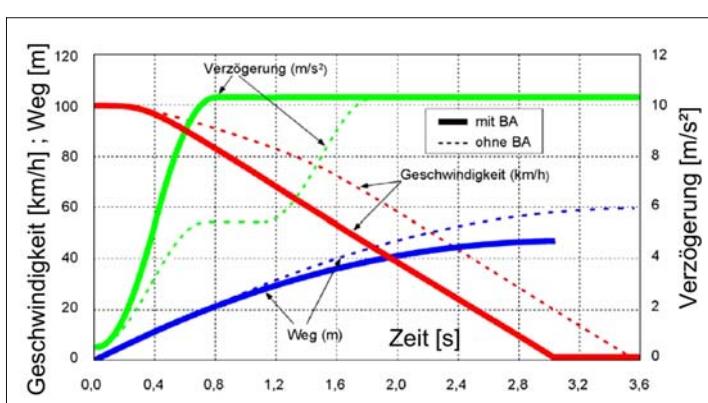


Bild 3-56:
Geschwindigkeit und Bremsweg
über der Zeit mit und ohne
Bremsassistent

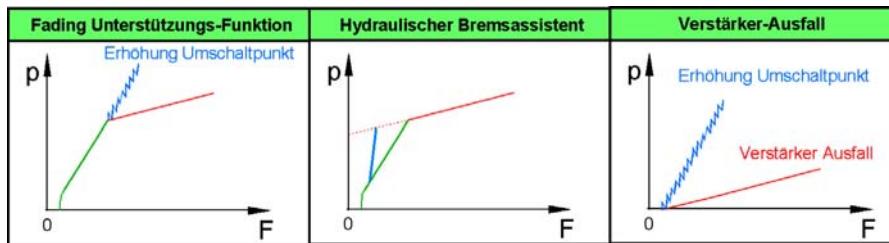


Bild 3-57: Funktionalitäten der Unterstützungsfunktionen für den Bremskraftverstärker

Bremskraftverstärkerunterstützung

Bremskraftverstärker können mit zusätzlicher Sensorkomponente 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. Hiermit können Unterstützungsfunktionen für folgende Betriebszustände dargestellt werden (**Bild 3-57**):

- ◆ **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.

Hydraulisch/Elektronische Regeleinheit (HECU)

Die hydraulisch/elektronische Regeleinheit heutiger ABS/ASR/ESP-Anlagen (z.B. ContiTeves MK 60, **Bild 3-58**) besteht aus einem zentralen Hydraulikblock mit Magnetventilen, einer integrierten Pumpe mit einem angeflanschten Elektromotor (HCU, *hydraulic control unit*) und einem Spulenträger einschließlich der darin enthaltenen Elektronik (ECU, *electronic control unit*). Der Spulenträger wird mittels eines so genannten „magnetischen Steckers“ (s.u.) aufgesetzt. Die hydraulisch/elektronische Regeleinheit ist durch zwei Hydraulikleitungen mit den Bremskreisen des THz verbunden, von der HCU führen Bremsleitungen zu Radbremsen (**Bild 3-59**).

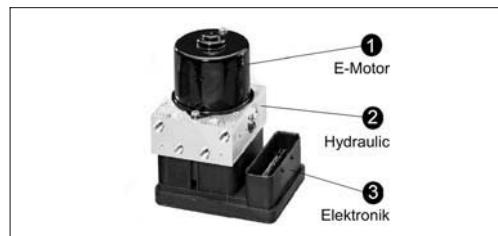


Bild 3-58: ABS-Anlage mit angeflanschtem E-Motor (1), Hydraulikblock (2) und Spulenträger mit Elektronik (3)

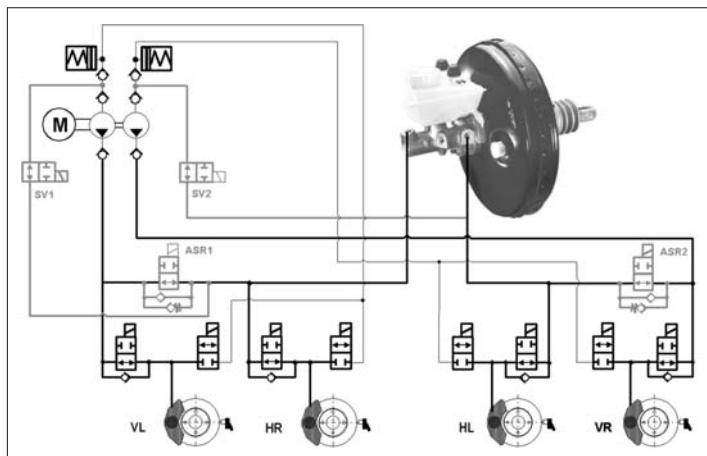


Bild 3-59:
ABS-Hydraulikschaltbild
(schwarz) mit Zusatzkomponenten
für ASR (grau); Pkw mit Frontan-
trieb, diagonaler Bremskreisauf-
teilung

Ventile

Die elektromagnetischen Ein- und Auslassventile sind im Hydraulikblock zusammengefasst. Diese ermöglichen die Modulation der Radbremsdrücke. Jedem geregelten Bremskreis sind ein Einlassventil mit parallel geschaltetem Rückschlagventil sowie ein Auslassventil zugeordnet. Wie in **Bild 3-60** gezeigt, ist das Einlassventil im ungeschalteten Zustand offen (stromlos offen, SO), das Auslassventil geschlossen (stromlos geschlossen, SG).

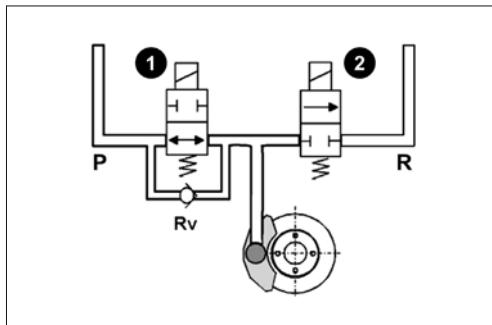


Bild 3-60: ABS-Ventilkonfiguration: 1) Einlassventil (SO), 2) Auslassventil (SG), P Anschluss zur Betätigung, R Rücklauf, Rv Rückschlagventil

Pumpe

Während der ABS-Regelung wird das aus den Radbremsen entnommene Volumen in die Niederdruckspeicher zwischengespeichert. Die in die HCU 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 Regelungssystems und die Fehlerdiagnose. Der Regler ist als Mikroprozessorsystem ausgeführt.

Eingangsgrößen sind zum Beispiel:

- ◆ Sensorsignale (Raddrehzahl, ABS-Pumpenmotor-drehzahl, Lenkradwinkel, Gierrate, etc.),
- ◆ Schaltsignale (zum Beispiel Bremslichtschalter),

- ◆ Informationen vom Motor für die in das Motormanagement eingreifenden Regelsysteme,
- ◆ Betriebsspannung.

Ausgangsgrößen sind zum Beispiel:

- ◆ Schaltsignale (Magnetventile, ABS-Pumpenmotor der HCU, 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 Fahrzeugherrsteller 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 Giermomentenregelung (GMR).

3.3.7.2 Raddrehzahlsensor

Der Raddrehzahlsensor erfasst die aktuelle Drehzahl eines Rades. Ein am Achsschenkel befestigter Sensor und das sich mit dem Rad drehende Impulsrad (Zahnrad, Encoderrad) bilden eine Sensoreinheit (**Bild 3-61**; s. hierzu auch Abschnitt 3.8.3.3).

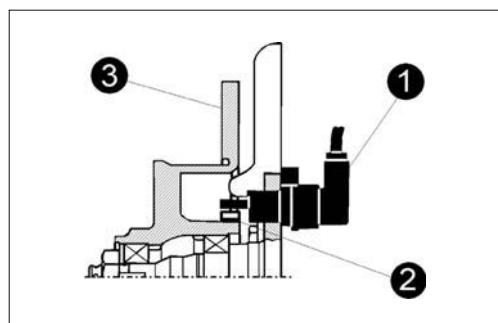


Bild 3-61: Radial angeordneter Raddrehzahlsensor:

- 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 (passiv oder aktiv):

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 3-62), 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.

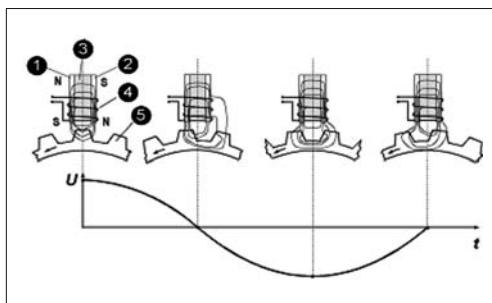


Bild 3-62: Funktionsweise des induktiven Raddrehzahlsensors: t Zeit, U Spannung, N Nordpol, S Südpol, 1) und 2) Permanentmagnete, 3) Weicheisenkern, 4) Spule, 5) Impulsrad

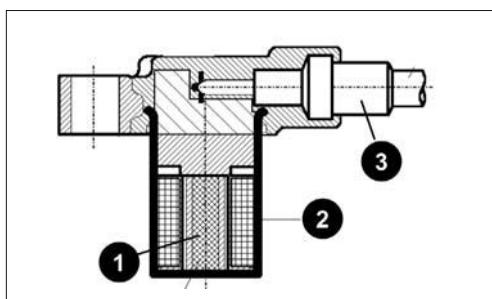


Bild 3-63: Induktiver Raddrehzahlsensor: 1) Permanentmagnet, 2) Spule, 3) Kabelverbindung

Passive Raddrehzahlsensoren arbeiten nach dem Induktionsprinzip. Im Sensorkopf befinden sich ein wasserdicht mit Kunststoff umspritzter Dauermagnet, eine Spule und eine Kabelverbindung (Bild 3-63).

Magnetoresistive (aktive) Raddrehzahlsensoren

Die Sensorbaugruppe (Bild 3-64) besteht aus der Kombination einer Brückenanordnung dünner magnetoresistiver Metallschichten (Elementarsensoren) mit einer elektronischen Folgeschaltung zur Signalauflaufbereitung. 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.

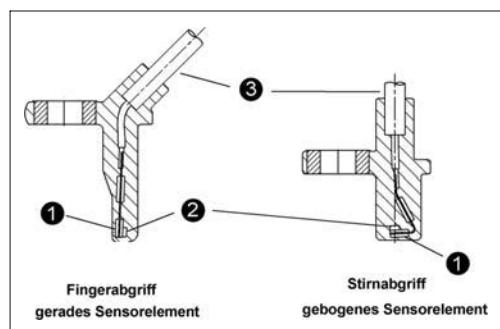


Bild 3-64: Magnetoresistiver Raddrehzahlsensor:
1) Sensorelement, 2) Stützmagnet, 3) Kabelverbindung

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.

3.3.7.3 Funktionen des elektronischen Bremssystems

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 [19]. 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. Mit Hilfe des Bremspedals 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 Fahrbahngriffigkeit, 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 die Fahrerin/den Fahrer bei ganz 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 Seitenführungskraft nicht vergrößern. 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 3-65**). Das heißt: Der kritische Schlupfwert darf nicht überschritten werden. Der optimale Schlupfwert wird dabei von den jeweiligen Bedingungen zwischen Reifen und Fahrbahn bestimmt. Der Arbeitsbereich der ABS-Regelung wird stets so gewählt, dass bestmögliche Fahrstabilität und gleichzeitige Lenkbarkeit gegeben sind. Wird ein Rad so abgebremst, dass es den Bereich optimalen Schlupfes überschreitet, beginnt die ABS-Regelung.

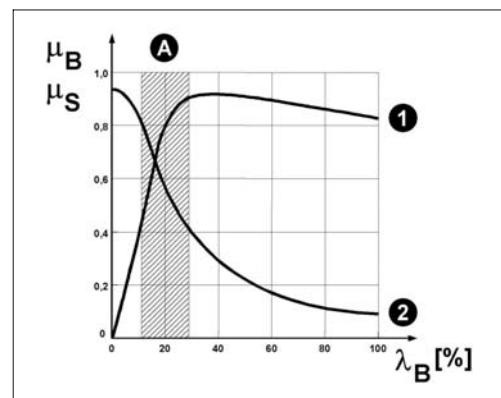


Bild 3-65: Regelbereich des ABS mit λ_B Bremsschlupf, μ_B Bremskraftbeiwert (Verlauf 1), μ_S Seitenkraftbeiwert (Verlauf 2), A: ABS-Regelbereich

Bild 3-66 zeigt einen Bremsvorgang ohne ABS-Regelung. Bereich I entspricht der ungebremsten Fahrt. Die Radumfangsgeschwindigkeit gleicht der (konstanten) Fahrzeuggeschwindigkeit, es liegt kein Schlupf 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 Radbremsdruck über die Blockiergrenze steigt. Die Radumfangsgeschwindigkeit verringert sich zunehmend bis zum Radstillstand. Die Fahrzeuggeschwindigkeit wird ebenfalls geringer, wobei der Blockierreibwert die Verzögerung bestimmt.

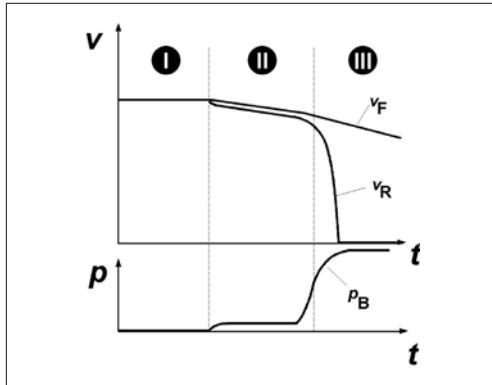
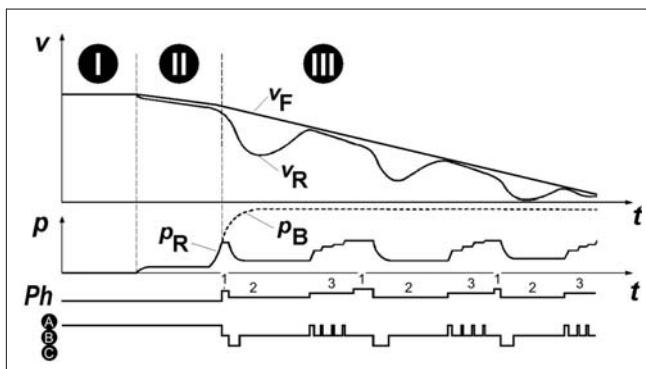


Bild 3-66: Bremsung ohne ABS (ein Rad): t Zeit, v Geschwindigkeit, p Druck, I: ungebremste Fahrt, II: Teilbremsung, III: Vollbremsung ohne ABS, v_F Fahrzeuggeschwindigkeit, v_R Radumfangsgeschwindigkeit, p_B Betätigungsdruck

Die sehr rasche Drehzahlverringerung eines Rades ist charakteristisch für eine Blockierneigung, 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 (**Bild 3-60**) – wird diese Modulation durchgeführt.



ABS-Regelungsphasen

Der ABS-Regelungszyklus läuft prinzipiell in drei Phasen ab (**Bild 3-67**).

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 Bremsdrucks.

Daraus folgt ein verminderteres 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 (so genannte „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.

Bild 3-67:

Ablauf einer ABS-Regelung (ein Rad): t Zeit, v Geschwindigkeit, p Druck, v Geschwindigkeit, p_B Betätigungsdruck, p_R Radbremsdruck, A: Druckaufbau, B: Druckhalten, C: Druckabbau

Besondere Bedingungen bei ABS

Durch die permanente Auswertung der Radsensorsignale kann der elektronische 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 höherer Seitenkraft 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 (so genanntes „ 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 jeweilige Fahrzeugverzögerung und die Querbeschleunigung. Beide Größen werden aus den vier gemessenen Radgeschwindigkeiten errechnet. Erkennt der elektronische Regler eine Überbremsung 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, so dass das Fahrzeug stabilisiert und die Lenkbarkeit verbessert wird [20]. 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 Gierraten- oder Querbeschleunigungssensor. ABSplus optimiert den (Brems-)Schlupf und damit die Bremskraft-

verteilung, zugleich bewirkt es eine Gierratenkompensation. 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 [21]. Zum aktiven Druckaufbau ist eine Erweiterung der HCU um so genannte Trenn- und Saugventile erforderlich (Bild 3-69).

Die Antriebsschlupfregelung (Bild 3-68):

- ♦ 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 Bremseneingriffsduer 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 Antriebsräden die bestmögliche Haftwertausnutzung für den Vortrieb erreicht wird. Ab etwa 40 km/h, kommt es kaum noch zu Bremseneingriffen, da die Motorregelung frühzeitig das Antriebsmoment reduziert, um die Fahrstabilität zu erhöhen.

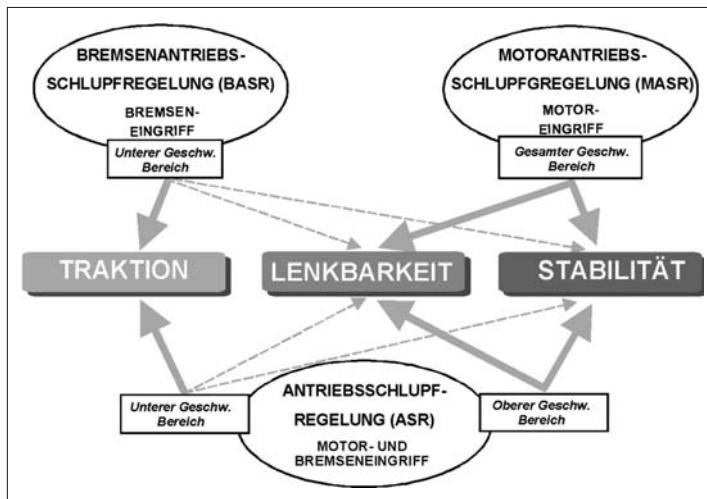


Bild 3-68:
Konzepte der Antriebsschlupfregelung

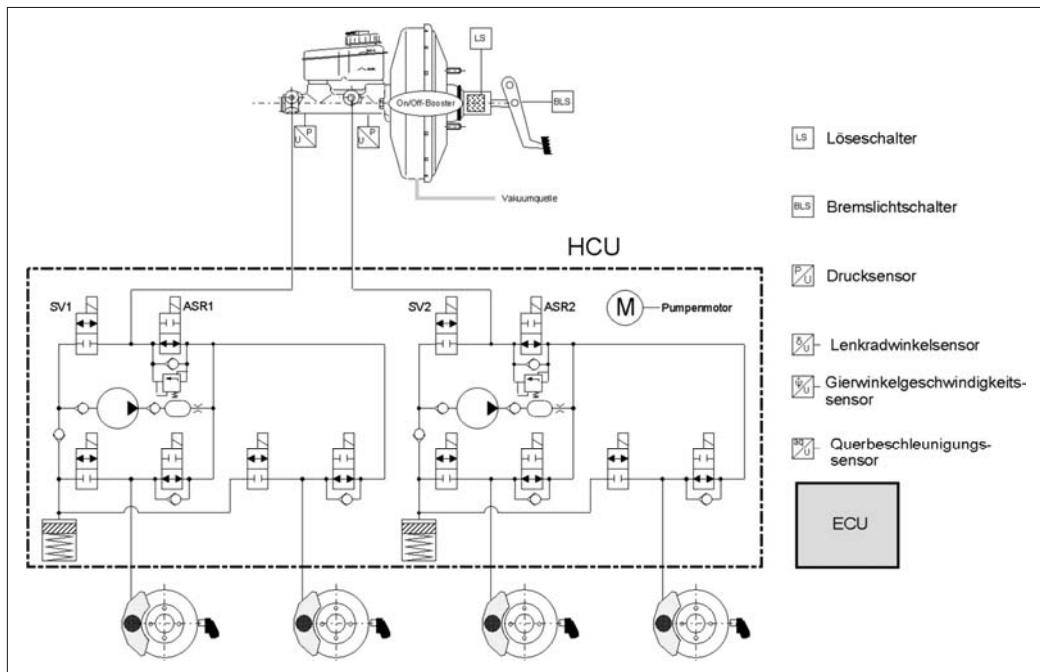


Bild 3-69: Elektronisches Stabilitätsprogramm; SV1/SV2: Saugventile, ASR1/ASR2: Trennventile

Motor-Schleppmomentenregelung (MSR)

Hohes Motorschleppmoment, zum Beispiel bei Gaswegnahme oder Rehunderschalten, 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/DSC)

Das elektronische Stabilitätsprogramm kombiniert die Funktionen der Radschlupfregelungen (ABS, EBV, ASR) mit der Giermomentenregelung (GMR) [19, 22]. 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.

Mit Hilfe von Echtzeitsimulationsmodellen errechnet das elektronische Stabilitätsprogramm aus Raddrehzahlen, Lenkradwinkel und Hauptzylinderdruck das gewünschte Fahrverhalten. Das tatsächliche Fahrverhalten erfassst das elektronische Stabilitätsprogramm mit Hilfe der Gierrate und der Querbeschleunigung.

Vor allem bei sehr schnellen Lenkbewegungen kann ein Fahrzeug den Lenkradeinschlag nicht mehr in die erwartete Richtungsänderung umsetzen. Es kommt entweder zum Untersteuern oder zum Übersteuern, im Extremfall bis zum „Schleudern“. Die Abweichung zwischen Fahrer-Wunsch (Richtung, Geschwindigkeit) und Fahrzeug-Verhalten (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 gewünschte 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. Diese Hydraulik ermöglicht den radindividuellen, aktiven Aufbau von Bremsdruck unabhängig von einer Betätigung des Bremspedals.

Bei extremer Kälte ist wegen veränderter Bremsflüssigkeitsviskosität das Ansaugverhalten der ABS-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 Vorladedruck vor der ESP-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 Kippdistanz bei hoher Querbeschleunigung durch aktiven Bremseneingriff entgegen [23].

Mithilfe einer fahrzeugspezifischen Modellbildung sowie zusätzlicher Erkennungsmöglichkeiten (z.B. Wank-Sensorik) und geeigneter Algorithmen wird bei Kippgefahr das kurvenäußere Vorderrad überbremst, das Fahrzeug untersteuert. Durch die Reduzierung der Querkraft wird die Kippneigung reduziert.

Beschleunigungssensor (längs und quer)

Der Beschleunigungssensor (**Bild 3-70**) erzeugt ein, zur Beschleunigung des Fahrzeugs proportionales Signal. Gemeinsam mit dem Gierratensor liefert er die für die Giermomentenregelung des ESP benötigten Informationen über den querdynamischen Zustand des Fahrzeugs. Der Beschleunigungssensor besteht aus einem mikromechanischen Biegebalzen, 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.

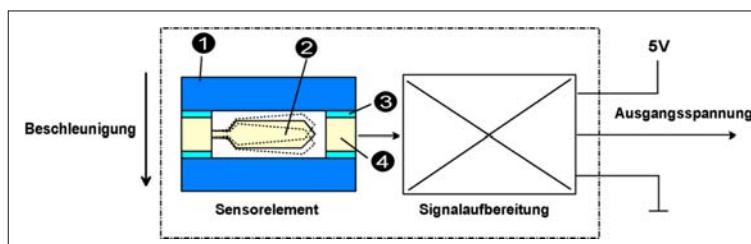


Bild 3-70:

Querbeschleunigungssensor;
1) Außenelektrode,
2) Biegebalzen (seismische
Masse), 3) Isolator und
Verbindungselement für
Elektroden, 4) Mittelelek-
trode

Gierratensor

Der Gierratensor erfassst die Drehwinkelgeschwindigkeit eines Fahrzeugs um seine Hochachse, die so genannte 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 Gierratensor befindet sich idealerweise im Fahrzeugschwerpunkt. Die Kombination des Gierratensors mit dem Querbeschleunigungssensor in einem gemeinsamen Gehäuse mit einem Stecker wird als „Cluster“ bezeichnet (**Bild 3-71**). Analog der Erfassung der Gierrate wird das gleiche Sensorprinzip auch für die Erfassung der Wankrate genutzt.

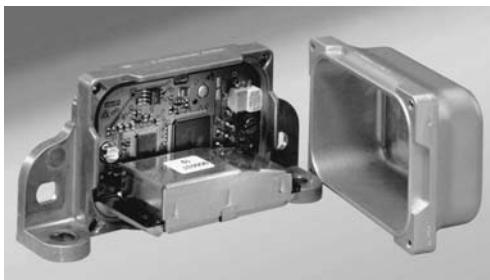


Bild 3-71: Sensorcluster – Beschleunigungs und Gierratensor in einem Gehäuse

Lenkradwinkelsensor

Der Lenkradwinkelsensor übermittelt dem ESP-Steuergerät Informationen über den aktuellen Lenkradwinkel und damit über die gewünschte Fahrtrichtung. Der Lenkradwinkel 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 3-72**) werden hohe Winkelauflösung, Sicherheit sowie Zuverlässigkeit und auch kompakte Abmessungen gefordert, da um die Lenksäule nur wenig Einbauraum zur Verfügung steht.

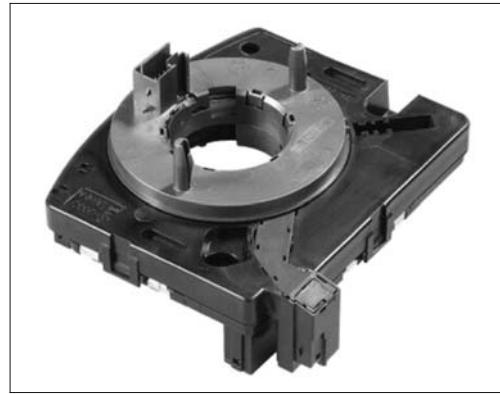


Bild 3-72: Lenkradwinkelsensor

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 elektronischen Auswerteschaltung in einem Metallgehäuse untergebracht.

3.3.7.4 Elektrohydraulische Bremse (EHB)

Die elektrohydraulische Bremse ist ein Fremdkraftbremssystem [24]. 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),
- ◆ hydraulisch/elektronische Regeleinheit (HECU, *hydraulic electronic control unit*, **Bild 3-73**),
- ◆ vier hydraulische Radbremsen.

Aus dem gemessenen Pedalwegsignal und dem im Simulator aufgebauten Druck wird die gewünschte Verzögerung abgeleitet. Der mit Magnetventil absperrbare Simulator nimmt einen Teil der Hauptzylindervolumen auf, um gemeinsam mit einem Federpaket die Bremspedalcharakteristik darzustellen (**Bild 3-74**). Weg- und Drucksignale werden über Kabel („*by wire*“) an den elektronischen Regler geleitet und mit weiteren, den Fahrzustand beschreibenden Sensorsignalen (z.B.: Raddrehzahlen, Lenkwinkel, Gierrate, Querbeschleunigung) verarbeitet. Der elektronische Regler errechnet daraus die Vorgaben für – hinsichtlich Bremsverhalten und Fahrstabilität optimale – radindividuelle Bremsdrücke.



Bild 3-73: Elektrohydraulische Regeleinheit (EHB)

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 bereits genannten Vorteilen ist das System geräuscharm, zeigt ein besseres Crashverhalten und ermöglicht eine verbesserte Pedalergonomie.

Vorteile für den Fahrzeughersteller sind:

- ◆ höhere Bremsdynamik (Hochdruckspeicher),
- ◆ verbessertes Packaging und vereinfachte Montage durch Wegfall des Unterdruck-Bremeskraftverstärkers im Spritzwandbereich,

- ◆ 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 Bremsekraftverteilung, 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 hydraulische Zweikreisigkeit des Bremssystems bleibt trotz Teilausfall erhalten.

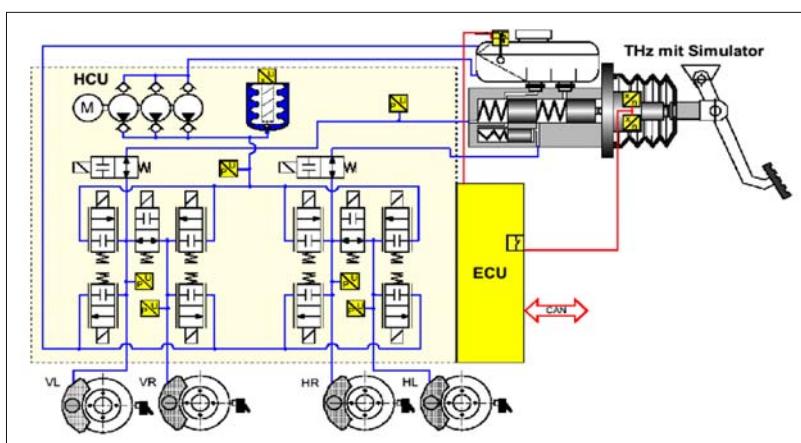


Bild 3-74:
Schaltbild EHB mit
schematischer Darstel-
lung der Systemkom-
ponenten

3.3.7.5 Elektromechanische Bremse (EMB)

Die 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 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 3-75**).

Wie bei der Elektrohydraulischen Kombi-Bremse EHC wird die Feststell-Bremsfunktion durch eine integrierte Arretievorrichtung sichergestellt [25]. 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 Bremswunsch 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,
- ◆ keine Restbremsmomente,
- ◆ besseres Crashverhalten.

Vorteile für den Fahrzeugherrsteller sind:

- ◆ geringster Packaging- und Montageaufwand,
- ◆ unterdruckunabhängig, daher optimale Eignung für saugverlustoptimierte Verbrennungsmotoren,
- ◆ einfache Vernetzbarkeit mit zukünftigen Verkehrssystemen,
- ◆ Darstellbarkeit der Schnittstelle zu Assistenzsystemen (z.B. ACC Stop&Go, Einparkhilfe usw.) mit geringem Aufwand,
- ◆ geringe Anzahl an Komponenten.

Als Vorstufe zur 4-Rad elektromechanischen Bremse, die abhängig ist von einer 42-V-Elektronik-Architektur im Fahrzeug, wird mit der elektrohydraulischen Kombi-Bremse EHC ein System bezeichnet, bei dem die Zuspannkräfte für die Reibungsbremse an der Vorderachse hydraulisch und an der Hinterachse elektromechanisch erzeugt werden (**Bild 3-76**).

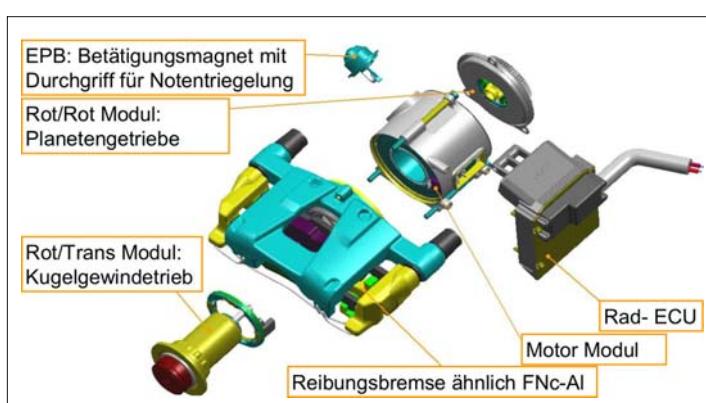


Bild 3-75:
Schnittdiagramm der EMB
(hier: Hinterachsradbremse)

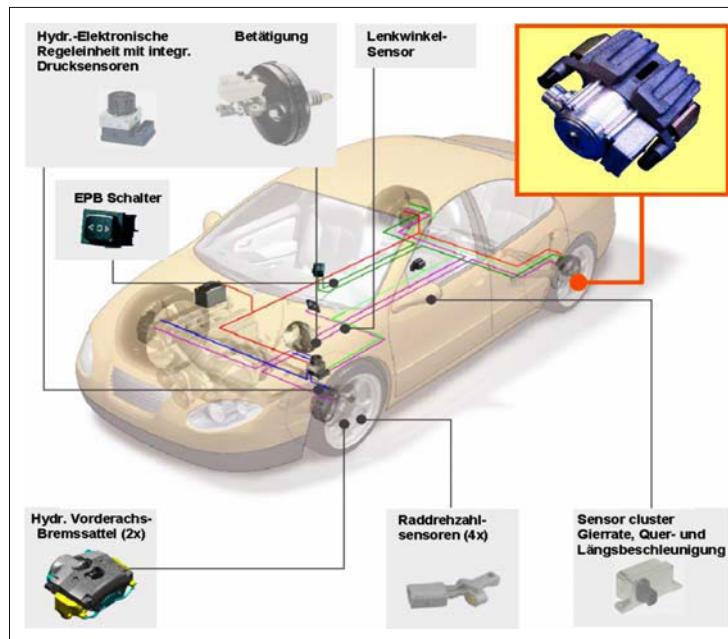


Bild 3-76:
Komponenten der elektro-hydraulischen Kombi-Bremse (EHC)

Dabei ermöglicht die elektromechanische Hinterachsbremse die Betriebs- und Feststell-Bremsfunktion in einem kompakten Bauteil. Eine integrierte Arretiervorrichtung sichert die Feststell-Bremsfunktion auch bei ausgeschalteter Zündung.

Je nach Bremskreisauflaufung (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. Das System bietet folgende Vorteile:

- ◆ kleiner dimensionierte Betätigung (Bremskraftverstärker und Tandem-Hauptzylinder),
- ◆ größeren- und komponentenreduzierte elektronisch/hydraulische Regeleinheit,
- ◆ reduzierter Montage- und Wartungsaufwand,
- ◆ kein Hinterachs-Restbremsmoment,
- ◆ minimierte ABS-Pedalrückmeldung,
- ◆ niedriges Geräuschniveau,
- ◆ Nutzung von vorhandener 12-V-Bordnetzstruktur.

Funktionen wie elektronische Bremskraftverteilung, Berg-Anfahrhilfe und elektrische Parkbremse sind durch Integration in die Software realisierbar.

3.3.7.6 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 Chassisentwicklung. Dies gilt einerseits vor dem Hintergrund, zusätzliche, über die Einzelsystemfunktionen hinausgehende Gesamtsystemfunktionen 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 Chassis-systemen, 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 Gerätetierarchie 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 3-77**). Folgende Szenarien zeigen exemplarisch die Vorteile eines solchen Vernetzungsansatzes.

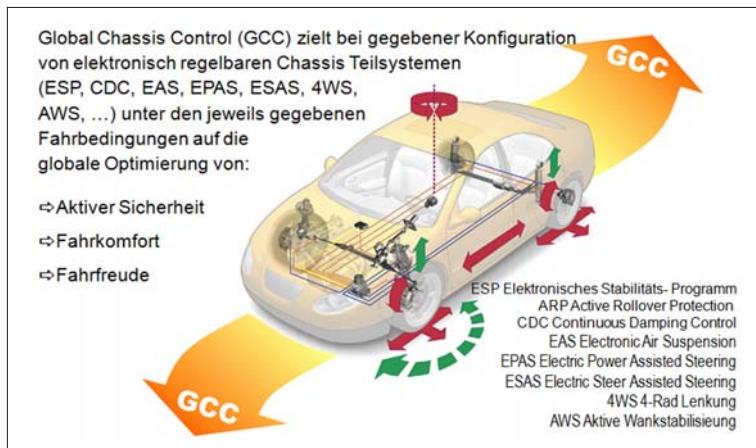


Bild 3-77:
Beispiel für ein vernetztes Chassis-System: das *Global Chassis Control* (GCC) von ContiTeves [26]

Gesamtbetrachtung Anhalteweg

Der Anhalteweg eines Fahrzeugs bei einer Notbremse setzt sich zusammen aus dem Reaktionsweg, den das Fahrzeug ungebremst während der Zeit zurücklegt, die der Fahrer zum Reagieren benötigt, dem Schwellweg, der in der Übergangsphase von der Pedalberührung bis zur vollen Ausbildung der Bremse zurückgelegt wird und dem sich daran anschließenden Bremsweg bis zum Stillstand (**Bild 3-78**). 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 Notbremssituation 10 bis 15 % gegenüber dem heutigen Stand reduziert werden [27].

Erweitertes elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP II)

Aufbauend auf das heutige Fahrdynamikregelsystem ESP lässt sich am Beispiel einer Notbremse auf Fahrbahnen mit unterschiedlichen Reibwerten (μ -Split) der Vorteil der Vernetzung von Bremssystem und Lenkung (hier Überlagerungslenkung ESAS) eindrucksvoll darstellen.

Steht im vernetzten System zusätzlich die aktive Lenkung zur Verfügung (**Bild 3-79**), kann das von den unterschiedlichen Bremskräften herrührende Giermoment durch ein computergesteuertes Gelenken kompensiert werden. Der Fahrer kann das Lenkrad weitgehend gerade halten (Geradeausbremseung). Die Lenkradstellung entspricht also dem gewünschten Fahrzeugkurs.

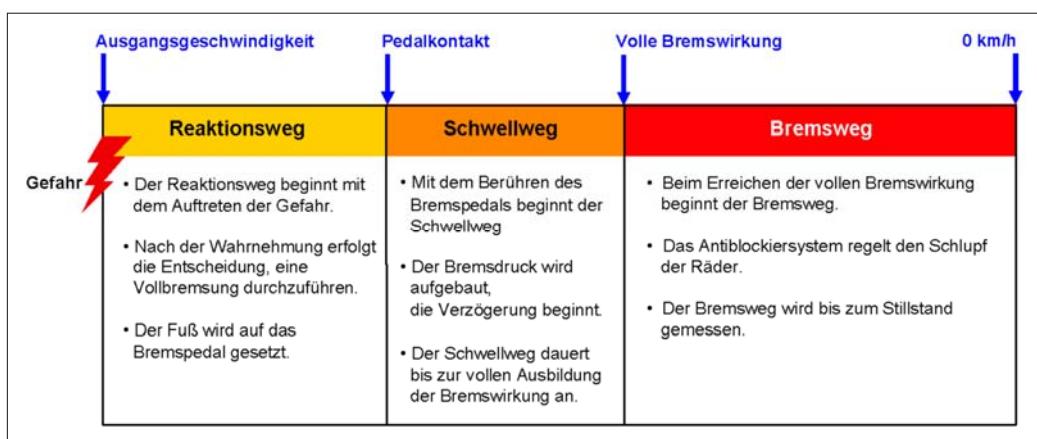


Bild 3-78: Phasen des Anhalteweges

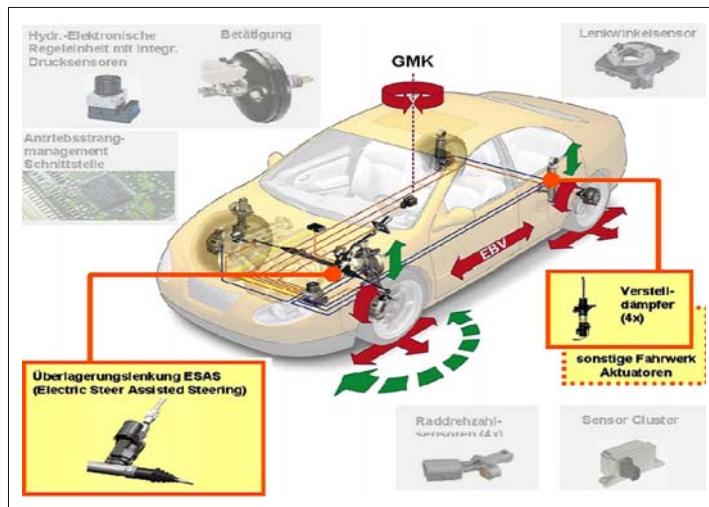


Bild 3-79:

ESP II: ESP kombiniert mit aktivem Lenk- und optionalem Fahrwerkseingriff

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.

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 IZVV (Interdisziplinäres Zentrum für Verkehrswissenschaften in Würzburg) bestätigen ins-

besondere 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 höchstzulässige Betätigungsleistung und Betätigungszeit bei intakter wie auch fehlerbehafteter Lenkanlage (Bild 3-80) und sind natürlich Leitlinie für jede Neukonzeption von Lenksystemen. Darüber hinaus gibt der Pkw-Hersteller weitere „Technische Anforderungen“ an das Lenksystem vor. Diese umfassen etwa die Themenbereiche Systemkonzeption, Funktionsanforderungen, mechanische Anforderungen, elektrische- bzw. hydraulische Anforderungen, chemische Anforderungen, weitere physikalische Anforderungen (z.B. Akustik) sowie Anforderungen an Lebensdauer, Zuverlässigkeit und an die Umweltverträglichkeit.

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 3-80:

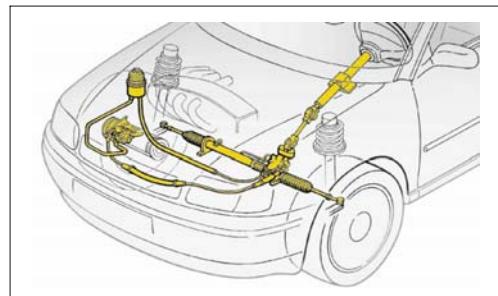
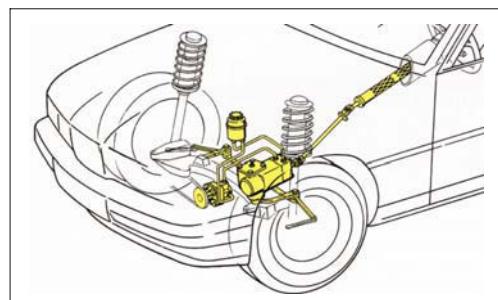
Auszug aus EU-Richtlinie für Lenkungen [28]

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 3-81**). Die hydraulische Zahnstangenlenkung ist die preisgünstigste Hilfskraftlenkung.

Kugelmutter-Hydrolenkanlagen (**Bild 3-82**) dominieren heute noch klar im Nkw, existieren aber nur noch als Restvolumen in Teilen des Geländewagen-, SUV- und Pick-up-Marktes. Hier belasten die höheren Systemkosten zwar ebenfalls die Fahrzeugherrstellkosten, es bieten jedoch bei schweren Bedingungen die extreme Robustheit und die höhere Einbauflexibilität zugunsten besserer Bodenfreiheit Vorteile.

**Bild 3-81:** Grundprinzip Zahnstangen-Hydrolenkung**Bild 3-82:** Grundprinzip Kugelmutter-Hydrolenkung

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 (**Bild 3-81**).

Mit der Verbreitung des Frontantriebs in Fahrzeugen der Mittelklasse und darunter, meist in Verbindung mit Front-quer-Anordnung des Motors zusammen mit McPherson-Vorderachskonzepten, 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 Spurstangengelenken zu erreichen, mussten die Spurstangenlenngelenke in Zahnstangenmitte radial an der Zahnstange befestigt werden. Damit entstand die Zahnstangen-hydrolenkung mit mittigem Abgang der Spurstangen, die so genannte Mittenabtrieb-Zahnstangen-Hydrolenkung (**Bild 3-83**).

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 80 / VW Passat 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-Zahnstangenlenkung längst auf breiter Front durchgesetzt. Deshalb beschränkt sich dieses Buch nur auf Seitenantrieb.

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.

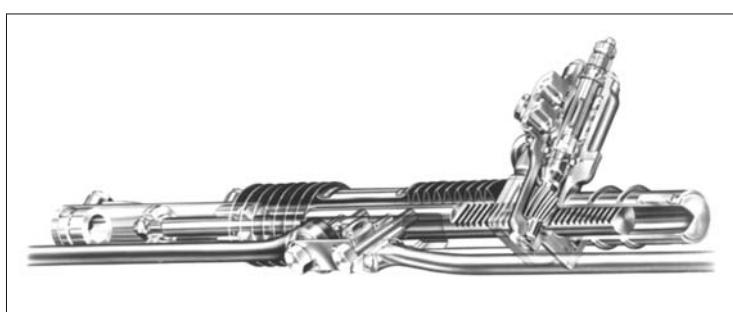


Bild 3-83:
Zahnstangen-Hydrolenkung
mit Mittenabtrieb der Spur-
stangen

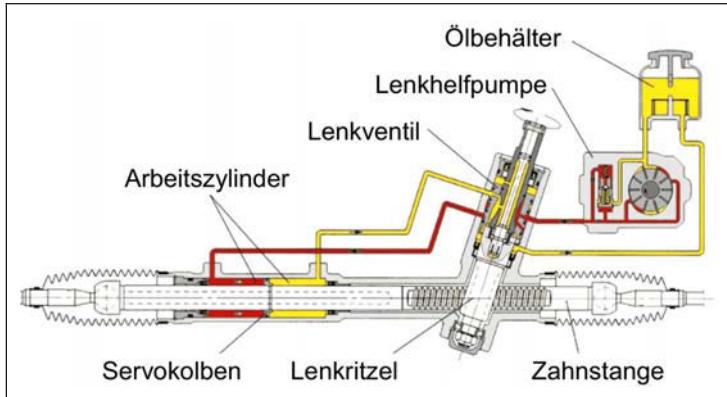


Bild 3-84:
Systemkonzept einer hydraulischen Zahnstangenservolenkung

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 in Neutralstellung des Lenkventils offenen Steuerspalt und gelangt nahezu drucklos zum Ölbehälter des Lenksystems zurück. Dort wird das ankommende Öl wieder angesaugt und der permanent zirkulierende Ölkreislauf im Lenksystem aufrechterhalten (**Bild 3-84**).

Da dieser Ölförderstrom der Lenkpumpe 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 3-85**).

Vorteilhaft jedoch sind die robuste, jahrzehntelang unter allen Einsatzbedingungen erprobte hydraulische Komponentenfunktion, die hohe Systemsteifigkeit, die jederzeit verzögerungsfrei abrufbare maximale Lenkleistung, die gute Abstimmbarkeit auf unterschiedliche Zielfahrzeuge sowie die wartungsfrei ein Fahrzeugleben überdauernde hohe Präzision.

Es gab in der Vergangenheit große Anstrengungen, den energetischen Nachteil klassischer Hydrolenkssysteme zu verbessern.

Den besten theoretischen Ansatz bietet ein System mit „geschlossener hydraulischer Mitte“. Dabei ist ein Lenkventil eingesetzt, das bei Ventileutralstellung 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 3-86**).

Bis auf wenige Ausnahmen (in einigen Citroën-Fahrzeugen) wurde dieser Ansatz bisher nicht industriallisiert. Sehr hohe Anforderungen an Bauteilwerkstoffe, Dichtheit (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 3-87**), bei kleineren Fahrzeugen in Serie eingesetzt seit mehr als einem Jahrzehnt, lässt sich die Energiebilanz eines Hydrolenkssystems 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.

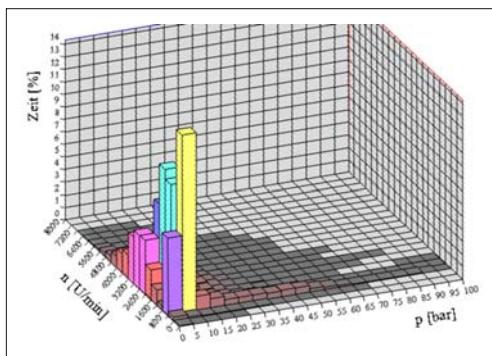


Bild 3-85: Lenkleistung bei einem durchschnittlichen Fahrprofil für eine hydraulische Zahnstangenservolenkung entsprechend Bild 3-84

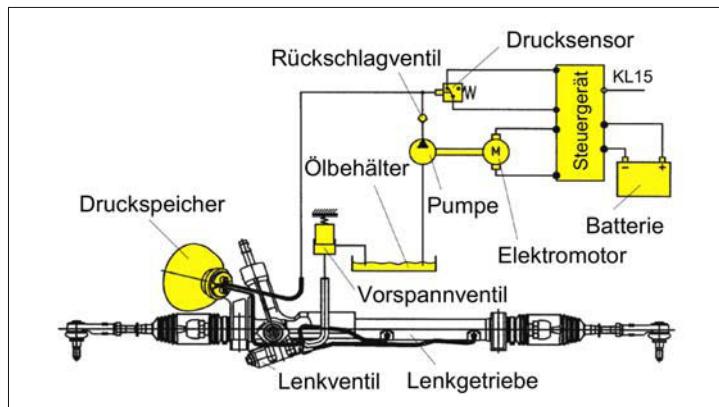


Bild 3-86:
Lenksystemkonzept
„geschlossene Mitte“

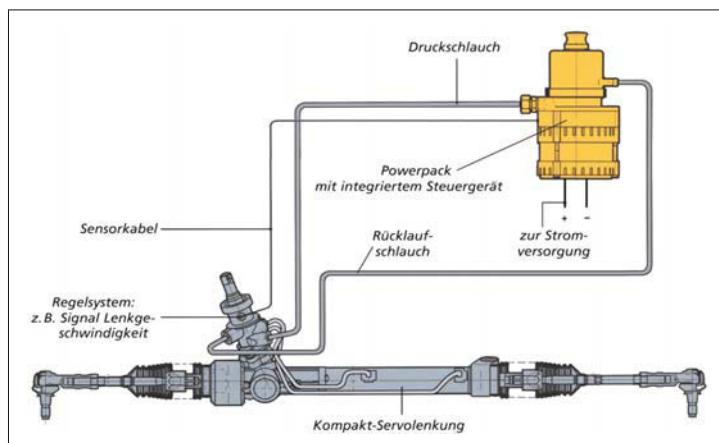


Bild 3-87:
Systemkonzept elektrohydraulische Servolenkung

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. Er 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 lediglich 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 klassischen Standardsystemen der Kraftstoffverbrauch zwischen 40 % und 70 % reduzieren. Dies entspricht bei einem Mittelklassefahrzeug einer Einsparung von etwa 0,3 Liter auf 100 km.

Konzeptionell vorteilhaft beim elektrohydraulischen Lenksystem ist die Möglichkeit, das komplette System als so genannten 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 3-88**).



Bild 3-88: Liefermodul eines elektrohydraulischen Lenksystems

Abhängig von der im Fahrzeug verfügbaren elektrischen Leistung des Bordnetzes und der vom Lenksystem benötigten Lenkleistung ist die Anwendung elektrohydraulischer Lenksysteme derzeit auf untere Mittelklassefahrzeuge (z.B. Opel Astra) beschränkt. Werden hohe Ansprüche an die Fahrdynamik gestellt, so sind aufwendige Regelstrategien zur Pumpensteuerung erforderlich, um bei allen Fahrzuständen über ausreichende Fahrdynamik zu verfügen. Bei Pkws der oberen Mittelklasse und darüber versucht man natürlich ebenfalls Kraftstoff zum Betreiben der Lenkanlage einzusparen. Hier zielen die meisten Ansätze auf motorgetriebene Lenkpumpen-Konstruktionen ab, die verstellbare Fördercharakteristiken haben. Damit kann während der Fahrzyklen ohne Lenkarbeit der von der Pumpe geförderte Ölstrom abgesenkt werden. So sind die Energieverluste innerhalb des Systems nennenswert reduzierbar. Als wirtschaftlich geeignetes Pumpenkonzzept wird hierzu meist die Flügelzellenpumpe mit verstellbarer Hubkurve verwendet. Erste Serienanwendungen davon gibt es seit 2005.

Standardlenksystemen besitzen eine fest eingestellte Lenkcharakteristik. Sie stellt meist einen guten Kompromiss zwischen niedrigen Parkierkräften und ausreichend hohen Lenkmomenten bei Schnellfahrt dar. Für hochwertige Fahrzeuge mit hohen Lenkachslasten ist eine so genannte 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 stifferer Lenkmomente ein sehr sicheres Fahrgefühl vermittelt (**Bild 3-89**).

Aus technischer Sicht variiert dabei eine im Lenkventil integrierte hydraulische Rückwirkeinrichtung 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 Servozyylinder.

Die Lenkbewegung des Fahrers betätigt die Eingangswelle, den so genannten 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 schliefenden 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.



Bild 3-89:
Konzept Servotronic®-
Lenksystem

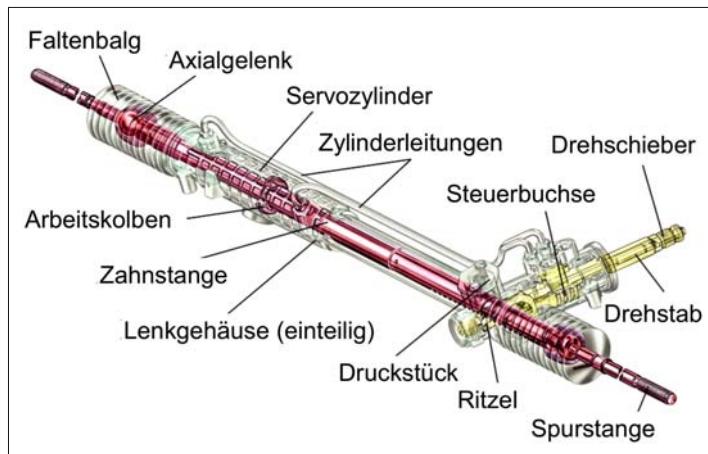


Bild 3-90:
Zahnstangenhydrolenkung;
Darstellung des Lenkgetriebes
(einteilige Blockversion)

Der mechanische Kraftfluss führt von der Eingangs-welle über Drehstab oder mechanischen Anschlag des Lenkventils zum Ritzel. Von dort wird über den Zahneingriff mit der Zahnstange die Lenkraddrehbe-wegung in eine Linearbewegung der Zahnstange umgewandelt (**Bild 3-90**).

Über die stirnseitig an den Zahnstangenenden ange-schlossenen Axialgelenke, Spurstangen und Winkel-gelenke wird der Kraftfluss zu den Radlenkhebeln weitergeführ. 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 zu erreichen, um präzises Fahren mit guter Fahr-bahnrückmeldung zu gewährleisten.

Dazu gehört ein in zwei steifen Wälzlagern im Lenk-gehäuse abgestütztes gehärtetes Ritzel aus hochlegiertem Stahl ebenso wie eine präzise geschliffene hoch-feste Zahnstange, die zur Abstützung der Verzahnungskräfte von einem mit einer druckfesten Gleitfolie bestückten so genannten jochförmigen Druckstück aus Metall oder Kunststoff im Verzahnungsbereich geführt wird. Die gegenüber liegende Lagerstelle der Zahn-stange am Zylinderende besteht aus einem metallischen Gleitlager, 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 Überset-zung beeinflusst. Sie legt den Hauptteil des Zusam-menhangs 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 Lenk-radumdrehungen 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 Notlenkeigenschaf-ten abzudecken. Um mit Servounterstützung (Nor-malfall) beim Einparken aus der Mittelstellung nach 1 bis 1,5 Lenkradumdrehungen den Volleinschlag zu erreichen, dürfen auf dem Ritzel nur kleine Zäh-nezahlen (ca. 6–10) gewählt werden. Dieser Kompro-miss lässt sich am besten mit Evolventverzahnungen erreichen, wobei die Ritzelzähne mit profilverscho-benen Zahnlängen und Schrägverzahnung ausgelegt sind. Die Modulgröße liegt bei ca. 2 mm. Damit mechanische Stöße von der Fahrbahn schadlos ver-kraftet werden und die Zahnstange möglichst kippfrei – damit ist die Verdrehbewegung um die Längsachse gemeint – von der Ritzelverzahnung durchgeschoben wird, legt man Wert auf gute Überdeckungsgrade. Außerdem ist es wünschenswert, hohe Eindrehwir-kungsgrade für ein sensibles Lenkgefühl und niedrige Rückdrehwirkungsgrade zur Dämpfung von Fahr-bahnstößigkeit bei der Verzahnungsauslegung zu erreichen. Zur Optimierung dieser teilweise gegenläu-figen Zielgrößen werden aufwendige Berechnungs-methoden bei der Verzahnungsauslegung eingesetzt.

Zur Komfortsteigerung bei Zahnstangen-Hydro-Lenkungen wurde bereits ab ca. 1980 eine variable Übersetzung als Sonderausstattung angeboten. Um die Handlichkeit sportlicher Fahrzeuge im Stadtver-kehr und auf kurvenreichen Landstraßen zu verbes-sern, entwickelte man eine Evolventverzahnung deren Übersetzung im Mittenbereich eher etwas indirekter als bei konstanter Übersetzung gewählt wurde. Zu den Endanschlägen hin ist das Überset-

zungsverhältnis deutlich direkter. Damit erreicht man bei hohen Fahrgeschwindigkeiten ein weiches, nicht zu spontanes Anlenkverhalten aus der Mittellage heraus. Mit zunehmendem Lenkwinkel steigert sich der Radeinschlagwinkel progressiv, so dass schon mit 1 bis 1,5 Lenkradumdrehungen aus der Lenkungsmitte der volle Radeinschlag erreicht ist (**Bild 3-91**).

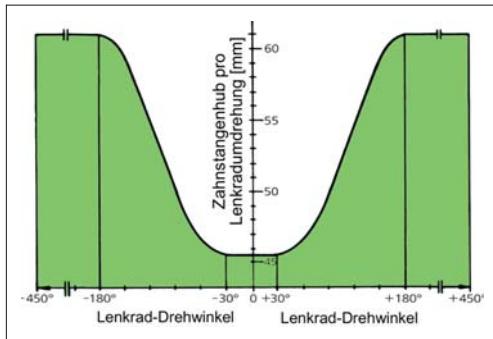


Bild 3-91: Übersetzungsverlauf bei variabler Übersetzung einer Servolenkung

Ein so ausgerüstetes Fahrzeug zeigt beim Fahren eine eindrucksvolle Agilität. Technisch erreicht wird dies über ein Lenkritzel mit Standard-Evolventverzahnung kombiniert mit einer besonders gestalteten variablen Zahnstangen-Evolventverzahnung. Sie verändert vom Verzahnungsmittenzonenbereich sowohl Eingriffswinkel als auch Teilung und Schrägungswinkel in Richtung Endanschläge. Durch Wandern des Ritzel-Wälzkreises vom Zahnuß bei Mittelstellung 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.

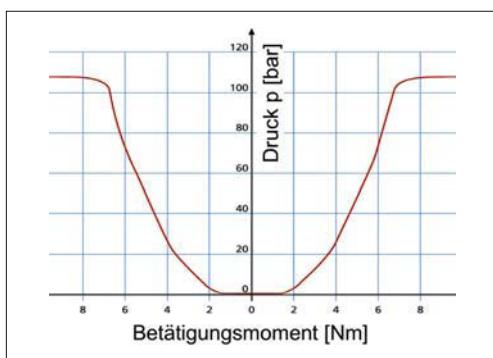


Bild 3-92: Standard-Ventilkennlinie

Die Dosierung der Servounterstützung steuert der Fahrer über das mit der Lenkungs-Eingangswelle, dem Drehschieber, direkt verbundene Lenkventil wie bereits beschrieben. Die so genannte 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 3-92**). Das Lenkventil der Servotronic®-Lenkung basiert ebenfalls auf einem Drehschieberventil wie beschrieben. 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 ventileitigen Festblenden wird ein variabler Rückwirkdruck erzeugt (**Bild 3-93**).

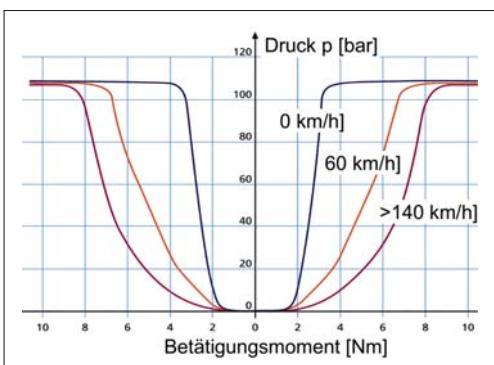


Bild 3-93: Servotronic®-Ventilkennlinie

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, so dass 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 so genannte 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 das im Ventilgehäuse integrierte „Abschneidventil“, das als Druckbegrenzungsventil arbeitet.

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 Elastomererdichtungen verwendet. Bei den Einsatzbedingungen für Lenkanlagen in allen Klimazonen der Erde (-40°C und $+150^{\circ}\text{C}$) und dem Anspruch der Wartungsfreiheit über eine gesamte Fahrzeugelebensdauer (15 bis 20 Jahre!) werden an diese Dichtungen höchste Anforderungen gestellt.

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, so genannte Wellendichtringe mit beweglicher Dichtlippe (Bild 3-94) eingesetzt. Die zylinderseitige Abdichtung der längsbeweglichen Zahnstange erfolgt über spezielle „Stangendichtringe“ (Bild 3-95). 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.

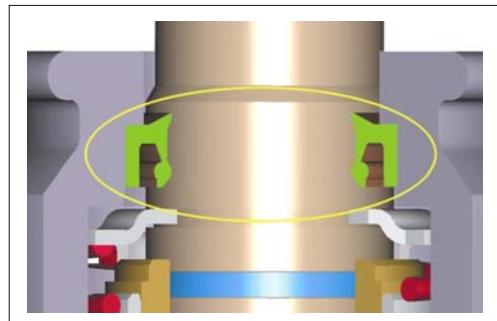


Bild 3-94: Wellendichtring zur Abdichtung drehender Bauteile

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.

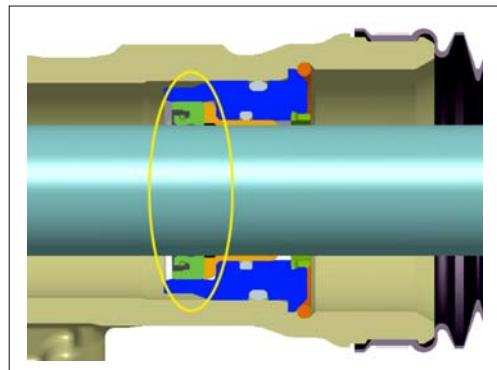


Bild 3-95: Dichtring zur Zahnstangenabdichtung

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.

Andere 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 Metalloxyden versehen. Werden bei allen unterschiedlichen Betriebszuständen niedrige interne Leckraten 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 wie z.B. 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 Balganforderungen 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 Balgräumes 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.

3.4.3 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 3-96**). 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 Drehlagern. Die Kugelgelenke sind so angeordnet, dass die größte Drehung um die Kugelzapfenachse stattfindet. Deshalb hat die Zahnstangenseite immer ein Axialkugelgelenk und die Radträgerseite ein Winkelkugelgelenk. Die räumliche Schwenkbewegungen der Kugelgelenke liegen im Bereich von $\pm 30^\circ$ [30].

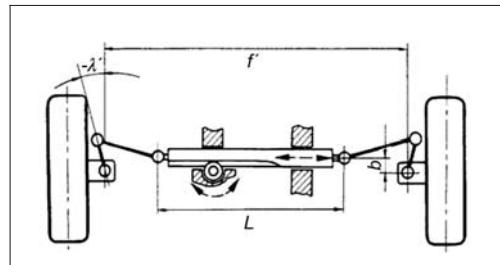


Bild 3-96: Kinematik der Zahnstangenlenkung

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 Lenkkern, 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 zwei Teilen, die durch ein Verstellgewinde miteinander verbunden sind (**Bild 3-97**).

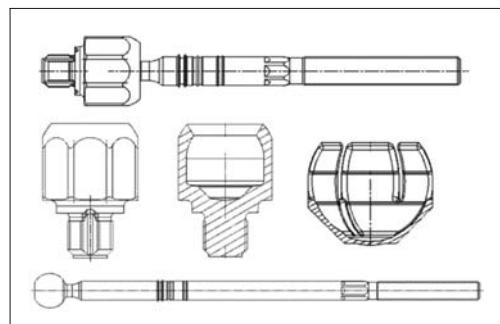


Bild 3-97: Aufbau eines Axialgelenks

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 Schieflagestellung 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 [31].

Das innere Axialkugelgelenk besteht aus einem kaltfließgepressten Gehäuse mit bodenseitigem Gewindestzapfen, aus einem Kugelzapfen mit Schaft und aus

einer Kunststoffkugelschale mit Synthetikfett dazwischen. 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 gemessen. Ist das Kippmoment zu niedrig, wird nachgepresst, ist es höher, wird durch Tempern 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 → 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 Entlüftungsnuuten.

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 68° . 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 × 1,5, 75 mm lang), um die Spur-einstellung zu ermöglichen.

Das äußere Ende der Spurstange bildet ein Winkelkugelgelenk, das senkrecht zur Spurstange angeordnet ist (**Bild 3-98**). Das Gehäuse ist ein Schmiede- oder Kaltfließpressteil mit einer Aufnahme für den Kugelzapfen und einem Innengewinde, in das der Schaft des Axialgelenkes eingeschraubt wird.

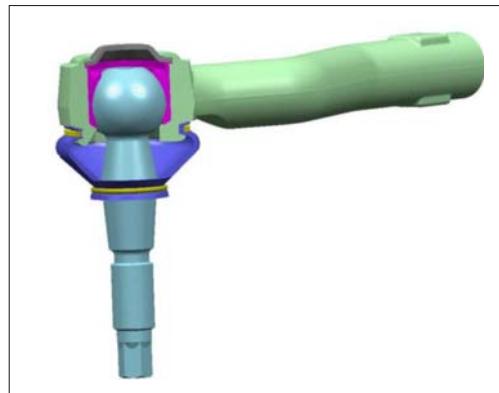


Bild 3-98: Aufbau eines Winkel-(Radial-)gelenks



Bild 3-99: Winkelgelenk Gehäuseausführungen: ohne Versatz (oben links), Axialversatz (oben Mitte), Radialversatz (oben rechts), Bogenversatz (unten links), Doppelbogenversatz (unten rechts)

Die einfachste Lösung ist, wenn die Mittellinie des Gewindes durch die Kugelmitte verläuft. Da dies aber wegen den Einbaueinschränkungen nicht immer möglich ist, wird ein Versatz in einer oder in beiden Achsrichtungen zugelassen (**Bild 3-99**). Auch der Verlauf der Gehäuse, der im Idealfall gerade ist, kann in Ausnahmefällen gebogen ausgelegt und die dadurch entstehenden Biegemomente in Kauf genommen werden. Hier ist die Auswahl des Querschnitts (in der Regel T-Form) von Bedeutung, damit die Spannungen entlang des Gehäuseschafes etwa gleich sind. Um Gewicht zu sparen wird das Gehäuse aus Aluminium geschmiedet und T6-vergütet, was jedoch die Kosten deutlich erhöht.

Ist der Radträger aus Aluminium, dann ist es notwendig eine zusätzliche Kegelscheibe einzusetzen, um die Flächepressung zum Radträger hin zu reduzieren.

Das Winkelgelenk 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 3-100**). 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, das Gelenk möglichst mit dem Zapfen nach unten anzutreiben, damit Wasser und Schmutz die Balgdichung nicht zusätzlich belasten.

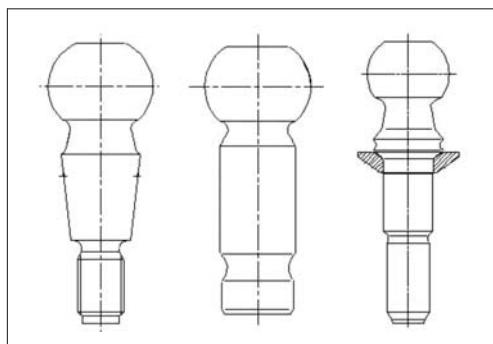


Bild 3-100: Winkelgelenk Zapfenausführungen

Für das Winkelgelenk sind die Kugeldurchmesser 22, 25, 27 mm üblich. 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 dazu nur 30°). Der übliche zulässige Temperaturbereich ist -40 bis

+85 °C. Treten höhere Temperaturen oder Kräfte auf, wird die Kugelschale (übrigens das schwächste Teil 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 3-101**. 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.

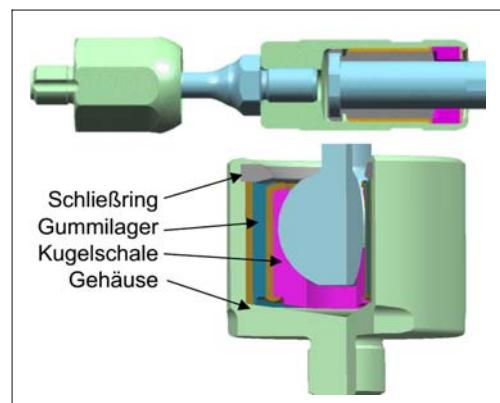


Bild 3-101: Axialgelenk mit Gummilager

3.4.4 Lenkstrang und Lenksäule

3.4.4.1 Komponenten und Funktionseinheiten

Der Lenkstrang verbindet Lenkrad und Lenkgetriebe durch vom Gesetzgeber geforderte mechanisch formschlüssige Verbindungselemente wie Lenkwellen, Kreuzgelenke, elastische Kupplungen, Teleskop- und Kollapsysteme und sorgt für die präzise und verlustfreie Übertragung von Lenkwinkeln und -momenten.

Das *Kreuzgelenk* besteht aus je 2 Gelenkgabeln und einem darin eingeknöpften 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 Nähe zu Katalysatoren kommen vermehrt Hochtemperaturfette und Hoch-

temperaturdichtungen zum Einsatz. Kreuzgelenke ermöglichen den mehrfach gebeugten Verlauf des Lenkstranges im Fahrzeug. Das Kreuzgelenk erzeugt jedoch in gebeugter Anordnung unter Rotation ungleichförmige, sinusähnliche Schwankungen in der Lenkwinkel- und Lenkmomentenübertragung.

Mehrere Kreuzgelenke können in kompensierender Anordnung verbunden werden, um diesen Fehler zu eliminieren oder wenigstens zu minimieren. Ein Restfehler, teilweise bewusst erzeugt, wird durch geeignete Position der Kreuzgelenke auf die Geradeausstellung symmetriert und für die Unterstützung des Zentrierefekts 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 Gelenkscheibe 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 Fahr-

gastzelle zum Vorderwagen/Motorraum geführt. In die Spritzwanddichtung ist hierzu eine Labyrinth-Gleitlagerung eingekröpft, die bei relativ geringer Reibung wind-, wasser- und geräuschdicht Motorraum und Fahrgastraum trennt. Die Spritzwanddichtung ist doppelwandig ausgeführt und häufig aus hochtemperaturfestem Material (**Bild 3-102**).

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 Kugellinienführungen 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 3-103**.

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 Kleidungsteile auf und dient als Träger für elektromechanische Steller mit Momenten- oder Winkelvarianz. 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.

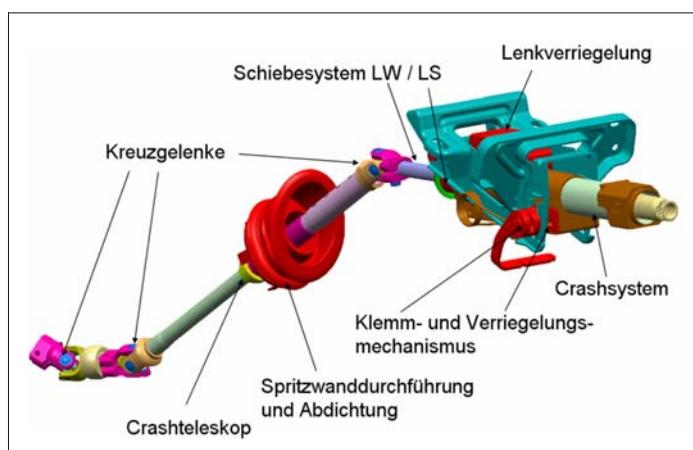


Bild 3-102:
Beispiel eines Lenkstranges mit mechanisch verstellbarer Lenksäule

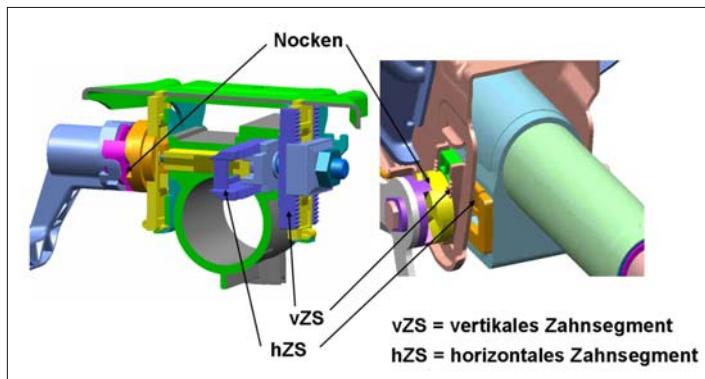


Bild 3-103:
Klemmeinrichtung einer mechanisch verstellbaren Lenksäule

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 beseren 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 auskragenden 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 abgefahren und mittels Sensorik im Verstellfeld, als auch in den Soft-Stop-Endanschlägen positioniert. Sensiert wird die Lenksäule per Linearpotentiometer, „ripple counter“ oder besser klassischer 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.

Eine aufwändigere 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 3-104**).

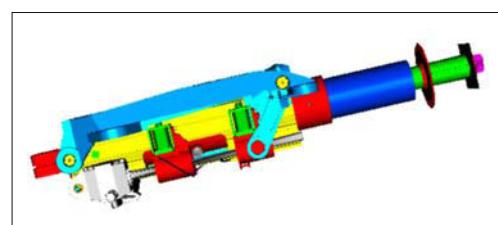


Bild 3-104: Elektromotorisch verstellbare Lenksäule

3.4.4.2 Auslegung und Erprobung

Eine Lenksäule wird in 3D-CAD-Systemen konstruiert, berechnet, simuliert und im 3D-Aufbau auf ihre geforderte Funktion abgeprüft. Hierbei spielen Packageanalysen eine zentrale Rolle, um den Einbau und modularen Aufbau über komplettete 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 Umbauteilen den Fahrzeugherrsteller 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.

3.4.4.3 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 3-105).

Fahrzeugherrsteller definieren zusätzliche hausinterne Anforderungen für Komponententests (z.B. Sled-Test, Drop-Test, Body-Block-Test).

Vorgenannte Anforderungen unterliegen zum Schutz der Fahrzeuginsassen und Fußgänger regelmäßigen Änderungen mit der Folge erhöhter Forderungen.

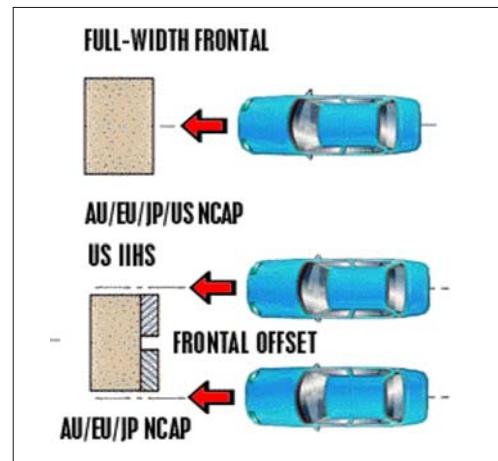


Bild 3-105: Prinzipdarstellung unterschiedlicher Crashtestszenarien

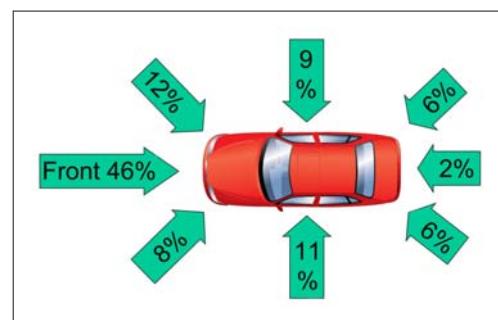


Bild 3-106: Beispiel eines Crash-Anforderungsprofils

Ein weltweit vermarktetes Fahrzeug muss somit allen, teilweise konfliktbasierten Anforderungen aus unterschiedlichen Testkonfigurationen gerecht werden wie z.B. *offset* versus *fullsize*, angeschnallt versus nicht angeschnallt, mit/ohne Knieairbag, 20 miles/h bis 64 km/h, 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 Abstimmungsrunnen und Optimierungsschleifen zur Absicherung aller Anforderungen.

Das Rückhaltesystem wird heute gesamtheitlich simuliert, in Teilsystemen erprobt, verifiziert (Fallturm, Schlitten) und im Gesamtsystem Fahrzeug validiert. Die Zeit eines Frontalcrashes ist auf ca. 150 ms begrenzt und beinhaltet 8 signifikante Phasen (Bild 3-107):

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: Dummykopf 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: Fahrer fällt in den Sitz zurück.

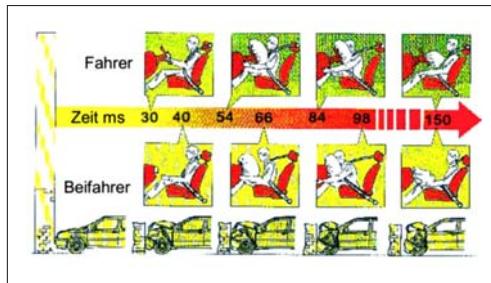


Bild 3-107: Zeitliche Abläufe eines Frontalcrashs

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.

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. Im Vergleich zu den gesetzlich geforderten Grenzwerten geben diese Messungen Aufschluss über die Güte des Rückhaltesystems bzw. der kompletten Fahrzeuge.

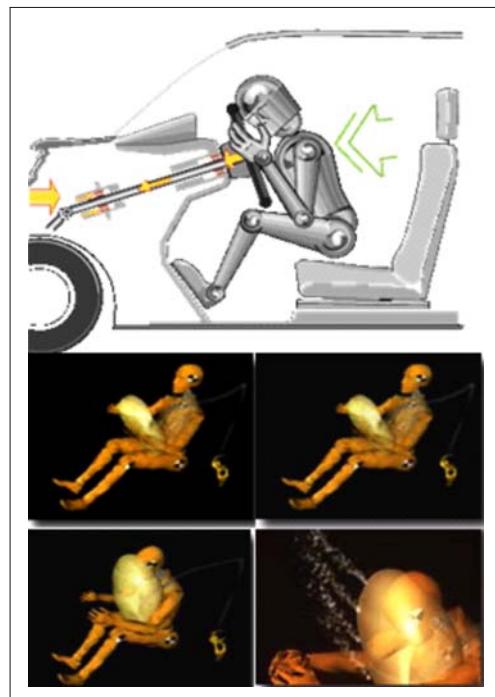


Bild 3-108: Fotos von den ersten 4 Crashphasen mit einem Dummy

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. Zahnteilen/-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 3-109).

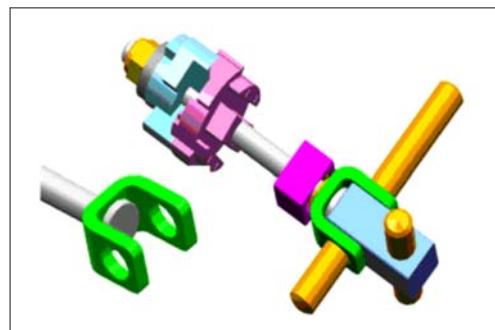


Bild 3-109: Lenksäulen-Klemmeinrichtung nach dem Spindelprinzip

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 Packagefreiräume im Cockpitmodul und reagiert sensibel auf radial eindringende Elemente wie verformte Bleche, Unterverkleidungsteile, Luftkanäle bzw. eindringende Spritzwandkonturen durch Rückverlagerung der Antriebseinheit (**Bild 3-110**).

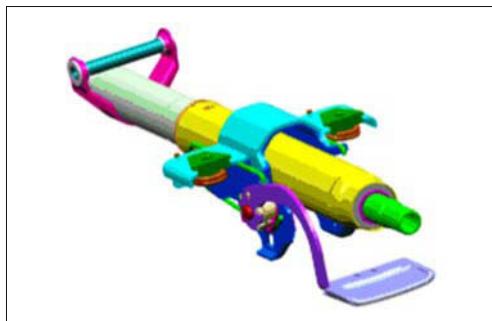


Bild 3-110: Lenksäulenoberteil mit energieabsorbierenden Crashelementen

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 Packagefreiraum 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 Lenkerregierung im lenkradabgewandten Bereich (**Bild 3-111**). 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 3-112**). 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 differenziellen Funktion der Energieabsorption, die in der Vergangenheit eher integral (z.B. als Unterfunktion des Mantelrohres) zu finden war. Die für die Energieabsorption angewandten Metalle sind in ihren Eigenschaften eng toleriert und unterliegen einer speziellen Dokumentationspflicht als sicherheitsrelevante Bauteile.

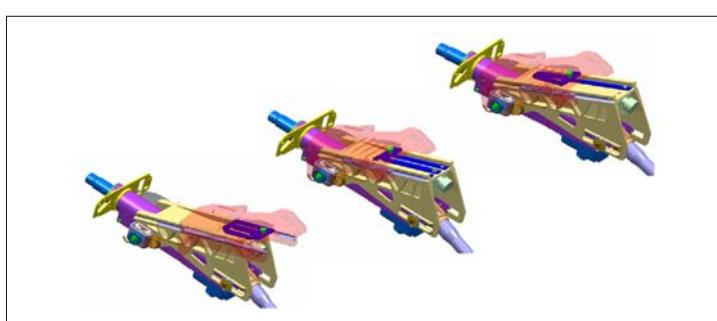


Bild 3-111:
Elektromotorisch verstellbare
Lenksäulenmodule bei unter-
schiedlichen Crashphasen

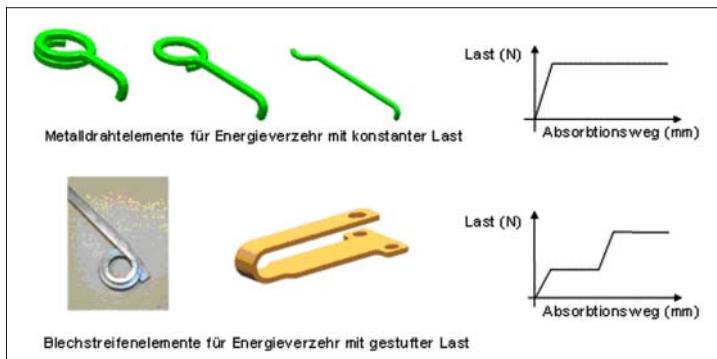


Bild 3-112:
Energieaufnehmende Metalldraht-
oder Blechstreifenelemente

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 bedarfsgerecht pyrotechnisch ausgelöst wird, um die Energieabsorption dem aktuellen Crashszenario anzupassen (**Bild 3-113**).

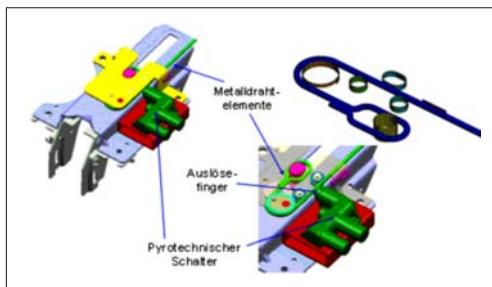


Bild 3-113: Lenksäule mit pyrogesteuerten Metalldrahtelementen zur gestuften Energieabsorption

Weitere Optimierungen sind durch mehrfach bzw. integral wirkende Pyroelemente in Kombination mit Energieabsorptionselementen 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 3-114**).

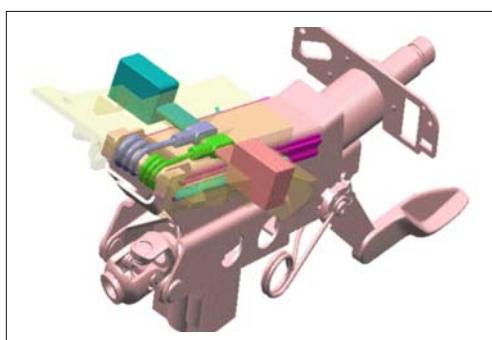


Bild 3-114: Crashmodul mit pyrotechnisch angesteuerten Metalldrahtelementen

3.4.4.4 Ausblick und Modularisierung

Zur Erhöhung der passiven und aktiven Sicherheit und gleichzeitigen Steigerung des Komforts werden in der Lenksäule verstärkt fahrdynamische Regler wie Aktiv-

lenkung bzw. Handmomentensteller oder Elektrolenkungen mit Lenksäulenmotor zur Anwendung kommen. Aus Packagegründen werden diese Systeme teilweise in die obere Lenksäule integriert (**Bild 3-115**). 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.

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.

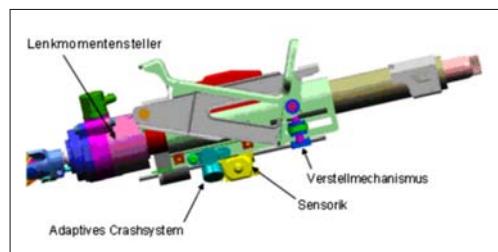


Bild 3-115: Lenksäulenmodul mit elektrischer Verstellseinrichtung und adaptivem Crashsystem

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.

3.4.5 Elektromechanische Lenkung

Bei der elektromechanischen Servolenkung wird die Servowirkung durch ein elektrisch arbeitendes statt ein hydraulisches System erzeugt. Ebenfalls baut es im Pkw fast ausnahmslos auf dem Zahnstangenprinzip auf, sodass auch eine Reihe bewährter mechanischer Bauteile gleich oder ähnlich wie bei hydraulischen Servolenkungen ausgeführt sind.

Ein Elektromotor, der das Servomoment erzeugt, überträgt mittels eines mechanischen Getriebes seine Leistung auf die Zahnstange. 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 auf die Zahnstange übertragen. 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 so genannte Package im Fahrzeug kritischer einzuschätzen. Dass beim modernen Pkw der zugestandene Aggregaterraum mit jedem neuen Modell erfahrungsgemäß kleiner wird, verschärft 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.

Die Variante mit **Lenksäulen'antrieb** ist die älteste Bauform am Markt. Sie erschien ca. 1988 zunächst als Parkierhilfe in japanischen Kleinwagen für den Stadtverkehr (**Bild 3-116**).



Bild 3-116: E-Servolenkung mit Lenksäulen'antrieb

Dabei applizierte man an eine vorhandene mechanische Zahnstangenlenkung im Fahrgastraum im Bereich der Lenksäule hinter dem Armaturenbrett die elektrische Servoeinheit mit Sensor, Elektromotor, Steuergerät und Getriebe. Bei Parkermanövern wurde damit das vom Fahrer über Lenkrad und Lenkwellle 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 Fahrgastrauum 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 Lenkrolle, 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 Lenkrolle, Kreuzgelenke und Ritzelverzahnung größer dimensioniert als bei anderen Varianten. Dies verteilt 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. In den letzten 6 bis 8 Jahren wurde aus der Parkierhilfe eine vollwertige elektrische Servolenkung entwickelt, die bei allen Fahrzuständen den Fahrer unterstützt. Selbst bei einem modernen Sportwagen wie dem BMW Z4 ist 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** stellt einen guten Kompromiss aus Leistungs-, Kosten- sowie Gewichtsaspekten dar. Die nur mit der manuellen Lenkkraft des Fahrers beaufschlagte Lenkrolle inklusive Kreuzgelenken kann leicht und kostengünstig gestaltet werden. Lediglich bei der Auslegung des Lenkritzels muss eine Balance zwischen übertragbaren bzw. erforderlicher Lenkleistung und der für ein angenehmes Handling gewünschten Übersetzung gefunden werden. Oftmals ist diese Version in den Lenkeigenschaften einem Lenksäulen'antrieb 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 enormes 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. Es mag auch der Grund sein, warum bis dato nur relativ wenige Fahrzeuge mit dieser Lösung ausgerüstet sind, obwohl sie prinzipiell für viele Anwendungen bis zur Mittelklasse attraktiv scheint (**Bild 3-117** links).

Um die störenden Massen von Elektromotor und Getriebe weg vom Bereich der Pedale zu bekommen ohne deshalb auf das Ritzelantriebskonzept zu verzichten, wurde in Abwandlung der Ritzelversion ein **Doppelritzelantrieb** konstruiert (**Bild 3-117** rechts). Diese Bauform entschärft die Crashproblematik, indem sie Elektromotor und Getriebe einschließlich Steuergerät mit einem separaten Antriebsritzeln aus-

stattet. 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.

Das Doppelritzelnkonzept wurde von ZF-Lenksysteme 2003 erstmals in hohen Stückzahlen für alle Fahrzeuge der Golf-Plattform (VW/Audi/Seat/Skoda) mit großem Erfolg eingesetzt. Seit 2005 verwendet man es ebenfalls im neuesten VW-Passat, was derzeit etwa die Grenze der Anwendbarkeit markiert. Sollen noch höhere Servomomente auf die Zahnstange übertragen werden, ist ein Ritzelantrieb überfordert.

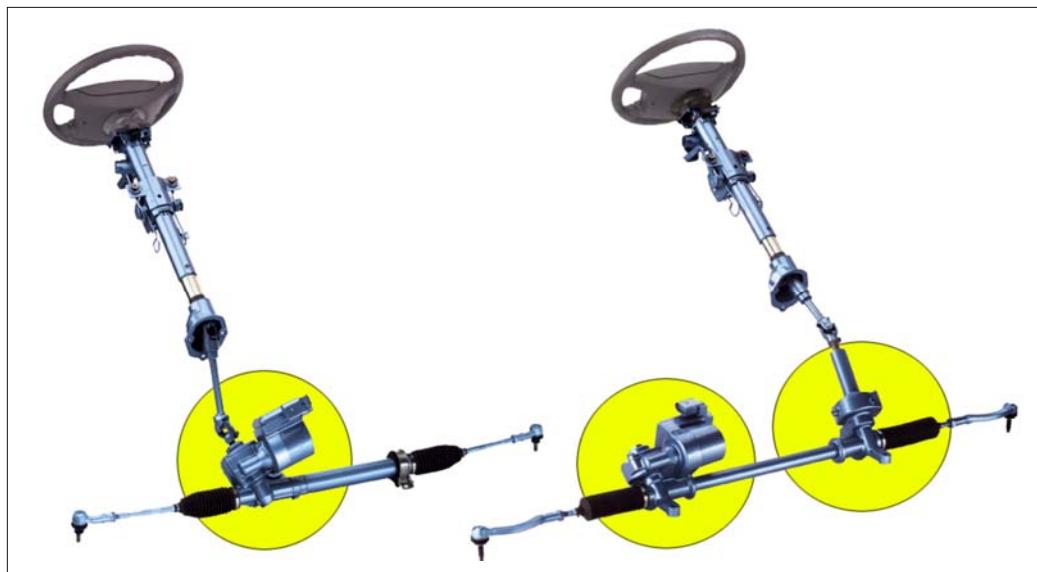


Bild 3-117: Elektro-Servolenkung mit Einzelritzelantrieb (links) und Doppelritzelantrieb (rechts)



Bild 3-118: E-Servolenkung mit achsparallelem Antrieb

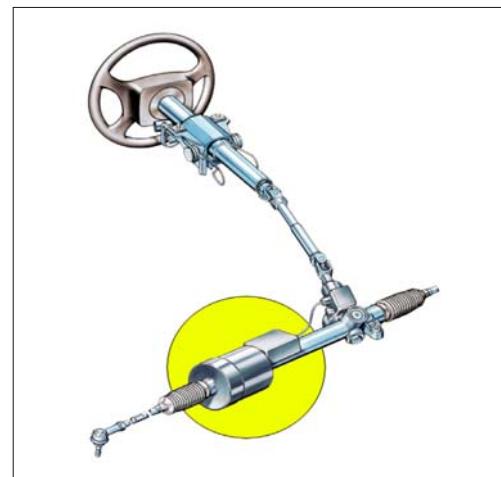


Bild 3-119: E-Servolenkung mit Zahnstangenantrieb

Mit einem so genannten **achsparallelen Antrieb** 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. Auf der Zahnstange befindet sich eine wendelförmige Kugelumlaufnut, sodass das Servomoment über eine 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.

Mit den derzeitig verfügbaren 12-V-Bordnetzen im Pkw ist die Leistungsgrenze dieses Übertragungskonzeptes noch nicht erreicht. Für künftige Oberklassefahrzeuge jedoch ist ein solcher achsparalleler Antrieb mit Kugelumlauf gut geeignet, sobald Hochleistungsboardnetze (z.B. 42 V, Supercaps usw.) die erforderliche Leistung bereitstellen (**Bild 3-118**).

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 röhrenförmigen Elektromotor, der zentrisch zur Zahnstange angebracht ist und am äußeren Motorende das Servomoment z.B. direkt über einen Planetentreib an Kugelumlauf und Zahnstange weiterleitet. Diese Version ist ähnlich leistungsfähig wie die Bauform mit achsparallelem Antrieb.

Die Röhrenbauform des Elektromotors verschlechtert jedoch Dynamik und Leistungsdichte ebenso wie den konstruktiven Gestaltungsspielraum. Deshalb ist davon auszugehen, dass dieses Konzept in Zukunft eher selten eingesetzt wird (**Bild 3-119**).

3.4.5.2 Aufbau und Vorteile

Ein Kernelement der elektromechanischen Servolenkung stellt der Elektromotor dar. Er soll leistungsfest, dynamisch, zuverlässig, leicht, kompakt und robust sein. Außerdem soll er in großen Stückzahlen kostengünstig fertigbar sein. Nur wenige Motortypen werden diesen Anforderungen gerecht (**Bild 3-120**).

Ein Asynchronmotor ohne Permanentmagnete und mit speziell für hohe Leistungsdichte optimierten Statorwicklungen erfüllt die meisten Anforderungen sehr gut. Besonders das 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 nicht als Generator (wie im Falle von Permanentmagnetkonzepten) sondern kann nach Ausfall der Elektrik bei Notlenkmanövern gegen relativ geringen Widerstand über das Lenkrad vom Fahrer manuell durchgedreht werden. Dieser wichtige Sicherheitsaspekt erspart Gewicht und Kosten für z.B. eine Sicherheitstrennkupplung. ZF-Lenksysteme beispielsweise wendet bisher bei serienmäßigen elektrischen Servolenkungen ausschließlich das robuste Konzept des Asynchronmotors an. Werden höchste Leistungsdichten verlangt, kann der Asynchronmotor von permanentmagneterregten bürstenlosen Gleichstrommotoren übertroffen werden. Mit Hochleistungspermanentmagneten aus Legierungen seltener Erdmetalle wie Kobalt, Cer, Barium usw. lassen sich permanenterregte Gleichstrommotoren herstellen, die bei kleinsten Abmessungen eine hervorragende Leistungsausbeute erreichen. Nachteilig bei diesem Motortyp sind die hohen Kosten für die Magnetworkstoffe und die Zusatzmaßnahmen, die die Robustheit und Zuverlässigkeit soweit verbessern, dass ihr Einsatz im Lenkgetriebe verantwortbar ist.

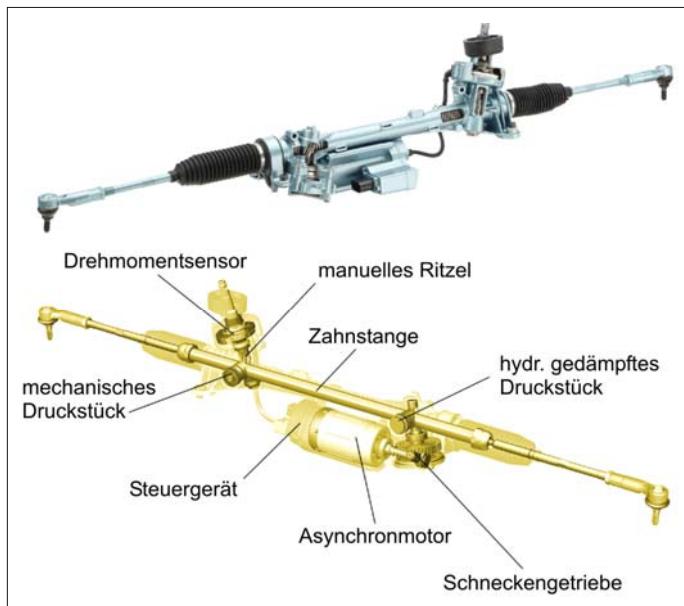


Bild 3-120:
Hauptelemente einer elektrischen Servolenkung mit Doppelritzelantrieb (VW Golf)

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 Motorlagensensor, der die Motordrehzahl 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 garantiert eine zuverlässige Dosierung des Servomomentes (**Bild 3-121**). Das über einen im Sensorchip integrierten Verstärker aufbereitete Torsionswinkel signal wird an das elektronische Steuergerät der Servolenkung übermittelt und dort in eine Motoransteuergröße umgewandelt. Ein weiteres Herzstück der Elektrolenkung repräsentiert das Steuergerät. Davon erwartet man einerseits hohe Intelligenz, also hohe Rechenleistung gepaart mit großer Speicherkapazität.

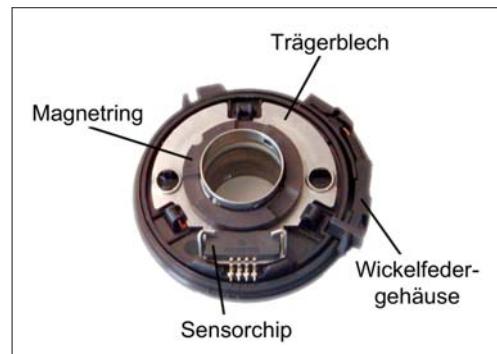


Bild 3-121: Magnetoresistiver Drehmomentsensor

Andererseits erfordert der Automobileinsatz wie schon erläutert enorme Robustheit und unerschütterliche Zuverlässigkeit, um über den gesamten Fahrzeuglebenszyklus 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 Servicebereich auslesen.

Ein Steuergerät mit herkömmlicher Leiterplattentechnologie lässt sich für Lenkungsanwendungen fast nur im Fahrzeuginnenraum verwenden. Um weniger Fehlerrisiken einzugehen, Kosten und Gewicht zu sparen, versucht man, es möglichst direkt an der Servoeinheit anzubauen. Deshalb ist die Leiterplattentechnologie eigentlich nur noch in Verbindung mit dem Lenksäulenmotorantriebskonzept bei Elektrolenkungen zu finden.

Bei Anwendungen im Motorraum zusammen mit Ritzel-, Doppelritzel- oder achsparallelem Antriebskonzept bietet ein in μ -Hybridtechnologie hergestelltes Steuergerät derzeit den besten Schutz gegen die rauen Umwelteinflüsse wie Spritzwasser, Salz und Schläge bzw. Stöße bei Schlechtwegstrecken. Aus diesem Grund wurde das Steuergerät für Elektrolenkungen der Golf-Plattform in Mikrohybridtechnik ausgeführt. Bei dieser Herstelltechnologie werden alle elektronischen Bauteile in ein Keramiksubstrat eingebettet und als komplett wasser- und rüttelfeste Einheit gesintert und vergossen. Leider ist diese Herstellmethode weltweit noch wenig verbreitet und teurer als herkömmliche Leiterplattentechnik. Sie eignet sich jedoch besonders für eine Fertigung in großen Stückzahlen.

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 Lenkungslbensdauer mit geringstem Zahnlankenverschleiß zu absolvieren, wählen die meisten Lenkungshersteller ein Schne-

ckenrad mit Kunststoffzahnkranz, das mit einer gehärteten Stahlschnecke kämmt. Der Zahnkranz aus modifiziertem Hochleistungskunststoff ist das speziell höchstbelastete mechanische Teil einer elektrischen Servoeinheit. Zur Absicherung der dauerhaften Spielfreiheit im Zahneingriff wird die Schnecke häufig über eine Schraubenfeder mit definierter Vorspannung an das Schneckenrad angelegt. Bei der Doppelritzelantriebslösung von ZF Lenksystemen dämpft zusätzlich ein progressiv wirkender hydraulischer Dämpfer Lastwechselschläge bei schneller Drehrichtungsumkehr in der Schneckenlagerung, um die Störgeräusche deutlich zu senken.

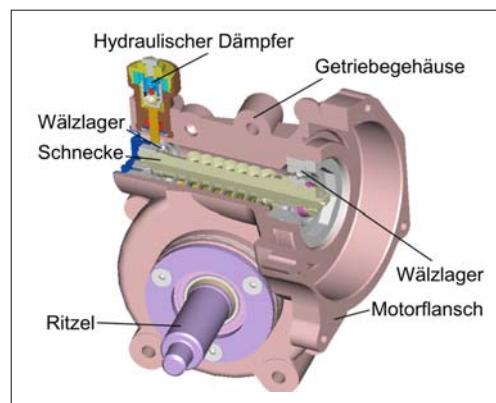


Bild 3-122: Schneckengetriebe einer Elektrolenkung

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 hydraulisch gedämpftes 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 85 % gegenüber hydraulischen Systemen mit offener Mitte. Wie Bild 3-85 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 „steering on demand“. Die Energieform Elektrizität ist zudem zukunftsträchtig, weil sie umweltfreundlich und leicht vernetzbar ist. Weil die Lenkunterstützung unabhängig vom Fahrzeugmotor ist, kann in Sonder-situationen 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 das CAN-Bus-Dateninformationssystem können Daten mit anderen an Bord befindlichen Systemen wie z.B. ABS-Bremse, ESP-Fahrstabilisierung, ASR-Antriebs-schlupfregelung oder sonstigen Fahrerassistenzsys-temen ausgetauscht werden. Damit ist es gelungen, nicht nur mittels der über die Sensorik ständig erfass-ten fahrdynamischen Parameter wie z.B. Fahrgeschwindigkeit, Lenkwinkel, Lenkmoment usw. das jeweils passende Servomoment zu bestimmen und am Motor anzusteuern, sondern den Fahrer unter Einbe-ziehung 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 stark bombiger Straße, 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 auszu-leuchten. Weitere Assistenzfunktionen allein über ein situationsgerecht moduliertes Lenkmoment sind zur Verbesserung von Fahrkomfort und Fahrsicherheit möglic. Ist demnächst entsprechende Sensorik wie z.B. Gieratensensor, Bildverarbeitung, Ultraschall-, Radar- oder Infrarottechnik im Serienfahrzeug ver-fügbar, lassen sich Funktionen wie aktives Abfangen schleudernder Fahrzeuge, präzise Spurhaltung oder

automatisiertes Einparken darstellen, ohne dass deshalb dem Fahrer die Verantwortung für das entspre-chende Fahrmanöver entzogen wird. Dies ist natür-lich nach wie vor vom Gesetzgeber gefordert. Deshalb muss es für den Fahrer jederzeit möglich sein, das zu seiner Unterstützung aufbereitete Lenkmoment manuell zu „überstimmen“.

3.4.6 Aktivlenkung und Überlagerungslenkung

3.4.6.1 Wirkprinzip und Aufbau

Bei der Aktiv- oder Überlagerungslenkung handelt es sich um ein Lenkprinzip, das den vom Fahrer am Lenkrad eingegebenen Lenkwinkel vergrößern oder verkleinern kann.

Man benötigt dazu ein vollständiges Basiservolenk-system in klassischer hydraulischer oder elektrome-chanischer Konzeption. Im Lenkstrang zwischen Lenkrad und Ritzel des Servolenkgetriebes wird die Lenkwelle aufgetrennt. An der Trennstelle adaptiert man ein elektrisches Stellglied in Form eines Lenk-winkelaktuators, der über einen von einer Steuer-elektronik angesteuerten Elektromotor und ein Ge-triebe bei Bedarf einen fahrerunabhängigen Lenkein-griff durchführen oder einen Zusatzlenkwinkel zu dem vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel addieren oder subtrahieren kann. Wegen des überlagerten Lenkwinkels wird dieses System auch Überlage-rungslenkung genannt(Bild 3-123).

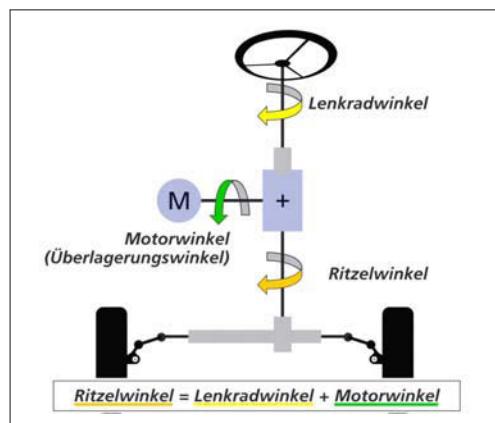


Bild 3-123: Prinzipdarstellung einer Aktivlenkung

Ist bei entsprechendem Fahrzustand kein Zusatz-lenkwinkel erforderlich, steht der Elektromotor des Lenkinkelaktuators still und die an der Lenkwellen-trennstelle befindliche Differenzwinkeleinheit wirkt als starker Durchtrieb analog einer nicht aufgetrennten Lenkwelle. Eine gleiche Wirkung stellt sich natürlich

ein, wenn das elektrische Antriebssystem ausfallen oder abgeschaltet würde.

Die Funktion einer vollwertigen Basiservolenkung mit direktem Durchgriff auf die Räder ist dann immer noch gegeben dank der zuverlässigen mechanischen Rückfallebene des Aktuators und des davon unabhängigen Basiservolenksystems. Man spricht dabei von einer „Fail-Safe“- oder „Fail-Silent“-Sicherheitsfunktion des elektrischen Stellglieds.

Die Umsetzung bzw. Industrialisierung der Aktivlenkungs-Differenzwinkeleinheit kann verschieden erfolgen. Abhängig von Fahrzeugarchitektur, Einbausituation, Funktionsumfang und Budget lässt sich der Aktuator in das Basislenkgetriebe integrieren oder er wird im Lenksäulenbereich hinter dem Armaturenbrett als getrennte modulare Baueinheit installiert.

Die im Lenkgetriebe integrierte Bauform verursacht oft gewisse Einbauschwierigkeiten (Pedalerie!), bietet jedoch klare Funktions-, Gewichts- und Sicherheitsvorteile beim Crashverhalten. Ein getrenntes Einbaumodul im Lenksäulenbereich erreicht keine Spit-

zenwerte im Crashtest, ist vergleichsweise schwerer und teurer bei ähnlicher Motor und Getriebebauform. Es bietet aber mehr Flexibilität bei Fahrzeugbaureihen mit hoher Diversifikation.

Das erstmals 2003 serienmäßig eingeführte Aktivlenksystem 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 eingebautes Steuergerät in konventioneller Leiterplattentechnik wird ein kompakter bürttenloser Gleichstrommotor mit hoher Dynamik angesteuert (**Bild 3-124**).

Dank Motorwinkelsensor, Lenkwinkelsensoren in Lenksäule und Lenkgetriebe sowie Schnittstellen zu anderen Fahrzeugsystemen wie ABS-Bremse, ESP-Fahrstabilisierung u.a. liegen ausreichend Daten und Fahrzustandsgrößen vor, um nach deren Auswertung den Elektromotor präzise anzusteuern.

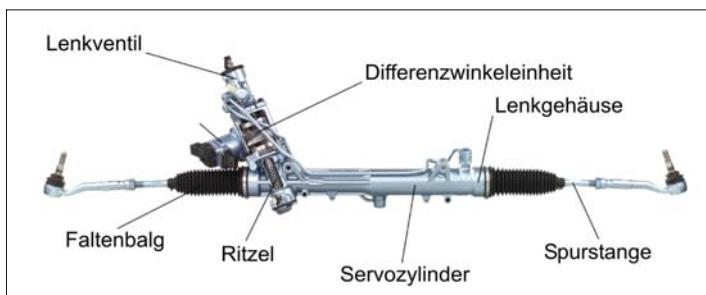


Bild 3-124:
Aktivlenkung mit integrierter
Differenzwinkeleinheit

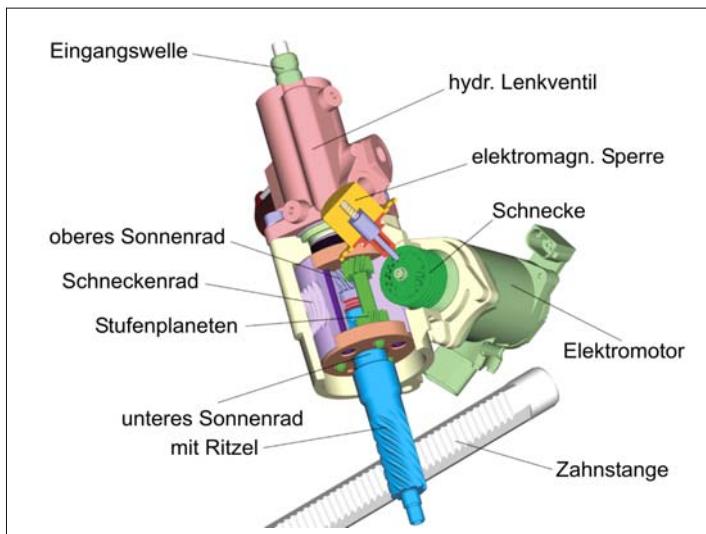


Bild 3-125:
Schnittbild der Differenzwinkeleinheit

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 Zahnstange des Servolenkgetriebes antreibt. Somit wird die Lenkrad- und die Schneckenbewegung an diesem Antriebsritzel bzw. unteren Sonnenrad zusammengeführt. Bei gleichsinniger Bewegung von Schneckenrad 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 3-125**).

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 Leistungsstufen werden Elektromotor, elektromechanische Sperre und ggf. das Servotronic®-Ventil samt Energiepumpe angesteuert.

Ähnlich wie bei der elektromechanischen Lenkung sind hohe Sicherheitsanforderungen zu erfüllen. 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.

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.

3.4.6.2 Funktionen – heute und morgen

Während bei aktuellen hydraulischen Servolenkungen wie z.B. der Servotronic®-Ausführung und in erheblich erweitertem Maße bei neueren 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 Lenkassistenz- und Stabilisierungsfunktionen. Dabei lassen sich vom Fahrzeughersteller individuell auf das jeweilige Fahrzeug die vom Lenkungshersteller festlegbaren Lenkassistenzfunktionen 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 Zahnstangenverzähnung gekoppelt, sondern mit der Fahrgeschwindigkeit (**Bild 3-126**).

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 eingesetzten Lenkwinkel etwas zurücknimmt. Die Lenkung wirkt ruhiger, zeigt ein weiches Ansprechen. Bei hohem Tempo sind Ausweichmanöver oder schnelle Spurwechsel auch von weniger geübten Fahrern zu beherrschen.

Eine mehr dem Komfort zuzuordnende Assistenzfunktion ist der Lenkvorhalt. Abhängig von der vom Fahrer am Lenkrad eingeleiteten Lenkgeschwindigkeit wird ein voreilender Zusatzlenkwinkel eingesetzt. 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 erleidet würde (**Bild 3-127**).

Fortschritte im Feld der Stabilisierungsfunktionen sind in naher Zukunft besonders dann gesucht, wenn Fahrzeughersteller dem Ziel des unfallvermeidendenden Autos näher kommen wollen. Zwar gibt es schon auf der Bremsseite 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. Moderne Gierratensensoren mit feiner Auflösung sorgen dafür, dass der Beginn instabiler Fahrzustände blitzschnell erfasst wird und 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.

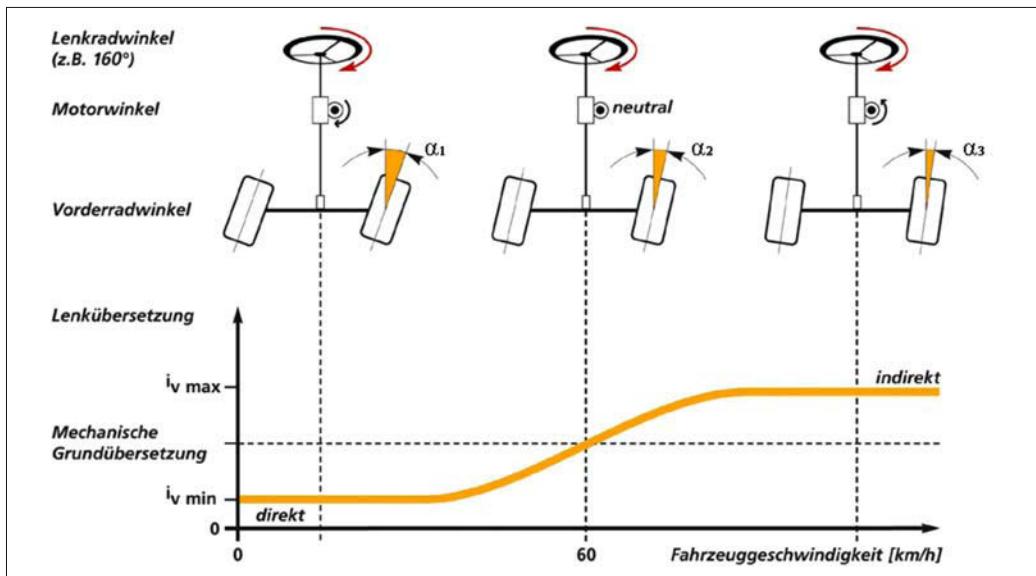


Bild 3-126: Prinzipbild der variablen Lenkübersetzung bei Aktivlenkungen

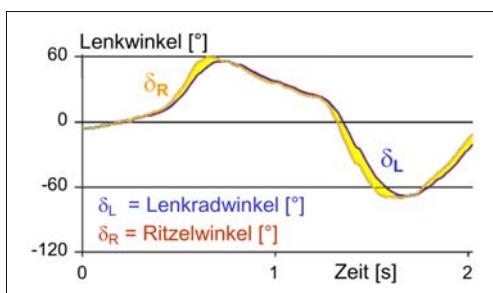


Bild 3-127: Funktion des voreilenden Zusatzlenkwinkels (Lenkvorhalt bei Ausweichmanöver)

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 eliminieren mit der Funktion „Giermomentenkompensation“.

Bei einer Notbremsung auf einer nur teilweise griffigen Fahrbahn erkennt der Gierratensor im Fahrzeug eine beginnende Drehbewegung um die Fahrzeughochachse. 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.

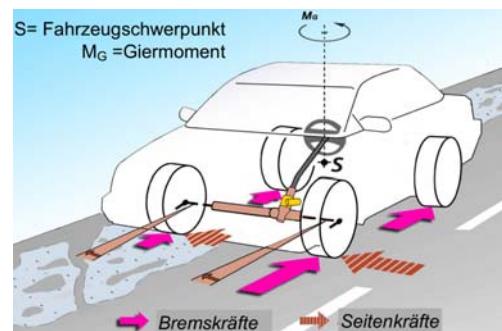


Bild 3-128: Prinzipdarstellung von Entstehung und Kompensation eines Giermomentes im Fahrzeug

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 3-128).

Ein weites Feld von Stabilisierungsfunktionen mittels Aktivlenkung kann künftig mit der Kompensation von vielerlei anderen Störgrößen auf Umsetzbarkeit untersucht werden. Hilfreich wäre 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 Fahrstabi-

lität zu untersuchen. Sind die Auswirkungen bei bestimmten Störgrößen signifikant, macht es Sinn, dafür Stabilisierungsfunktionen in Form von dosierten, geregelten Lenkeingriffen 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 die Teilsysteme aktivieren, die situationsgerecht den jeweils besten Beitrag zur Entschärfung der Gefahrenlage beisteuern können. Für die Lenkungshersteller ist deshalb ein Hauptziel, den Strauß von möglichen Lenkassistenz- und Stabilisierungsfunktionen der Aktivlenkung Stück für Stück auszuweiten. Dabei kommt es darauf an, im Verbund mit den Fahrzeugherstellern recht früh abzuprüfen, welche dieser neuen Funktionen dem Fahrer tatsächlich von Nutzen sind und welche eher nicht.

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 [32, 33].

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.

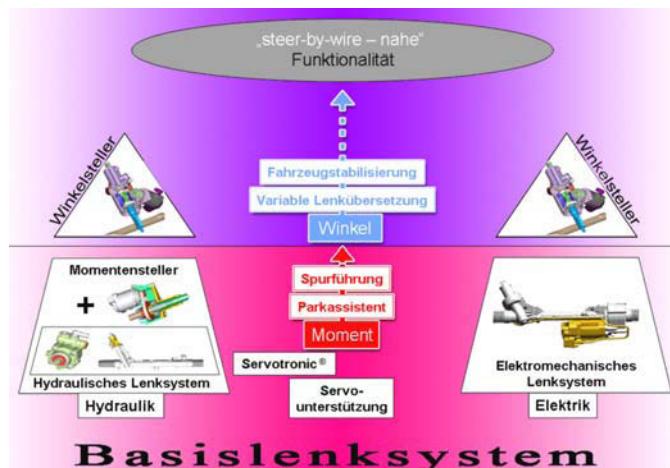


Bild 3-129:

Leistungsspektrum von Lenkungen mit Momenten- und Winkelvarianz

Das bedeutet, dass die künftige Wunschlenkung für den Pkw idealerweise eine Kombination aus elektro-mechanischer Servolenkung und Aktivlenkung sein sollte (**Bild 3-129**). 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 Fahrzeugteilsysteme hat.

Die Aktivlenkung mit der Möglichkeit des fahrer-unabhängigen 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-Bus-Schnittstellen Signale anderer bordeigener Systeme auswerten und in Stellgrößen für die Differenzwinkeleinheit umsetzen kann. Es gibt im Markt noch keine physische Zusammenfassung beider Lenkungstypen. Ein gewisses Hindernis dazu stellt noch der erforderliche Energiebedarf im Vergleich zu der verfügbaren Bordnetzleistung im heutigen Pkw dar. Es wird jedoch nur eine Frage der Zeit sein, bis diese Anforderungen erfüllbar sind und solche Kombilenk-systeme auf dem Weltmarkt erscheinen werden.

Ähnlich wie bei der heutigen Aktivlenkung lassen sich die elektrischen Stellglieder für Lenkmoment und Lenkwinkel wahlweise als modulare Baueinheiten ausführen und getrennt vom Lenkgetriebe innerhalb des Lenkstranges unterbringen. Dies ergibt eine oft gewünschte Einbau- und Kombinationsflexibilität. Für sich betrachtet bringt sie aber Kostennachteile.

Langfristig wird eine integrierte Version von Momen-ten- und Lenkwinkelsteller die bevorzugte Lösung werden. Hiermit lassen sich sehr kompakte Baueinheiten mit geringem Gewicht zu relativ günstigen Kosten darstellen, sofern die dafür erforderlichen Einbauverhältnisse frühzeitig bei der Entstehung der Fahrzeugarchitektur berücksichtigt worden sind. Zudem lassen sich wichtige Bauteile wie Steuergeräte, Sensorik und Schnittstellen zu anderen Fahrzeug-systemen teilweise oder ganz zusammenfassen, was ebenfalls Kosten und technische Risiken reduziert.

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 überra-

schend 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 Vorder- radlenkung mit dem spezifischen Nutzen der Hinter- radlenkung kombinieren, führt dies zur Entwicklung der Allradlenkung.

Wenn der Nutzen der Hinterradlenkung auf die Be-nutzung 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, so dass 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 Sicherheitsstan-dards einzuhalten, um bei Systemfehlern keine unbeherrschbaren Fahrzustände zu erzeugen. Zur Erläuterung sollen zwei Beispiele dienen.

Wenden bei langsamer Fahrt mit kleinstmöglichem Wendekreis:

Dazu müssen die Hinterräder entgegen-gesetzt zum Einschlag der Vorderräder, also gegen-läufig, eingeschlagen werden. So stehen die Räder von Vorder- und Hinterachse auf einer gemeinsamen Kreisbahn. So ist Wenden auf kleinstem Raum, bei-spielsweise in engen verwinkelten Altstadtgassen, problemlos möglich (**Bild 3-130**, links).

Spurwechsel mit höherer Geschwindigkeit: Hierzu müssen die Räder der Hinterachse in gleicher Richtung wie die der Vorderachse, also gleichläufig, eingelenkt werden. Nur dann ist ein stabiles und spurtreues Fahrverhalten erreichbar, das dem Fahrer ein sicheres Fahrgefühl vermittelt (**Bild 3-130, rechts**).

Darüber hinaus gibt es Fälle, bei denen nur eine bestimmte „Mischung“ aus gegenläufiger und gleichläufiger Einlenkbewegung der Hinterräder brauchbare fahrdynamische Ergebnisse liefert. Um z.B. die Kurvenwilligkeit eines Fahrzeugs zu verbessern, kann eine Kurvenfahrt mit einer gegenläufigen Einlenkbewegung der Hinterräder eingeleitet werden. Dadurch ist es nicht erforderlich, wie bei nur vorderachsgeleiteten Fahrzeugen an den Reifen der Hinterachse

erst einen Schräglauwinkel zu erzielen um damit eine Seitenführungskraft aufzubauen, die dann den Beginn der Kurvenfahrt einleiten würde. Weil aber bei dieser spontanen Einleitung der Kurvenfahrt im ersten Moment ausreichende Seitenführungskraft der Reifen fehlt und dadurch kein sicheres Befahren der Kurve möglich wäre, muss abhängig von der Fahrgeschwindigkeit der Einschlagwinkel der Hinterräder von gegenläufig auf gleichläufig verändert werden, um schnellstmöglich genügend Seitenführungskraft an den hinteren Reifen aufzubauen. Erst dann sind stabile fahrdynamische Zustände und damit ein sicheres Fahrgefühl erreicht (**Bild 3-130, rechts**).

Bild 3-131 zeigt das Beispiel eines Kennlinienfeldes für die Allradlenkung.

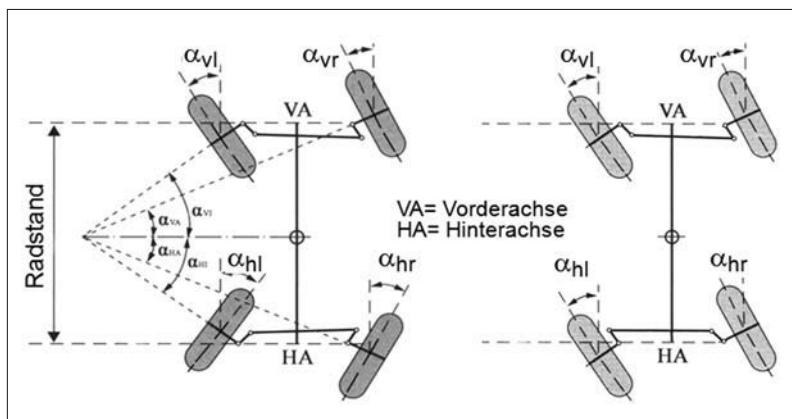


Bild 3-130:
Schema eines Wendemanövers mit Allradlenkung (gegenläufiger Radeinschlag, linkes Bild) und Schema eines Spurwechsels mit Allradlenkung (gleichläufiger Radeinschlag, rechtes Bild)

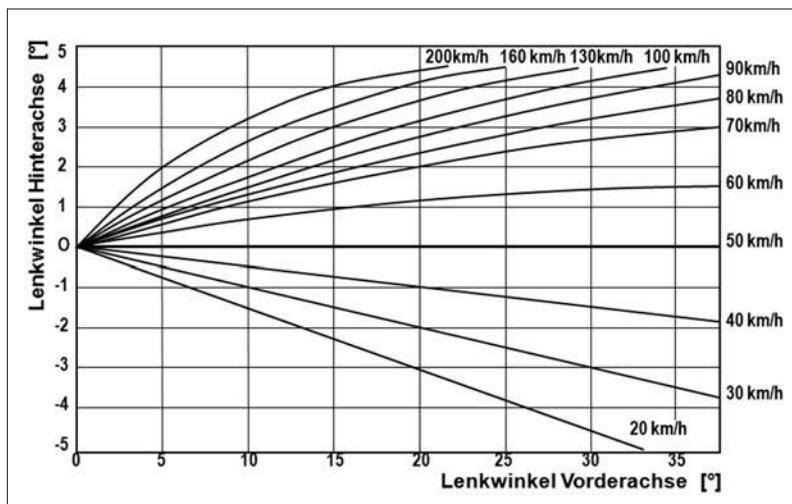


Bild 3-131:
Beispiel eines Kennlinienfeldes für die Allradlenkung

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 Hinterachstellers 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 ebenso wie bei der Elektro- oder 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 [34]. Die Ausführungsbeispiele für elektromechanische Hinterachslenkungen zeigt **Bild 3-132**.

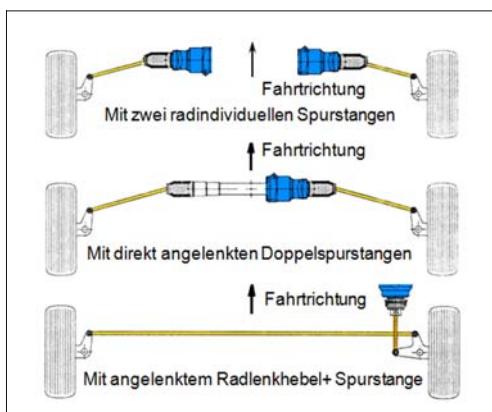


Bild 3-132: Elektromechanische Hinterachssteller

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. 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 Technik. 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 Radaufhangungsmechanik 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 Lenkungs herstellern und der Fahrzeugindustrie durchgeführten Weiterentwicklungen im Lenkungssektor beschränken sich weitgehend auf die Unterstützung der Lenk kraft. So bieten inzwischen hydraulische oder elektromechanische Servolenksysteme für alle möglichen Fahrzustände perfekt angepasste Lenkräfte, vertrauen aber nach wie vor auf den mechanischen Übertragungsmechanismus. Besonders im Fehlerfall, d.h. wenn Servosysteme in den so genannten 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. einer völligen Entkopplung der mechanischen Lenkbewegung des Fahrers von der Lenkung der Räder. Die herkömmlichen mechanischen Übertragungseinrichtungen entfallen. Statt dessen erzeugt der Fahrer durch seine Lenkbewegung an der so genannten Lenkhandhabe, heute noch dem traditionellen Lenkrad, künftig vielleicht auch einem Joystick oder einem anderen Steuergriff nur noch Daten, mit der eine elektronische Steuereinheit gespeist wird. 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 „Evo-

lution 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.
- ◆ Der Innovationsschritt beim Sicherheitskonzept war traditionell von einer Lenkungsgeneration zur nächsten immer sehr viel kleiner als die Innovationsschritte auf der Funktionsseite.
- ◆ 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 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.

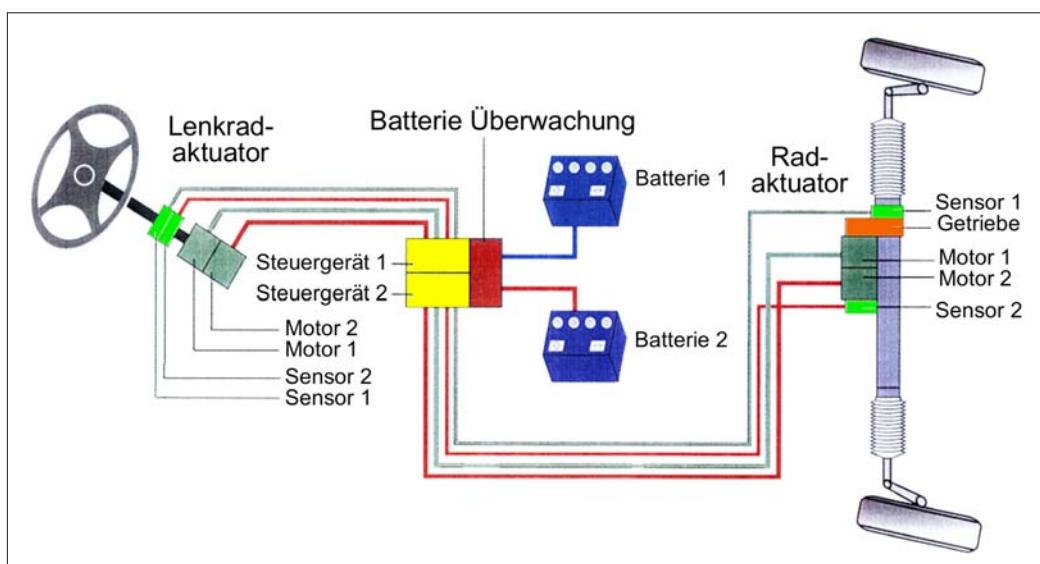


Bild 3-133: Konzeptdarstellung des Steer-by-wire-Lenksystems

3.4.9.1 Systemkonzept und Bauteile

Im Wesentlichen setzt sich ein Steer-by-wire-Konzept aus zwei Baugruppen, einem Lenkradmodul oder Lenkradaktuator und einem Lenkmodul oder Radaktuator, zusammen. Das Lenkradmodul im Bereich der oberen Lenksäule umfasst ein herkömmliches Lenkrad, eine Anzahl von Sensoren, die Lenkwinkel und Lenkkraft bzw. Lenkmoment erfassen, und einen trägeheitsarmen Lenkradmotor, der dem Fahrer das entsprechende Lenkgefühl vermittelt.

Es könnte ja 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 evolventverzahnte Ritzel angetrieben. Die Hochleistungselektrontomotoren sind üblicherweise als bürstenlose permanentmagneteregte Gleichstrommotoren ausgeführt. Damit sie besonders kompakt bauen, benutzt man Magnetwerkstoffe aus seltenen Erdmetallen. Zur Erfassung von Lenkwinkel und Lenkkraft sind ebenfalls Sensoren im Lenkmodul installiert. Verschleißfreie, berührungslose magnetoresistive Sensorkonzepte werden dafür bevorzugt verwendet. 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 ausgegebenen 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 Fahrzeuggöße eine hydraulische oder eventuell mechanische Rückfallebene sein.

Die hydraulische Rückfallebene kann auf die traditionelle Lenkweile 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-Verdränger-pumpe ist über Schläuche und Rohre mit einem in das Zahntangenservolenkgetriebe integrierten Arbeitszylinder verbunden – ähnlich einer klassischen hydraulischen Zahntangenlenkung – und bildet somit für Notfälle ein hydrostatisches Ersatzlenksystem.

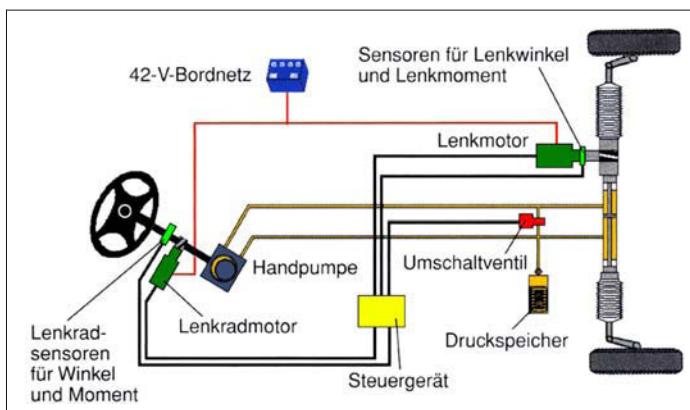


Bild 3-134:
Systembild eines Steer-by-wire-Lenksystems mit hydraulischer Rückfallebene

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 3-134**).

Eine mechanische Rückfallebene ist einfacher und kostengünstiger umzusetzen. Sie eignet sich jedoch nur für leichtere Fahrzeuge, bei denen im Fehlerfall die gesetzlichen Grenzwerte der Betätigungsleistung unter manuellen Notlenkbedingungen nicht überschritten werden. Hier bleibt außerdem die bisher bei Servolenkungen übliche Lenksäulen- und Lenkwellenkonstruktion in den Hauptbestandteilen erhalten. An geeigneter Stelle ist die Lenkwelle mit einer elektrisch angesteuerten Trennkupplung ausgerüstet, die im Normalfall bestromt und offen ist, so dass 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 Lenkwelle 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 stabile elektrische Stromversorgung muss garantiert sein. Das traditionelle 12/14-V-Netz ist dafür nicht ausreichend. Seit einigen Jahren arbeiten Experten an der Entwicklung eines 42-V-Bordnetzes bzw. an der Verwirklichung anderer Hochleistungsnetze. Der Durchbruch für eine industrialisierbare Lösung lässt noch auf sich warten. Für die Einführung von Steer-by-wire-Systemen ist dies aber Voraussetzung. Offensichtlich fällt es auch noch schwer, mit den vorgegebenen Kostenzielen ein vollständig redundantes Bordnetz der gehobenen Leistungsklasse zu schaffen, ohne das ein „reinrassiges“ Steer-by-wire-System nicht betrieben werden kann.

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 Lenkhandhabe 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 so genannten 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 gesteuert 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, Gierratenregelung, Giermomentenkompensation, Seitenwindausgleich, automatisiertes Einparken usw. umsetzen. Insofern stellt zumindest die Aktivlenkung in Teilstücken 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 Marktakzeptanz 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 hinterlegten Regelalgorithmen so individuell ausgeführt werden, dass die heutigen ausgeklügelten mechanischen Multilenkerachsen durch viel einfachere 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 komplexer elektronischer Systeme Rechnung getragen werden.

3.5 Federn und Stabilisatoren

3.5.1 Aufgabe der Federung

Die Federung als Oberbegriff für das Zusammenwirken von Tragfedern, Stabilisatoren und Schwingungsdämpfern hat eine Reihe für das Gesamtverhalten des Fahrwerks höchst bedeutsame Aufgaben zu erfüllen, die sowohl zum Komfort als auch zur Fahrsicherheit eines Fahrzeuges beitragen. So soll sie den Fahrzeugaufbau und damit vor allem 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 3-135 sind Anforderungen an ein Federungssystem zusammengefasst.

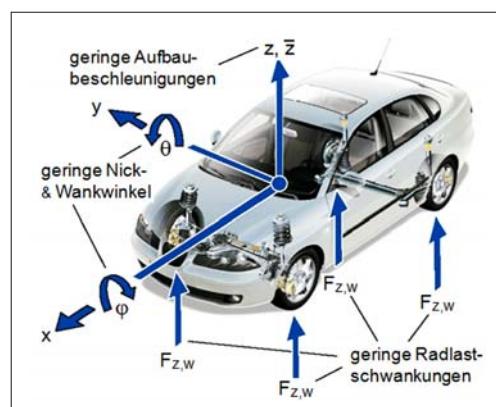


Bild 3-135: Anforderungen an ein Federungssystem

3.5.2 Konstruktion und Berechnung von Stahlfedern

Im Fahrwerk werden drei Arten von Stahlfedern eingesetzt: Blattfedern, Stabfedern und Schrauben-druckfedern. Zuerst wurden Blattfedern eingesetzt. Im Jahr 1703 wurde die erste Schraubendruckfeder aus Stahl für die Aufhängung eines Wagenkastens eingesetzt und ist spätestens seit der Erfundung des McPherson-Federbeins aus den aktuellen Fahrwerken nicht wegzudenken.

3.5.2.1 Blattfedern

Blattfedern stellen eine klassische Federform dar, die schon bei Kutschen eingesetzt worden sind. Mehrlagige Blattfedern zeichnen sich durch ihre Robustheit und Zuverlässigkeit bei relativ niedrigen Kosten aus. In Verbindung mit Starrachsen finden konventionelle Blattfedern aber heute nur noch bei wenigen Personalfahrzeugen (Geländefahrzeuge) Verwendung. Bei Nutzfahrzeugen sind Blattfedern nach wie vor an Vorder- und Hinterachse die Standardlösung.

Der wesentliche Vorteil der Blattfeder gegenüber anderen Federarten besteht darin, dass sie nicht nur als Federlement dient, sondern gleichzeitig als Konstruktionselement zur Verbindung von Aufbau und Achse (insbesondere zur Führung der Achse) eingesetzt werden kann (**Bild 3-136**). Darüber hinaus besitzen Blattfedern aufgrund der Reibkräfte zwischen den Federblättern noch Dämpfungseigenschaften. Daher können Blattfedern die Arbeit der Schwingungsdämpfer unterstützen.

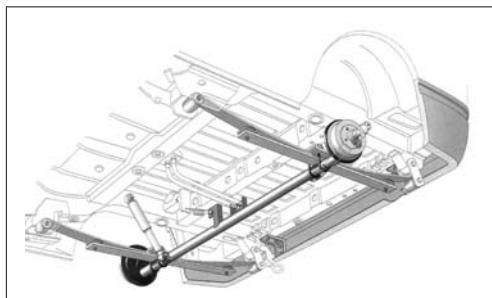


Bild 3-136: Blattfeder geführte Hinterachse bei einem Lieferfahrzeug (aktueller VW-Caddy)

Die verschiedenen Blattfederkonstruktionen basieren auf einfachen Grundbauformen (**Bild 3-137**) [35]:

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, so dass ein unnötig großes 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, so dass sich diese Grundbauförm nicht durchgesetzt hat.

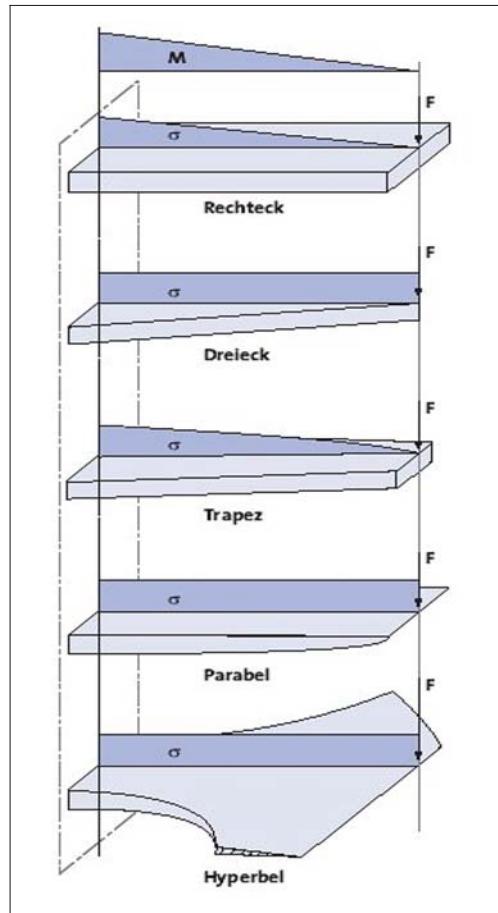


Bild 3-137: Grundformen von Blattfedern

Trapez

Eine Trapezfeder entsteht, wenn das freie Ende der Dreieckfeder bei konstanter Blattdicke abgeschnitten wird. Die Trapezfeder kann als Grundbauförm 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.

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 Biegefestigkeit 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 eine lineare Federkennlinie. Auf Basis der Grundbauformen von Blattfedern unterscheidet man zwischen Trapez- und Parabelfedern bei der linearen Blattfeder (**Bild 3-138**) [35, 36]

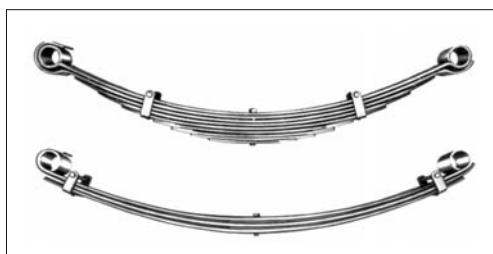


Bild 3-138: Trapezfeder (oben) und Parabelfeder (unten)

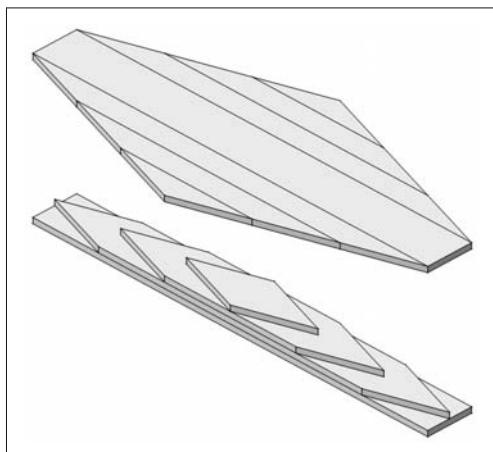


Bild 3-139: Grundkörper einer Trapezfeder

Trapezfeder

Die Trapezfeder entsteht aus einem doppelt trapezförmigen Einzellement (**Bild 3-139**). 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 und können zu starker Korrosion führen. Die Folge ist eine zeit- und 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, so dass 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 (**Bild 3-136**).

Wird die vorgesehene Einbaubreite von der errechneten Breite überschritten, so werden mehrere parabelförmige Federblätter übereinander platziert, so dass 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 3-140** dargestellten Möglichkeiten können Blattfedern mit progressiver Kennlinie erzeugt werden [35, 36].

Berechnung

Die Berechnung von Blattfedern erfolgt nach den Grundlagen der Festigkeitslehre. Den Zusammenhang zwischen den Verformungen und Spannungen liefert das Hooksche Gesetz. Daraus ergibt sich die Beziehung zwischen der Durchbiegung f und der Last F am Ende eines einseitig eingespannten Biegebalkens (**Bild 3-141**):

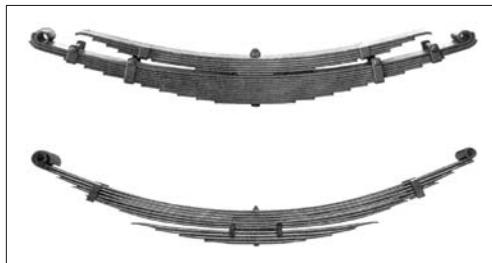


Bild 3-140: Blattfeder mit Zusatzfeder (oben) bzw. Stützfeder (unten) zur Erzielung progressiver Kennlinien

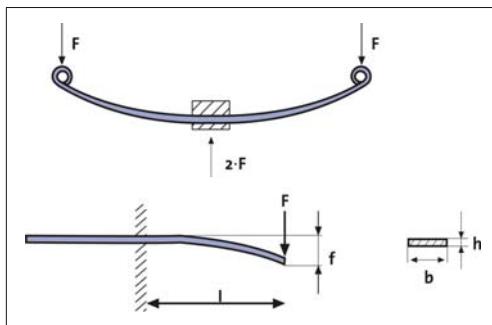


Bild 3-141: Berechnungsgrundlagen für Blattfedern

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (3.10)$$

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:

$$\sigma_{\text{b max}} = \frac{3 \cdot F \cdot l}{b \cdot h^2} \quad (3.13)$$

Die nachfolgend zusammengestellten Berechnungsgleichungen der verschiedenen Blattfederkonstruktionen gelten für die Berechnung der Feder bei vertikaler Belastung.

Für die symmetrische Trapezfeder mit gleicher Dicke (**Bild 3-142**) erhält man mit n als Anzahl der Einzelblattfedern:

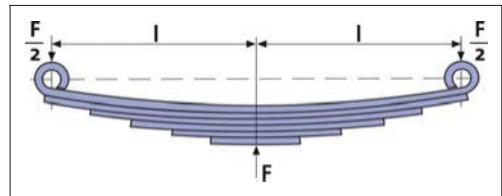


Bild 3-142: Symmetrische Trapezfeder

$$f = \frac{2 \cdot K \cdot F \cdot l^3}{E \cdot n \cdot b \cdot h^3}, \quad c_f = \frac{E \cdot n \cdot b \cdot h^3}{2 \cdot K \cdot l^3},$$

$$\sigma_{\text{b max}} = \frac{3 \cdot F \cdot l}{n \cdot b \cdot h^2} \quad (3.14)$$

Der Durchbiegungsfaktor K ergibt sich aus der Gesamtanzahl der Einzelblattfedern n und der Anzahl der Federn an den Enden n' :

$$K = \frac{3 \cdot n}{2 \cdot n + n'} \quad (3.15)$$

Für die ein- oder mehrlagige symmetrische Parabelfeder ergibt sich mit der Mitteldicke h_0 und der Einspanndicke h_1 (**Bild 3-143**):

$$f = \frac{2 \cdot F \cdot l^3}{E \cdot n \cdot b \cdot h_0^3} \cdot \left(2 - \frac{h_1^3}{h_0^3} \right) \quad (3.16)$$

$$c_f = \frac{E \cdot n \cdot b \cdot h_0^3}{2 \cdot l^3 \cdot \left(2 - \frac{h_1^3}{h_0^3} \right)} \quad (3.17)$$

$$\sigma_{\text{b max}} = \frac{3 \cdot F \cdot l}{n \cdot b \cdot h_0^2} \quad (3.18)$$

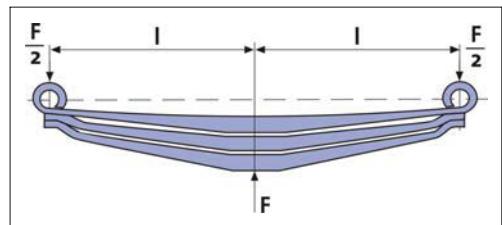


Bild 3-143: Symmetrische Parabelfeder

3.5.2.2 Drehstabfedern

Als Drehstabfedern bezeichnet man gerade Federstäbe mit Kreis-, Kreisring- oder Rechteckquerschnitt (**Bild 3-144**), welche überwiegend durch ein Torsionsmo-

ment beansprucht werden. Zur Aufnahme des Torsionsmoments ist in der Regel ein Stabende fest eingespannt, während das andere Stabende drehbar gelagert ist; jedoch sind auch Lösungen möglich, bei denen eine feste oder drehbare Lagerung in der Stabmitte mit entsprechenden Lagerungen der Stabenden erfolgt [35]. 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 Schräglenkern kombiniert. Für Vorderradaufhängungen werden Drehstabfedern überwiegend in Verbindung mit Querlenkern verwendet und in Fahrzeulgängsrichtung angeordnet. In **Bild 3-145** ist die Vorderachse eines Geländewagens mit Drehstabfederung dargestellt.

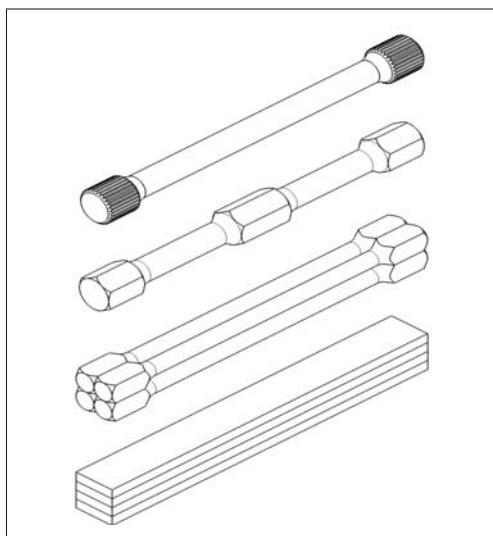


Bild 3-144: Drehstabfedern und Drehstabfederbündel

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 Bau Raumverhältnisse, besondere Beanspruchungsarten oder spezielle konstruktive Forderungen notwendig ist.

Bei der Dimensionierung von Drehstabfedern muss auch der Bereich der Kraftteinleitung besonders beachtet werden, da dort oft Zusatzbeanspruchungen wirksam sind, die die Lebensdauer der Federelemente beeinträchtigen können. Bei Stäben mit Kreisquerschnitt werden zur formschlüssigen Kraftübertragung meist Köpfe angestaut, die entweder als Vierkant oder Sechskant ausgebildet sind oder Kerbverzahnungen enthalten. Drehstäbe als Rohr ausgeführt können im Hinblick auf eine Gewichtsreduzierung sinnvoll sein.

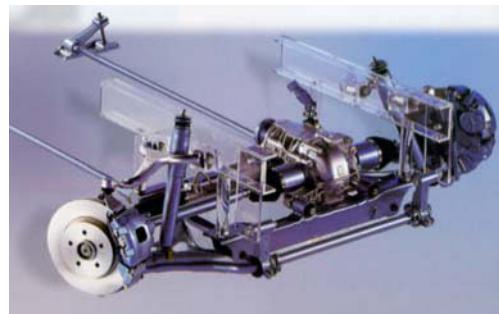


Bild 3-145: Verstellbare Drehstabfedern, Vorderachse Mercedes M-Klasse W163 (1997)

Parallelschaltung

Gebündelte Drehstäbe werden in der Hauptsache dort vorgesehen, wo die gewünschte Momentenkenmlinie 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 Bauraumverhältnissen angewendet. Durch die Reihenschaltung von einem Drehstab und einem Drehrohr lässt sich ein größerer Federweg in begrenzten Bauraumverhältnissen integrieren (**Bild 3-146**).

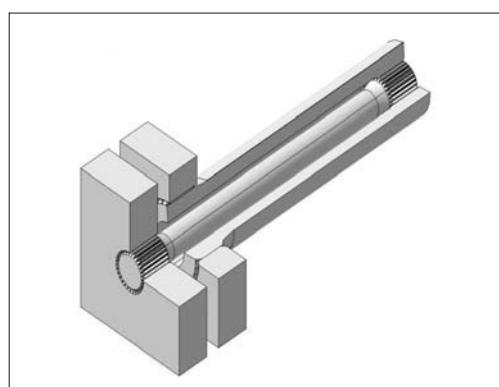


Bild 3-146: Reihenschaltung von Drehstab und -rohr

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 umgewandelt. Das zugehörige Ersatzmodell ist in **Bild 3-147** 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 F als äußere Belastung angreift.

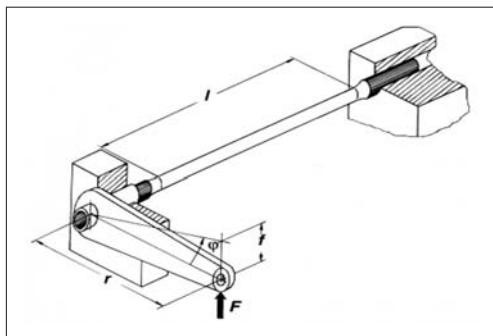


Bild 3-147: Kurbelmechanismus Drehstabfederung

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 ge-

naue Berechnungen sind daher die entsprechenden trigonometrische 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 zu erwartenden 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:

$$I_p = \frac{\pi \cdot (d_a^4 - d_i^4)}{32} \quad (3.24)$$

3.5.2.3 Stabilisatoren

Die Wankfederung kann ohne Änderung der Vertikalfederung durch den Einbau einer Stabilisatorfeder verstiftet 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 so genannte Stabilisatorrücken liegt in Fahrzeugquerrichtung, während die so genannten beiden Stabilisatorschenkel mehr oder weniger in Fahrzeuggängrichtung zeigen (**Bild 3-148**).

Im Hinblick auf die Anordnung des Stabilisators im Fahrzeug können mehrere Varianten unterschieden werden. Die Enden der Schenkel können einerseits über Stabilenker mit der Achse und der Rücken über die beiden Schulterlager mit dem Aufbau verbunden werden. Die umgekehrte Anordnung ist ebenso möglich. Grundsätzlich können Stabilisatoren zusätzlich

zur Stabilisierung auch Führungsaufgaben der Achse übernehmen. Wird diese Funktion dem Stabilisator ebenfalls übertragen, müssen wegen der damit verbundenen Sicherheitsrisiken hohe Anforderungen an die Qualität gestellt werden.

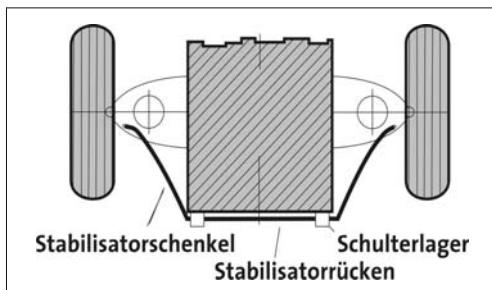


Bild 3-148: Aufteilung eines Stabilisators [37]

Die oft schwierigen Bauraumverhältnisse in einem Kraftfahrzeug können zu komplizierten Formen der Stabilisatoren führen; ihre U-Form bleibt aber im Prinzip erhalten. In Bild 3-149 sind einige Beispiele für Stabilisatoren dargestellt.

Bei der Konstruktion von Stabilisatoren sollten möglichst wenige Abknickungen in möglichst nur einer Ebene vorgesehen werden. Dadurch wird die Fertigung der Teile erleichtert und die Kosten reduziert. Biegeradien sollten möglichst groß gewählt werden; wobei der Biegeradius mindestens das 1,5-fache des Stabdurchmessers haben sollte. Zur horizontalen Führung des Stabilisators werden im allgemeinen Ringe aufgebracht oder Flächen in den Querschnitt eingebracht. An den Lagerstellen des Rückens können Wülste für die horizontale Führung vorgesehen werden. Häufig werden zu diesem Zweck auch Ringe aufgepresst.

Um das Gewicht des Stabilisators zu reduzieren, können Rohrstabilisatoren zur Anwendung kommen. Mit einem Rohrstabilisator kann das Gewicht gegenüber dem formgleichen Vollstabilisator, bei gleicher Stabilisierungswirkung und entsprechender Maximalspannung, um bis zu 45 % reduziert werden. Die Gewichtseinsparung resultiert aus der günstigeren Spannungsverteilung im Querschnitt des Rohres.

Schenkelenden

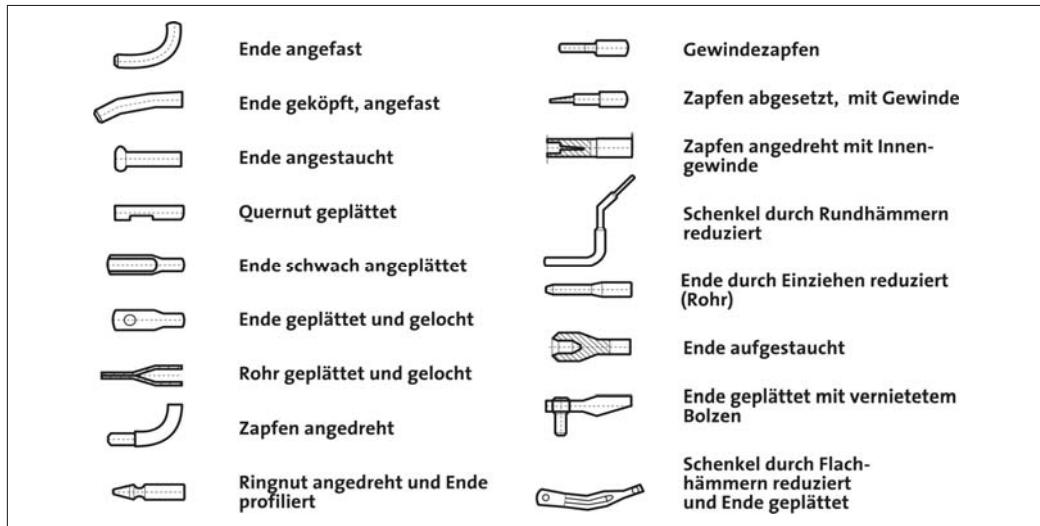
Die Schenkelenden werden zum Zwecke der Krafteinleitung und Führung unterschiedlich gestaltet (**Bild 3-150**). Üblicherweise werden die Stabilisatoren geplättet, gedreht oder geschmiedet. Falls die Anbindung zur Krafteinleitung kleine Biegeradien erforderlich macht, werden die Enden auch ange schweißt.

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.



Bild 3-149: Beispiele für Pkw-Stabilisatoren

**Bild 3-150:** Stabilisatorschenkelenden

Darüber hinaus werden auch so genannte 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, so dass es nicht zu Relativbewegungen zwischen Stab und Gummielement kommen kann. Die Rotation des Stabes erfolgt innerhalb des Gummielements. Diese Lagerbauform zeichnet sich daher durch seine Geräusch-, Verschleiß- und Wartungsarmut aus, kann

aber bei tiefen Temperaturen und Gummiverhärtung ebenfalls zu einem Durchrutschen des Stabilisators führen.

Die heute beste Lagerlösung stellt ein so genanntes postvulkanisiertes Gummilager dar, das sich durch einen festen Verbund auf dem lackierten Stabilisator auszeichnet. Sie sind geräusch-, verschleiß- und wartungsfrei. In den Bildern 3-151 bis 3-154 sind die verschiedenen Schulterlagerbauformen dargestellt.

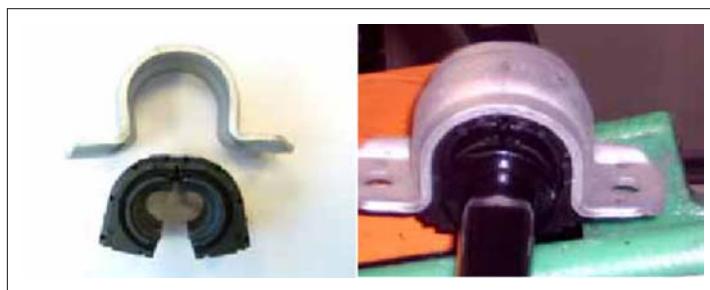
**Bild 3-151:**
Schellen und Gummielemente
konventioneller Schulterlager**Bild 3-152:**
Gebaute Schulterlager mit
einteiliger Schelle



Bild 3-153:
Gebaute Schulterlager (links) mit
crashoptimierter Schelle (rechts)

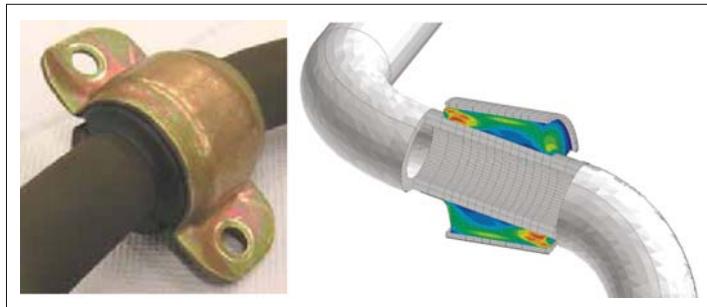


Bild 3-154:
Lagerung mit anvulkanisiertem
Gummilager (links) und Span-
nungsverteilung im Gummi

Stabilisatorlenker

Die Stabilisatorlenker werden mit 2-Punkt-Lenkern, deren Gelenke drei Drehfreiheiten aufweisen, mit dem Radträger verbunden, um die Bewegungen und Zug-Druckkräfte von einem zum anderen Rad weiterzuleiten [31]. Wenn die Einbauverhältnisse dies nicht zulassen, kann die Verbindung notfalls auch über die Radlenker geschehen, dann ist die Hebelarmübersetzung zu berücksichtigen (größere Kräfte, kleinere Hübe). Verschiedene Bauarten von Stabilisatorlenkern sind in **Bild 3-155** dargestellt.

Die Stabilisatorlenker sind nur bei den wechselseitigen Radbewegungen belastet und die Kräfte können bis zu 6 kN betragen. Die Verbindung sollte gerade

verlaufen, damit an der Stange keine Biegung entsteht. So ist mit einem minimalen Stangenquerschnitt eine sehr steife Verbindung zu erreichen.

Es gibt zwei Gelenkausführungen für Stabilisatorlenker (**Bild 3-156**); mit Gummilager (Kippwinkel < 10°) oder Kugelgelenken (> 10°) 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 Stangendurchmessern und -längen bzw. mit unterschiedlicher Relativstellung der Kugelgelenke zueinander Stabilisatorlenker herstellen (**Bild 3-157**).

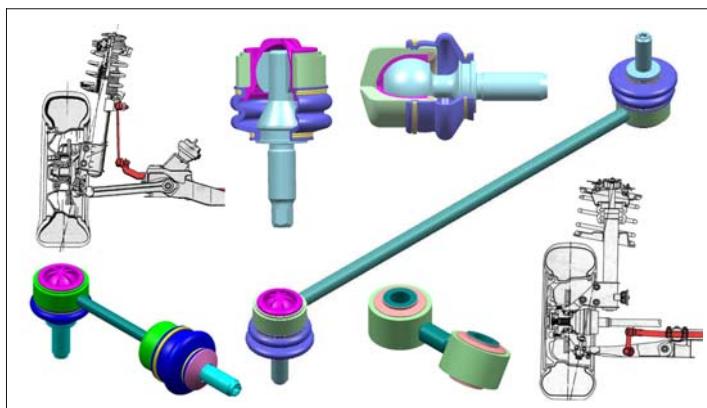


Bild 3-155:
Verschiedene Bauarten der Stabi-
lisatorlenker



Bild 3-156: Ausführungen der Stabilisatorlenker: mit Kugelgelenk gegossen, geschmiedet, mit Gummilager



Bild 3-157: Alternativ-Werkstoffe

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 auch einteilig herstellen. Damit sind jedoch für jeden Einsatzfall neue teure Werkzeuge erforderlich.

Die einteiligen Lösungen werden aus Kunststoff, aus Aluminium (geschmiedet oder gegossen) oder selten aus Zinkdruckguss hergestellt. Die kostengünstigsten sind die Stabilisatorlenker aus Kunststoff. Diese bauen jedoch großvolumiger als die Stahlstange, die üblicherweise einen Durchmesser von 7 bis 12 mm hat (Bild 3-158).

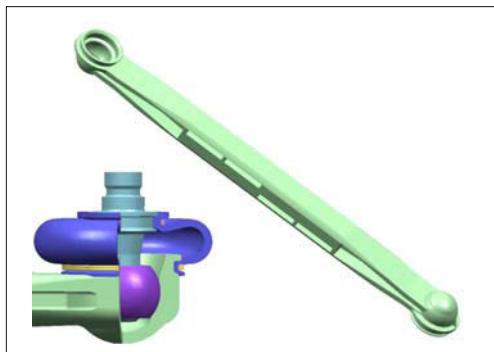


Bild 3-158: Kostengünstige Kunststoffausführung

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 Reibschweißverfahren mit den Rohrenden verbunden (Bild 3-159).

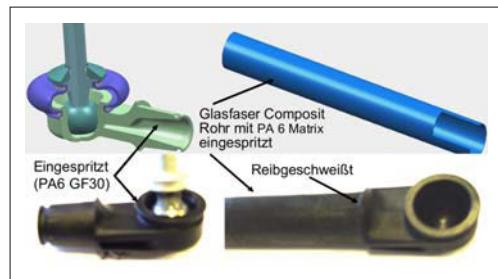


Bild 3-159: Stabilisatorlenker aus Composit-Kunststoff

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 3-160). Der übliche zulässige Temperaturbereich ist –40 bis +80 °C.

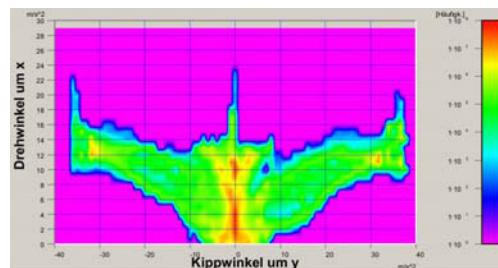


Bild 3-160: Winkelhäufigkeit Federbein-Stabilenker

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 Geraudeauffahren sowie die Vermeidung des Stick-Slip-Effektes. 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.

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. Darüber hinaus müssen sie sich zu niedrigen Kosten 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, größere 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 3-161**).



Bild 3-161: Stabilisatorlenker mit eingespritzten Aluminiumdruckgussgehäuse [Quelle: THK]

Um dabei die Kosten zu senken, muss die Anzahl der Einzelteile und der Montageschritte reduziert werden. Ein Beispiel dazu zeigt die Zinkdruckguss Ausführung der Fa. ZF Lemförder (**Bild 3-162**): Die Schale und der Balg sind integriert und als 2-Komponenten Hart(PA)- und Weich(PUR)-Kunststoff ausgeführt. Damit entfallen der sonst notwendige Spannring 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 zusammenschweißt. Dadurch ist es möglich, vor dem Schweißen den Bolzen gegen Korrosion zu beschichten, wo hingegen die Kugel wegen sonst hoher Reibung und Verschleiß unbehobelt bleibt. Nach der Montage von Kugelzapfen, Schale und Balg werden diese zusammen mit der Verbindungsstange in ein Druckgusswerkzeug eingelegt und mit Zink umspritzt. Um die Kosten noch weiter zu senken, kann statt Zink auch Kunststoff (PA) eingesetzt werden. Die perfekte Kugelform und geeignetes Fett sowie der „Temperefekt“ (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, so dass eine lange Lebensdauer gewährleistet ist.

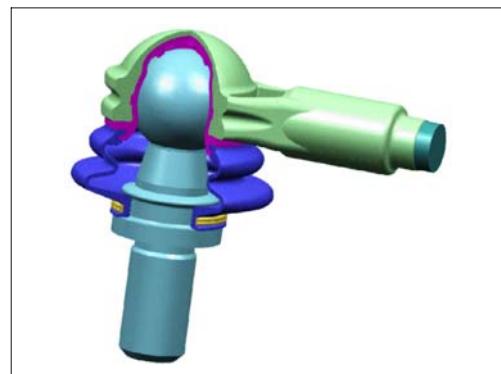


Bild 3-162: Stabilisatorlenker mit eingespritzten Zinkdruckgussgehäusen und integrierter Schale/Balg sowie ohne Spannring und Deckel [Quelle: ZF Lemförder]

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 3-163**).

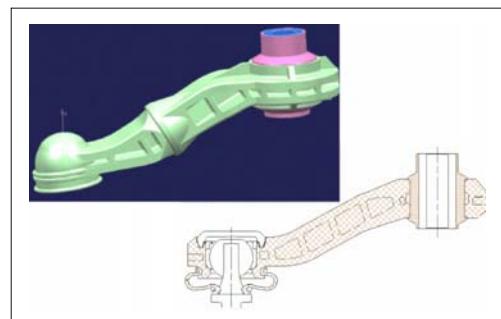


Bild 3-163: Mit Kunststoff umspritztes Gummilager

Stabilisator Berechnungen

Den wesentlichen Verformungsbeitrag liefert im Idealfall der Stabilisatorrücken. Die aktuellen Torsions- und Biegemomente können dabei hinreichend genau bezüglich der Skeletlinie des unbelasteten Stabilisators berechnet werden. Der Querkrafeinfluss ist meist vernachlässigbar. Die Verformung eines derartigen Systems lässt sich mit dem Arbeitssatz ermitteln. Für den in Bild 3-164 gezeigten symmetrischen, ebenen Stabilisator gelten für die Formänderungsenergie:

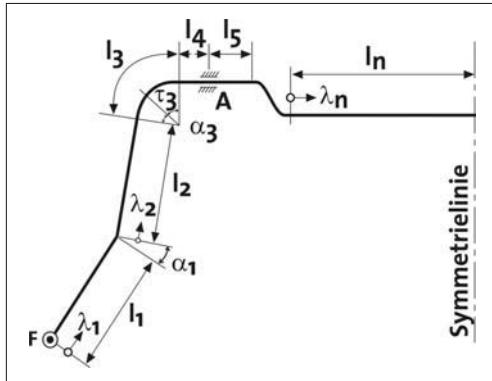


Bild 3-164: Skizze zur Definition der einen Stabilator beschreibenden Größen

$$W = 2 \sum_{i=1}^n \left[\int_0^{l_i} \frac{M_{bi}^2}{2EI} \cdot d\lambda_i + \int_0^{l_i} \frac{M_{ti}^2}{2GI_p} \cdot d\lambda_i \right] \quad (3.25)$$

Die Einfederung beider Stabilisatoren gegeneinander erhält man nach dem 1. Satz von Castigiano zu:

$$s = \frac{\delta W}{\delta F} \quad (3.26)$$

$$s = 2 \sum_{i=1}^n \left[\int_0^{l_i} \frac{M_{bi}}{2EI} \cdot \frac{M_{bi}}{\delta F} \cdot d\lambda_i + \int_0^{l_i} \frac{M_{ti}}{2GI_p} \cdot \frac{M_{ti}}{\delta F} \cdot d\lambda_i \right] \quad (3.27)$$

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:

$$\frac{1}{c} = \frac{2}{G \cdot I_p} \sum_{i=1}^n \left[\frac{1}{1 + \mu} \cdot \int_0^{l_i} \left(\frac{\delta M_{bi}}{\delta F} \right)^2 \cdot d\lambda_i + \int_0^{l_i} \frac{1}{GI_p} \cdot \left(\frac{\delta M_{ti}}{\delta F} \right)^2 \cdot d\lambda_i \right] \quad (3.33)9$$

Die Vorgehensweise bei der Berechnung der Federrate c soll an dem in **Bild 3-165** dargestellten einfachen Beispiel gezeigt werden.

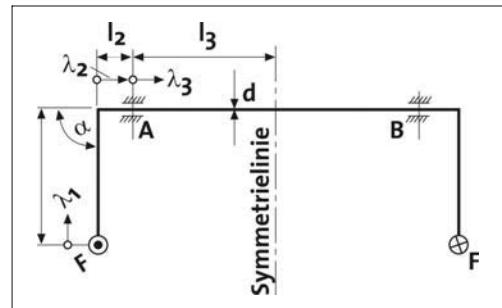


Bild 3-165: Skizze zur Berechnung eines einfachen Stabilisators

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 Kunststoffflagerschalen 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 3-166**.

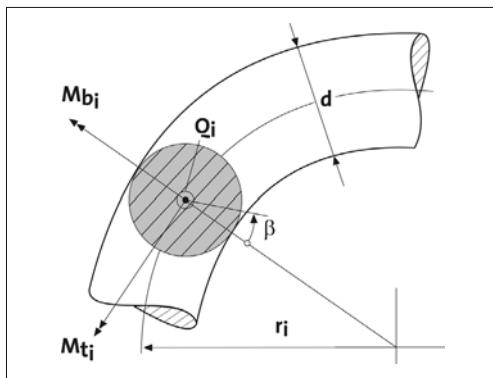


Bild 3-166: Gekrümmter Vollstabilisator

Für das Krümmungsverhältnis gilt:

$$w_i = 2 \frac{r_i}{d} \quad (3.39)$$

Daraus ergibt sich für die relative Exzentrizität im Abschnitt *i*:

$$\nu_i = \frac{1}{2} \left[w_i - \sqrt{w_i^2 - 1} \right] \quad (3.40)$$

Die Schubspannung infolge des Torsionsmoments erhält man aus:

$$\tau(M_{ti}) = \frac{M_{ti}}{I_p} \cdot \frac{\sqrt{1 - 2\nu_i \cdot \cos\beta + \nu_i^2}}{1 - \frac{\cos\beta}{w_i}} \quad (3.41)$$

Die Schubspannung infolge Querkraft erhält man aus:

$$\tau(Q_i) = \frac{Q_i}{A} \cdot \frac{1 + 2\nu_i}{1 + \nu_i} \cdot \cos\beta \quad (3.42)$$

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 3-167 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:

$$\tau(Q_i) = \frac{Q_i}{A} \cdot \frac{1 + 2\nu_i}{1 - \left(\frac{d_i}{d_e}\right)^2} \cdot \cos\beta \quad (3.45)$$

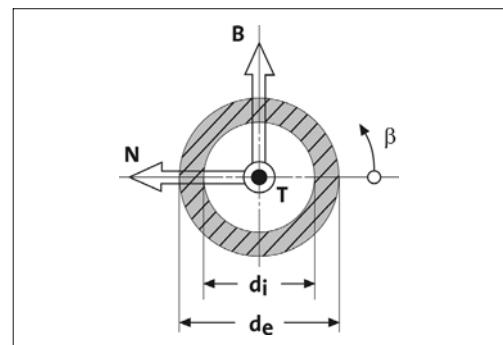


Bild 3-167: Gekrümmter Rohrstabilisator

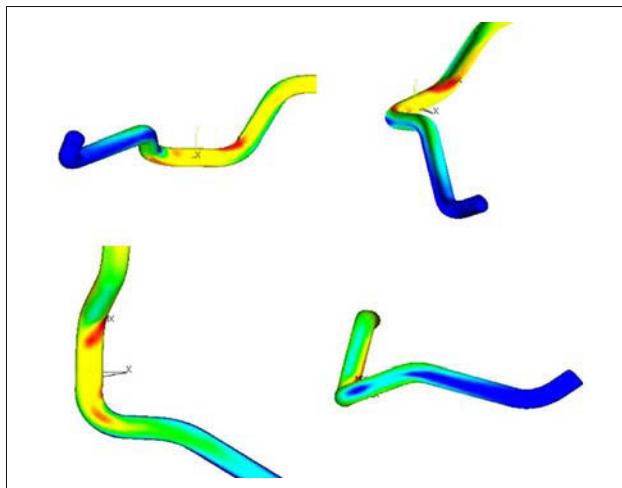


Bild 3-168:
Spannungsverteilung an einem
Vollstabilisator berechnet mit
Finite-Elemente-Methoden (FEM)

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 3-168**) [38].

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 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.

3.5.2.4 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.

Die Gestalt einer schraubenförmigen Achsfeder hängt wesentlich von der Achskonstruktion ab. Sie wird unter anderem von der Art der Lasteinleitung und von den vorhandenen Bewegungsfreiräumen bestimmt. Im Prinzip unterscheidet man zwei verschiedene Lasteinleitungsarten. Bei der ersten Variante (**Bild 3-169**) ist die Feder um den Dämpfer angeordnet. Das eine Ende wird auf das andere zugeführt, so dass eine praktisch biegemomenten- und querkraftfreie Einfederung mit ideal gleichmäßiger Windungsbeanspruchung vorliegt. Dies ist beispielsweise der Fall beim Federbein, bei dem Feder und Dämpfer eine Einheit bilden.

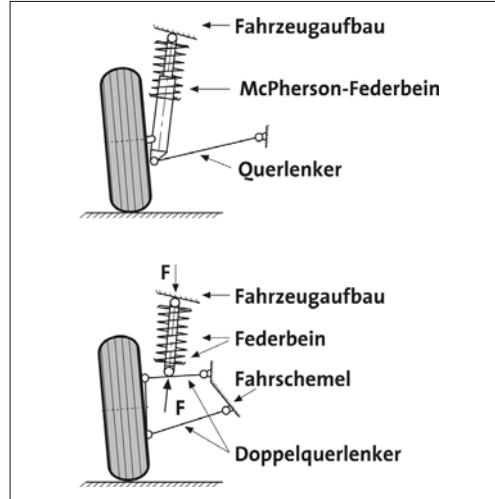


Bild 3-169: Federanordnung um den Dämpfer [37]

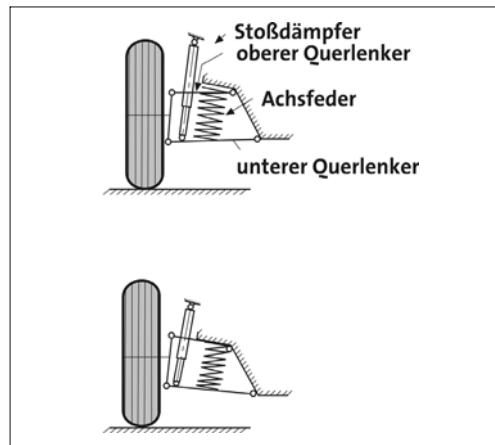


Bild 3-170: Federsitz auf einem Querlenker [37]

Bei der zweiten Lasteinleitungsart wird das auf einem Lenker sitzende Federende auf einer Raumkurve geführt. Die dadurch 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 3-170** 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 3-171**, 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.



Bild 3-171: Parallelschaltung (links) und Reihenschaltung (rechts) von Federn

Darüber hinaus können zur Erzielung der Progressivität die Federn in Reihe angeordnet werden, z.B. als Federsatz aufeinander gestellt (**Bild 3-171**, 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 bei dieser Lösung ist außerdem, dass die Blocklänge bzw. die ungespannte Länge der Federn größer wird.

Eine weitere Lösung bieten Federn mit unterschiedlichen Windungsabständen (**Bild 3-172**). 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 3-172** lassen sich vermeiden, wenn man einen Draht verwendet, dessen Durchmesser inkonstant ist. 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 [39].

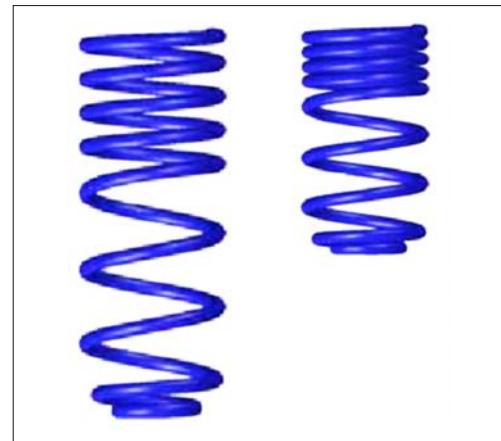


Bild 3-172: Progressivität durch unterschiedliche Windungsabstände

Bei Gestaltung dieser Feder können der Außen-durchmesser, der mittlere Windungsdurchmesser oder der Innendurchmesser konstant sein. 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, die für den progressiven Kennlinienverlauf ausgeschaltet werden müssen, bedingt. Hierbei entstehen Geräusche und außerdem wird sehr bald der Korrosionsschutz zerstört, was unter Umständen zur Verminderung der Lebensdauer führen kann (**Bild 3-173**).

Der Wunsch zur Vermeidung dieser Nachteile einerseits als auch andererseits das Streben nach Federn, die sich räumlich an erwünschte Konstruktionsabmes-sungen besser anpassen lassen, führte zur Entwick-lung von Schraubendruckfedern, die sowohl durch inkonstanten Draht als auch variablen Windungs-durchmesser gekennzeichnet sind. Auf diese Weise lässt sich eine ganze Reihe von Federn gestalten, die den jeweiligen Erfordernissen der Konstruktion hin-sichtlich Federdurchmesser und Baulänge weitgehend angepasst ist. Wegen der kleinen Blocklänge erhiel-

ten 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 Windungsberührungen vermieden. Allerdings muss bei dieser Federform die Gestaltung des Tellers besonders berücksichtigt werden (**Bild 3-174**).

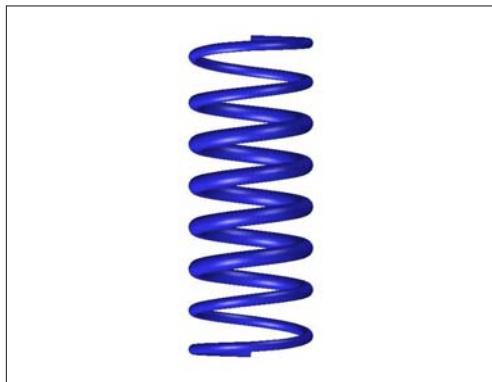


Bild 3-173: Progressivität durch variablen Drahtdurchmesser



Bild 3-174: Miniblockfeder

Side-Load-Feder

Einen Sonderfall bildet die Side-Load-Feder. Diese wird bei McPherson-Federbeinen eingesetzt [40]. Bei einer zentrisch zum Dämpferrohr angeordneten zylindrischen Schraubendruckfeder üblicher Bauart können an der Dämpferstange hohe Querkräfte auftreten, die zu einem stukkerigen Einfedern und vorzeitigem Dämpferkolben- und Dichtungsverschleiß führen (**Bild 3-175**). Der im Interesse der Reibkraftreduzierung oft angewendeten Schrägstellung einer konventionellen zylindrischen Schraubendruckfeder sind jedoch häufig Bauraumgrenzen zum Reifen gesetzt.

Dies hat zur Entwicklung eines Schraubendruckfeder-typs geführt, dessen Federmittellinie im unbelasteten Zustand einen S-förmigen Verlauf hat [40, 41]. Diese ebenfalls über das Dämpferrohr geschobene SL-Feder nimmt dann im Arbeitsbereich wieder eine annähernd zylindrische Gestalt an.

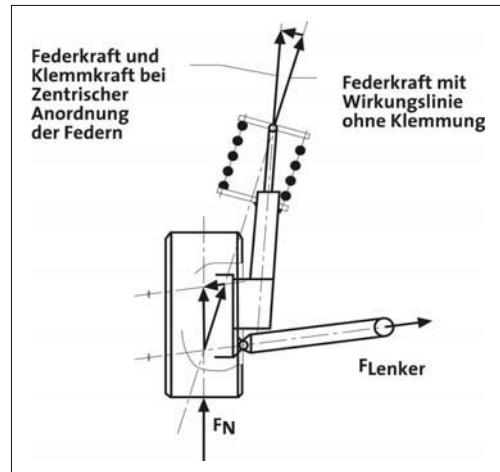


Bild 3-175: Klemmkräfte an der Kolbenstange



Bild 3-176: Konventionelles Federbein (links) und Federbein mit SL-Feder (rechts).

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, so dass 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 3-177** 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 (**Bild 3-177**).

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 Innen- oder Außendurchmesser führen. Die Endenformen sind:

- 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 Schraubenfeder mit angelegten und geschliffenen Endwindungen (**Bild 3-178**, 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 [35].

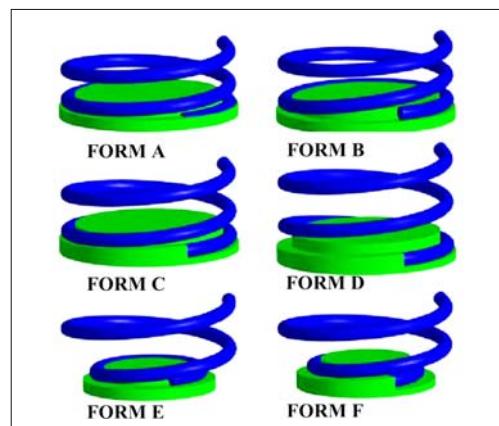


Bild 3-178: Endenformen von Schraubendruckfedern

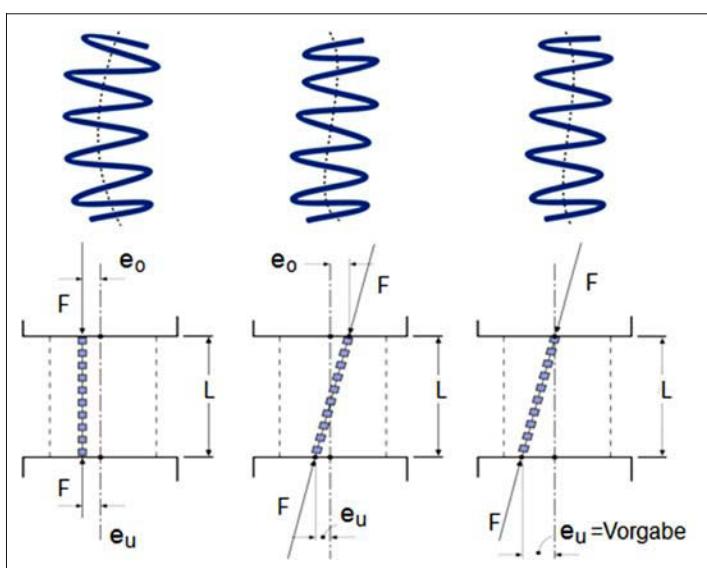


Bild 3-177:
Platzierung der Kraftwirkungslinie
[42]

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). 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 Schraubendruckfedorvariante 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. Ablaubohrungen 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 3-179**). Auf diese Weise lassen sich auch akustische Probleme minimieren.

Insbesondere bei McPherson-Radaufhängungen muss der Federteller auch für eine Verdreh sicherung der Feder sorgen. Eine solche Verdreh sicherung 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 Gummienteilungen sinnvoll (**Bild 3-179**). Formschluss im Auflagebereich kann man beispielsweise durch ein

elliptisches Federauge mit dementsprechender Kontur des Federtellers erreichen. Kraftschluss liegt bei einem einen V-förmigen Federsitz vor (**Bild 3-180**). Zusätzlich unterscheidet man zwischen Außen- und Innenzentrierung der Feder. In **Bild 3-179** führt der Teller die Feder außen mit einem Kragensegment. In **Bild 3-181** ist der obere Federteller für eine zylindrische Feder bei einer McPherson-Achse dargestellt. Bei diesem Teller liegt eine Innenführung der Feder ohne Gummiauflage vor.



Bild 3-179: Federteller mit Außenzentrierung und Gummiauflage



Bild 3-180: Federteller mit V-Nut



Bild 3-181: Federteller mit Innenzentrierung

Häufig werden an Federtellern so genannte 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 3-180** dargestellten unteren Federteller einer McPherson-Achse dargestellt. Das eingezogene Federauge sitzt bei diesem Teller in einer so genannten 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, so dass zur Realisierung einer Verdreh sicherung auf eine Gummiauflage verzichtet werden kann.

Berechnung

In Abhängigkeit von 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 3-182**).

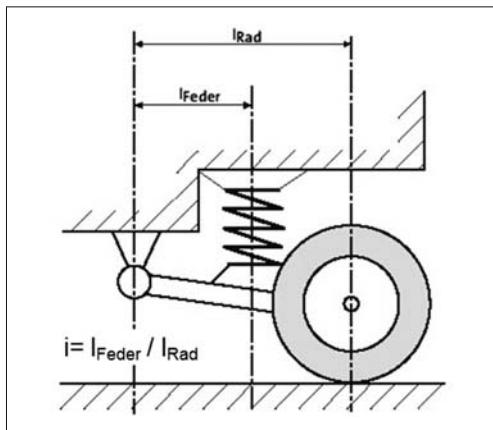


Bild 3-182: Hebelübersetzung i

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 3-183**).

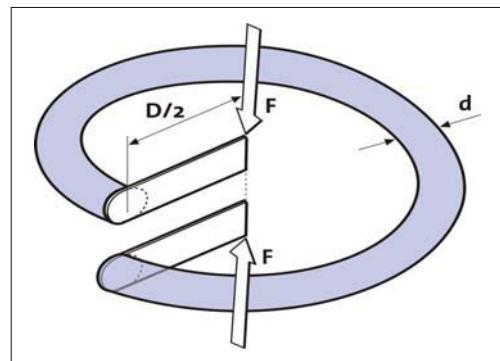


Bild 3-183: Berechnungsgrößen bei einer Schraubendruckfeder

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:

$$s = \frac{8 \cdot F \cdot D^3 \cdot n}{G \cdot d^4} \quad (3.51)$$

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. Auf diese Weise ist die ideale Schubspannung rotationssymmetrisch. 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 3-184**).

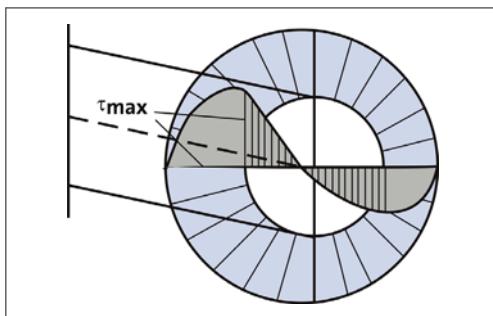


Bild 3-184: Spannungserhöhung am Windungsinnenrand

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 3-185**).

$$\lambda = \frac{L_0}{D} \quad (3.59)$$

Darin ist L_0 die Leerlänge der Feder und D der Durchmesser.

Zur Berechnung des Knickfederweges 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.

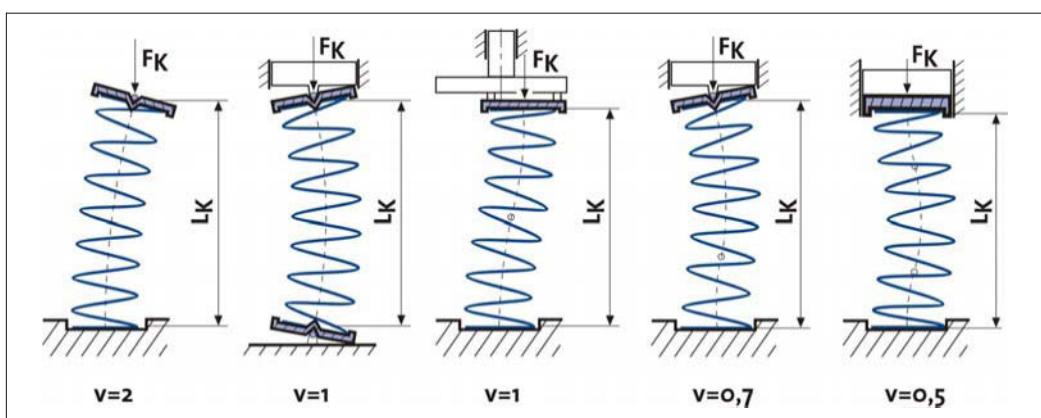


Bild 3-185: Einfluss der Federendenlagerung durch den Lagerungsbeiwert

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 ist die Darstellung durch eine Kraftschraube geeignet. 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 3-186).

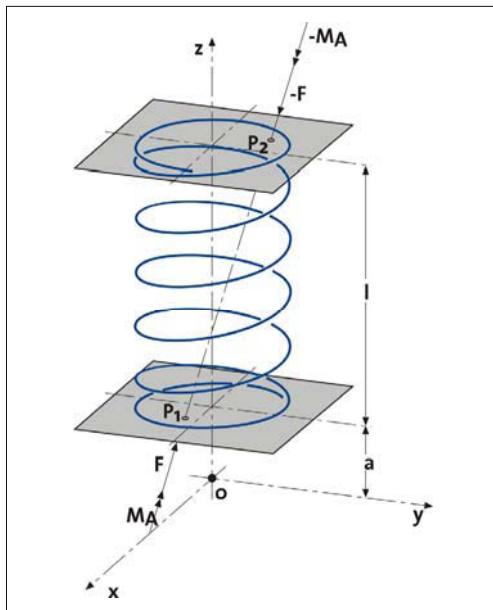


Bild 3-186: Kraftschraube [43]

Die Lage der mit der Kraftwirkungslinienrichtung der Kraft F übereinstimmenden Zentralachse des gesamten Systems errechnet sich aus der Bedingung, dass das zugehörige Moment M_A parallel zur Kraft F gerichtet sein muss [43].

$$\bar{M}_A = \bar{M} - \bar{r}_A \times \bar{F} \quad (3.62)$$

Für den Ortsvektor, der senkrecht auf die Zentralachse trifft, gilt:

$$\bar{r}_A = \frac{\bar{F} \times \bar{M}}{\bar{F} \cdot \bar{F}} \quad (3.63)$$

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 [44]. 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 komplette Berechnung des Zustands einer Feder während des Einfederns durchzuführen. Bei optimaler Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Bauraums lässt sich so eine Federform generieren, bei der die Anforderungen an die Kraftwirkungslinie gezielt erreicht werden. Von Seiten des Fahrzeugherstellers 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 Anpassung der Form des Federkörpers mit Hilfe der FEM-Berechnung. Dabei wird beispielsweise die Kraftwirkungslinie relativ zur Dämpferachse in der gewünschten Richtung positioniert [41]. Auch die Steigung der einzelnen Windungen kann damit so optimiert werden, dass es bei der Einfederung nicht zu Windungsberührungen kommt. Die Feder wird somit mit ihrer nun sehr 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 3-187 ist ein Federmodell nach der analytischen Auslegung bzw. nach der FEM-Auslegung dargestellt. Das Resultat einer Windungsoptimierung zeigt Bild 3-188. Die Ermittlung der Federrate, der Federkraft, des Federmoment, der Kraftdurchstoßpunkte und die Verformung der Feder bei unterschiedlichen Belastungszuständen werden auf Rahmenprüfwaagen durchgeführt (Bild 3-189).

Mit der Verwendung von 6 Kraftaufnehmern, die unter bekannten geometrischen Verhältnissen eingebaut sind, entsteht ein räumlich messendes Koordinatensystem, das die Ausgabe der beschriebenen Größen gestattet. Bei üblichen Rahmenprüfwaagen werden die 6 Kraftaufnehmer ausschließlich unterhalb der eingespannten Feder eingebaut [45]. 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.

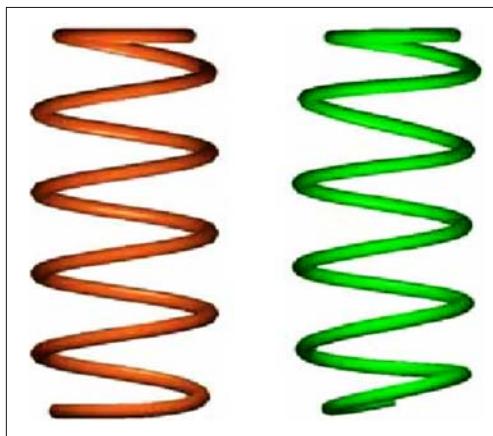


Bild 3-187: Federmodell nach der analytischen Auslegung (links) und der FEM-Auslegung (rechts)

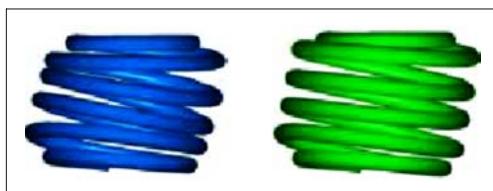


Bild 3-188: Federmodell vor der Windungsoptimierung (links) und nach Windungsoptimierung (rechts)



Bild 3-189: Rahmenprüfwaage [45]

3.5.3 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 [46]. Darüber hinaus muss der Werkstoff kerb- und rissunempfindlich sein, was gleichbedeutend mit einer hohen Zähigkeit ist. Als Funktions-eigenschaften 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 Grundaufordungen 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, so genannte „Wolastonite“ erzeugt [46].

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, Aushärten 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, Härbarkeit 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 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 Halbzeugformen (Draht, Band, Blech oder Rohr) und der Werkstoffzustand (vergütbar oder nicht vergütbar). 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 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 wird die Feinkörnigkeit und damit die Bruchzähigkeit erhöht, so dass sich Spannungsspitzen an Korrosionsnarben infolge plastischer Verformung besser abbauen.

Mit diesem Wissen entstand beispielsweise der so genannte 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 Austenitkörner 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 entsprechen. 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 [47]. Der geringere Elastizitätsmodul bietet in Kombination hiermit besondere Vorteile beim Einsatz als Federwerkstoff, da das Gewicht einer Schraubendruckfeder näherungsweise durch folgenden Zusammenhang beschrieben wird:

$$m_{\text{Feder}} \sim \frac{G \cdot Q}{\tau^2} \quad (3.64)$$

Wie aus diesem Zusammenhang zwischen dem Feder gewicht m , dem Schubmodul G , der Dichte Q 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, festhaftenden 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.

3.5.4 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.

3.5.4.1 Warmumformung

Die Fertigung von warmgeformten Federelementen läuft grundsätzlich für alle Federarten nach dem gleichen Schema 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, so dass sich ein wesentlich differenzierteres Ablaufschema ergibt [35].

In **Bild 3-190** ist beispielhaft der Fertigungsablauf bei Schraubendruckfedern und Blattfedern gezeigt. Die Warmformgebung von Federn erfolgt im Allgemeinen bei höheren Temperaturen. Dazu erfolgt eine Erwärmung des Vormaterials in neutraler oder leicht oxidierender Atmosphäre auf Temperaturen von 830 °C bis 900 °C. Im weiteren Verlauf wird kurz auf den spezifischen Herstellungsprozess der verschiedenen Federarten bei der Warmumformung eingegangen.

Blattfederfertigung		Schraubenfederfertigung	
Stahllager	Stahllager	Stahllager	Stahllager
Augen rollen, Auswalzen, Lochen, Blechschneiden usw.		Oberflächenbehandlung Ziehen, Schleifen, Schälen.	
Erwärmung auf Härtetemperatur		Erwärmung auf Härtetemperatur	
Ausbiegen und Härt(en)		Wickeln	
Anlassen		Härt(en), Anlassen	
Augen aufreiben, Breite schleifen.		Setzen	
Kugelstrahlen		Rissprüfung	
Oberflächenschutz aufbringen		Kugelstrahlen	
Montieren		Oberflächenschutz aufbringen	
Setzen, Prüfen, Signieren		Prüfen, Signieren	
Fertiglager		Fertiglager	

Bild 3-190:
Ablaufschema für die Fertigung von Blatt- und Schraubendruckfedern durch Warmumformung

Formgebung von Blattfedern

Die Längen, Dicken und Breiten von Blattfedern bzw. der Federlagen sind oft durch die jeweilige Fertigungsanlage begrenzt [35]. Alle Lagen werden in der Mitte gelocht, um sie mit Federschrauben zusammenzuhalten bzw. zu fixieren.

Die erste Federlage wird gewöhnlich mit Augen versehen, so dass in horizontaler und vertikaler Richtung Kräfte übertragen werden können. Das Formen der Augen erfolgt auf Spezialmaschinen.

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. Die restlichen Lagen einer konventionellen Blattfeder werden gewöhnlich an den Enden mit Segmentwalzen keilförmig ausgewalzt. Die Blätterenden werden abgeknickt, so dass sie die Oberfläche des Gegenblattes nicht verletzen können.

Zur Auswalzung von parabelförmigen Federlagen verwendet man spezielle Walzen. Die Form der Auswalzung wird über Kopierlineale vorgegeben. Daher ist für jede Lagenform ein spezieller Satz Lineale erforderlich. Die Blattdicke bleibt im Bereich der Mitteneinspannung konstant, um eine parallele Schichtung der Lagen untereinander zu gewährleisten. Nach dem Auswalzen werden die Lagen auf Länge geschnitten, gestempelt und über eine Kühlstrecke der automatischen Stapelung zugeführt [35]. Falls notwendig, werden zur Befestigung von Federklammern die Federlagen an den Enden mit Bohrungen versehen. Anschließend erfolgt das Ausbiegen der einzelnen Blattfederlagen in automatischen Rahmenmaschinen. Die Rahmen erhalten auf jede Federform einstellbare Biegeelemente. Die Einstellung der Biegeelemente wird mit Hilfe einer Ofenfeder vorgenommen, die alle notwendigen Vorgaben wie z.B. den Setzzuschlag beinhaltet. Nach der Erwärmung im Ofen werden die Federlagen automatisch in den Rahmen eingelegt und gebogen. Um den Härteverzug bei der Ölabschreckung zu minimieren, werden die Lagen während des Härtevorganges in der Form gehalten.

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 [35].

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 spanabhebende Bearbeitung erreicht.

Stäbe mit Verzahnung werden nach dem Stauchen geglättet, um eine problemlose mechanische Bearbei-

tung 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 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 Stabilisatoren 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 Härtöl weitergeleitet.

Formgebung von Schraubendruckfedern

Zur Fertigung der konfektionierten Stäbe werden in Abhängigkeit von der Wirtschaftlichkeit verschiedene Verfahren eingesetzt (Ziehen, Schleifen, Hämtern, Drehen, Schälen). Zur halbautomatischen oder automatischen Warmformgebung von Schraubendruckfedern wird der erwärmte Stab über einen Wickeldorn gewickelt (**Bild 3-191**). 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 (Körperfurchmesser), wird ein zweiteiliges 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.



Bild 3-191: Warmformung von Schraubendruckfedern

3.5.4.2 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 Härteln aus der Formgebungswärme darf die vorgeschriebene untere Temperaturgrenze zum Abschrecken nicht unterschritten werden. Das Abschrecken der Federn erfolgt üblicherweise in Öl, dessen Temperatur thermosta-

tisch geregelt wird, um den zum Abschrecken notwendigen Temperaturgradienten einzuhalten. Um Härterisse zu vermeiden, geschieht das Anlassen der Federn direkt im Anschluss an das Härteln; je nach gewünschter Festigkeit der Feder wird die entsprechende Anlassstemperatur und Anlassdauer festgelegt.

3.5.4.3 Kaltumformung

Beim Kaltformen werden Drähte vom Coil bis etwa 18 mm Durchmesser (für Schraubenfedern), Stäbe bis etwa 28 mm Durchmesser (für Stabilisatoren) und Rohre bis etwa 40 mm Außendurchmesser (ebenfalls für Stabilisatoren) verwendet. Ausgangsmaterial ist meist ein bereits im Anlieferungszustand vergüteter Werkstoff, der im ersten Produktionsschritt kaltgeformt wird. Hier liegt einer der Vorteile der Kaltformgebung, 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.

Durch das Spannungsarmglühen werden die durch den Kaltformgebungsprozess entstandenen schädlichen Eigenspannungen weitgehend beseitigt. Blattfedern und Drehstabfedern werden ausschließlich warmumgeformt. Daher wird im weiteren Verlauf nur auf den spezifischen Herstellungsprozess von Stabilisatoren und Schraubendruckfedern eingegangen.

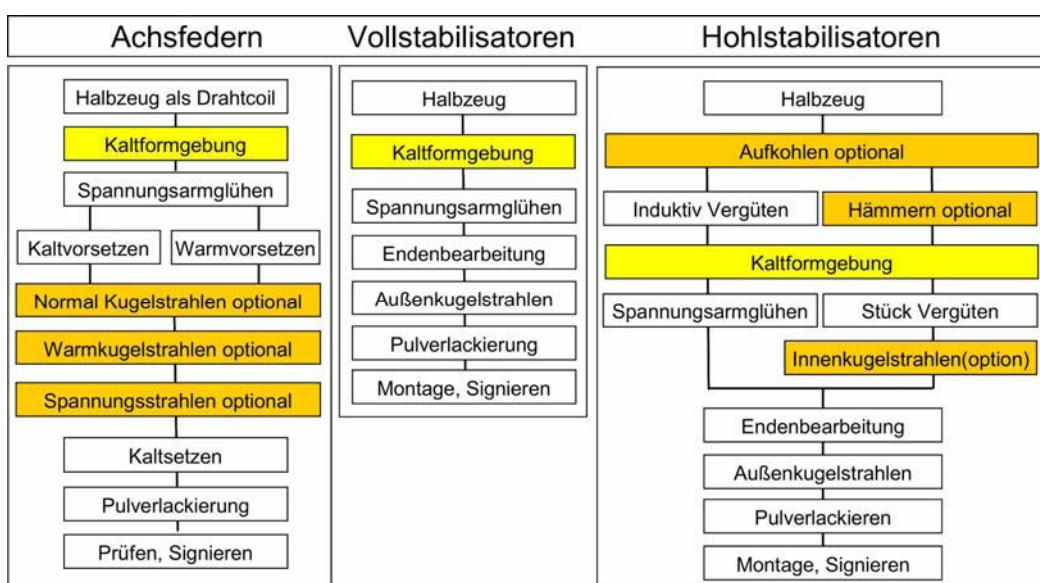


Bild 3-192: Herstellungsprozess von Achsfedern, Voll- und Hohlstabilisatoren durch Kaltumformung

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. Der Herstellungsprozess von kaltgeformten Achsfedern zeigt **Bild 3-192**, links.

Kaltumformung von Stabilisatoren

Die Formgebung erfolgt kalt weitgehend in vollautomatisch arbeitenden Werkzeugen, wobei auch partielle Erwärmungen für Stauchungen und Plättungen an den niedrig beanspruchten Schenkelenden mit durchgeführt werden. Durch geeignete Maßnahmen bei der Formgebung wird das Entstehen von Oberflächenbeschädigungen vermieden. Den Herstellungsprozess von Vollstabilisatoren zeigt **Bild 3-192**, Mitte. Die Herstellung von Vollstabilisatoren erfolgt üblicherweise mit Pressenwerkzeugen (**Bild 3-193**).

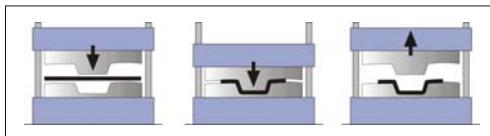


Bild 3-193: Herstellungsprozess von Vollstabilisatoren in Pressen durch Kaltumformung

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 verbunden sind. Die oft für ein schonendes Aufbringen von Gummilagern an den Stabilisatoren notwendigen Fasen werden wirtschaftlich vor dem Formen am geraden Stab durch Schleifen angebracht.

Aufgrund notwendiger Gewichtesparungen sind Rohrstabilisatoren in den letzten Jahren sehr erfolgreich und werden vermehrt eingesetzt. Je nach Beanspruchungsniveau stehen hier unterschiedliche Fertigungsverfahren zur Verfügung (**Bild 3-192**, rechts). Beispielsweise kann durch eine Reduzierung des Querschnitts durch Hämmern in niedrig beanspruchten Bereichen eine Spannungshomogenisierung erreicht werden. D.h., Verformungsarbeit wird von den hoch beanspruchten Bereichen in niedrig beanspruchte verlagert (**Bild 3-194**).

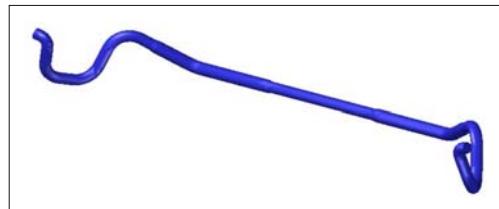


Bild 3-194: Durch Hämmern geformter Stabilisator; in der Mitte ist der Querschnitt deutlich verjüngt.

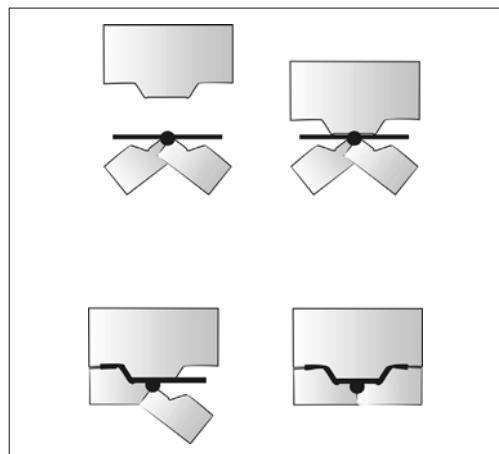


Bild 3-195: Herstellungsprozess von Rohrstabilisatoren in Doppelkopfbiegern durch Kaltumformung

Die Erzeugung der Geometrie von Rohrstabilisatoren erfolgt üblicherweise mit einem Doppelkopfbiegewerkzeug (**Bild 3-195**).

3.5.4.4 Kugelstrahlen

Das Oberflächenverfestigungsstrahlen, kurz Kugelstrahlen genannt, 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 3-196**). Die den Bruch einleitende Lastzugspannung wird dadurch zu weiter im Drahtinneren bzw. Rohrinneren 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 Schwingfestigkeitser-

höhung optimalen Strahlerfolg sind dabei die Wahl des richtigen Strahlmittels (Art, Korngröße, Härte), die günstigste Abwurfgeschwindigkeit, der Strahlmitteleinflussdurchsatz, die Schleuderradeinstellung und die Strahlzeit von besonderer Wichtigkeit. Die Strahlintensität und der Überdeckungsgrad werden ständig überwacht, um eine immer gleich bleibend hohe Qualität zu gewährleisten.

Um die Qualität der Kugelstrahlbehandlung im Betrieb zu sichern, sind neben einer Abstimmung aller signifikanten Einflussgrößen umfangreiche Kontroll- und Wartungsmaßnahmen erforderlich.

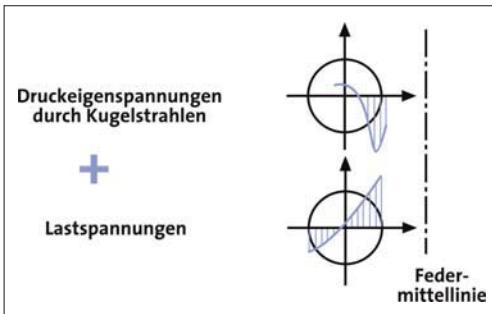


Bild 3-196: Reduzierung der Lastspannungen durch Kugelstrahlen

3.5.4.5 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 Arbeitsbereich unbedingt vermieden werden muss, lassen sich durch ein Vorsetzen während der Fertigung folgende Vorteile erzielen (**Bild 3-197**):

- ◆ Erhöhung der zulässigen Beanspruchung,
- ◆ Erzeugung eines günstigen 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.

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, können sie nicht vorgesetzt werden.

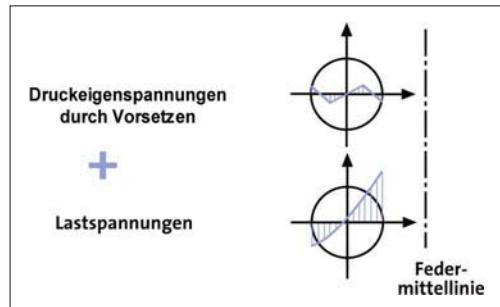


Bild 3-197: Reduzierung der Lastspannungen durch Vorsetzen

3.5.4.6 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 dem die mechanische Klammerung der Lackierung bzw. der Beschichtung verbessert wird. Bei der weiteren Behandlung kommen die bereits genannten Beschichtungsprozesse 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-Basis hergestellten Lacks sind oft lösungsmittelhaltig. Der Vorteil der Tauchlackierung ist der gute 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 anlagen-technische Aufwand und der günstige Preis zu nennen. Dem gegenüber stehen als Nachteile der geringe Umgriff der Beschichtungsschicht und der begrenzte Korrosionsschutz. Die Vorteile der kathodischen Tauchlackierung sind der bessere Umgriff sowie höhere und gleichmäßige Schichtdicken. Dem gegenüber steht der hohe anlagentechnische Aufwand.

Elektrostatische Pulverbeschichtung

Bei diesem Verfahren werden pulverförmige Beschichtungsstoffe auf der Basis von Epoxydharzen in einem elektrostatischen Feld in einer abgeschlossenen Kammer aufgetragen. In **Bild 3-198** ist dargestellt, wie die Federn während dieses Vorganges auf einem Pulvergehänge durch die Kammer geführt werden.



Bild 3-198: Federn auf Pulvergehänge

Die elektrostatische Pulverbeschichtung ermöglicht das Auftragen von höheren Schichtdicken als bei den bereits genannten Verfahren, so dass eine größere Beständigkeit des Materials gegenüber Chemikalien, Ölen und Schmierstoffen besteht. Da das an den Werkstücken vorbeigesprühte Pulver zurückgewonnen werden kann, besteht eine Materialausnutzung von nahezu 100 %, so dass von diesem Verfahren eine geringe Umweltbelastung ausgeht. Als Nachteil der elektrostatischen Pulverbeschichtung ist die Schichtdickenschwankung zu nennen. Als noch besseren Schutz gegen Steinschlagbeanspruchungen kommen auch Doppelbeschichtungen zum Einsatz.

3.5.4.7 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 Schraubendruckfedern 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.

3.5.5 Stabilisatoren zur Wankregulierung

Federungssysteme zur Wankregulierung bieten gegenüber konventionellen Stabilisatoren einen funktionalen Mehrwert (**Bild 3-199**):

- ◆ Die Karosserieneigung lässt sich bei Kurvenfahrt durch ein angepasstes Wankverhalten verringern. Ein sportliches Handling, ein verbessertes Anlenkverhalten und höhere Agilität durch die Vermeidung von Rückwirkungen der Aufbaudynamik auf das Fahrverhalten werden 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 viele Ansätze mit unterschiedlichen Ausprägungen hervorgebracht und können grob in passiv, schaltbar, semiaktiv und aktiv eingeteilt werden.

Kurvenfahrt (Wanken) Aufbaudynamik Handling (Komfort)	Kurvenfahrt (Gieren) Agilität - Stabilität Handling
Schaltbarer On-Road Stabilisator Schwingungskomfort angepasste Dämpfung Querkopplung, Kopieren Geradeausfahrt	Schaltbarer Off-Road Stabilisator Traction Gelände

Bild 3-199: Vier fahrdynamische Domänen für Stabilisatoren

3.5.5.1 Passiver Stabilisator

Ein passives Federsystem (**Bild 3-200**) 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. Durch eine sehr steife Feder würde der Aufbau zwar weniger wanken, jedoch hätte man eine harte und unkomfortable Fahrzeugabstimmung.



Bild 3-200: Morphologie Stabilisatorsysteme: passiver Stabilisator

3.5.5.2 Schaltbarer Off-Road-Stabilisator

Kennzeichnend für den Off-Road-Stabilisator ist die Fähigkeit, dass zwischen mindestens zwei Kennlinien geschaltet werden kann (**Bild 3-201**). 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 3-201: 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 3-199**, rechts unten). Ein Ausführungsbeispiel [48] ist der AOS (adaptive Off-Road-Stabilizer) von ZF Lemförder (**Bild 3-202**).

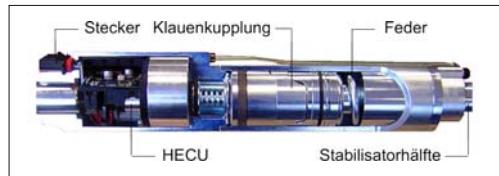


Bild 3-202: Schaltbarer Off-Road-Stabilisator (AOS)

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. Gleichtes gilt unter Failsafe Bedingungen. Vorteilhaft ist die kompakte Plug-and-Play-Anordnung vollintegriert im Stabilisator. Der AOS ist ein einbaufertiges Modul mit einer elektrischen Systemschnittstelle. Der Koppelmechanismus ist eine Klaue-Kupplung und besteht aus drei Hauptelementen. Jede Stabilisatorhälfte ist mit einem Klauelement mittelbar verbunden. Im entkoppelten Zustand haben die Klaueelemente immer Flankenüberdeckung, damit eine Zentrierwirkung beim Koppeln und somit ein sicheres Schließen erzielt wird. Das HECU-Modul (*Hydraulic Elektronische 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 (z.B. CAN, *Controller Area Network*) mit dem Fahrzeug sichergestellt.

3.5.5.3 Schaltbarer On-Road-Stabilisator

Diese Systeme besitzen mindestens zwei Kennlinien, die je nach Fahrzustand geschaltet werden (**Bild 3-203**). 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.



Bild 3-203: Morphologie Stabilisatorsysteme: schaltbarer On-Road-Stabilisator

Die Funktionen des On-Road-Stabilisators können auf der gleichen oder ähnlichen Technologie wie Off-Road-Stabilisatoren basieren. Eine Funktionsintegration von Off-Road und On-Road ist je nach Konzept möglich. Die Anforderungen bezüglich 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 3-199** unten links gekennzeichnet.

3.5.5.4 Semiaktiver Stabilisator

Semiaktive Systeme sind in der Lage, hohe Schaltfrequenzen zu realisieren (**Bild 3-204**). 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 3-204: Morphologie Stabilisatorsysteme: semiaktiver Stabilisator

Ein semiaktives Stabilisatorsystem ist als umschaltbarer Federrate und semiaktiver Wankdämpfung bekannt (**Bild 3-205**). Die Zusatzdämpfung reduziert die dynamischen Aufbauwankbewegungen in Abhängigkeit von der Anregung oder frequenzselektiv, wobei das charakteristische Schwingungsverhalten des Aufbaus berücksichtigt wird. Durch die Verminde rung der Aufbau-Wankbeschleunigung (Reduzierung Head-Toss) ergibt sich ein höherer Insassenfahrkomfort. Zusätzlich wird die Fahrsicherheit durch die Vermeidung von Resonanzüberhöhungen und Aufschaukelvorgängen erhöht.

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 und Kletterfähigkeit. 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 3-205: Domänen des semiaktiven und aktiven Stabilisators

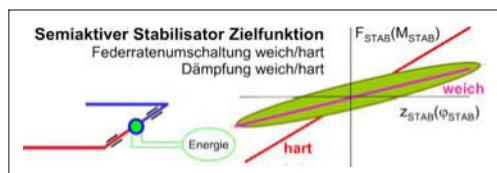


Bild 3-206: Zielfunktion des semiaktiven Stabilisators

Ein Ausführungsbeispiel besteht aus zwei parallel oder in Reihe angeordneten Federelementen plus Dämpfung (**Bild 3-206**). 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 (Verdrängers) realisiert.

$$c_{\text{ges}} = \sum_{i=1}^n c_i \quad \frac{1}{c_{\text{ges}}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i} \quad (3.65)$$

So wird zwischen zwei wirksamen Stabilisator-Federraten c_{weich} und c_{hart} umgeschaltet (**Bild 3-206**). Auf diese Art wird über die Grundauslegung ein Basis Eigenlenk- und Wankverhalten realisiert.

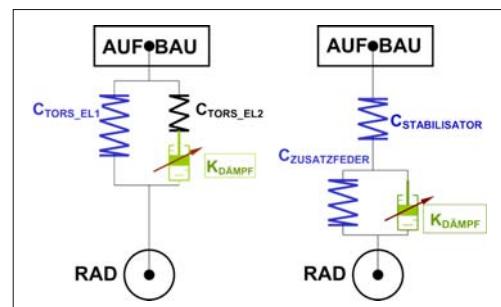


Bild 3-207: Federelemente und Kraftsteller in Parallelgeschaltung (links) und Reihenschaltung (rechts)

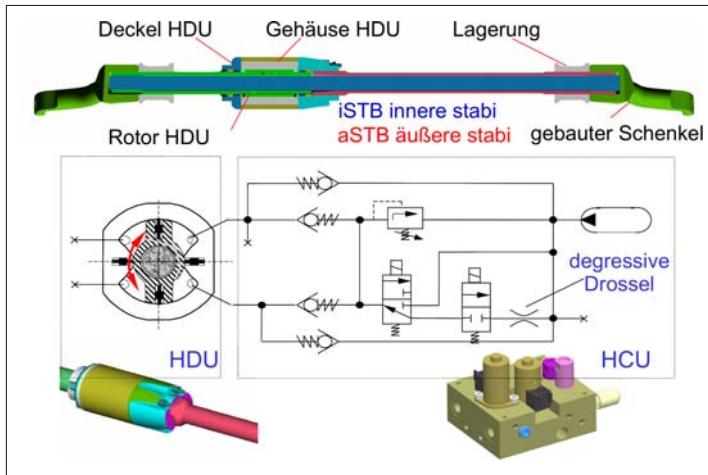


Bild 3-208:
Adaktiver Stabilisator mit Wankdämpfung [Quelle: ZF Lemförder]

Die semiaktive Zusatzdämpfung wird durch eine Relativbewegung zwischen den beiden Federelementen erzeugt. Der Volumenstrom kann mit Hilfe der Ventilansteuerung variabel gedämpft werden. **Bild 3-208** zeigt ein Ausführungsbeispiel der ZF Lemförder [49].

3.5.5.5 Aktiver Stabilisator

Mit aktiven Systemen können zwischen dem Aufbau und dem Fahrwerk je nach Bedarf Kräfte und Momente eingeleitet und gewünschte Stellwege erzeugt werden (**Bild 3-209**). 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. Diese Systeme sind in Abschnitt 7.6.2.3 beschrieben.

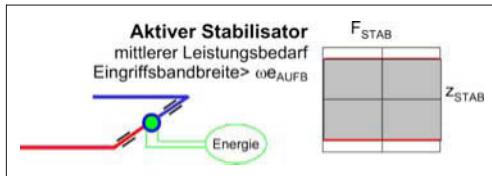


Bild 3-209: Morphologie Stabilisatorsysteme: aktiver Stabilisator

Beim aktiven Stabilisator können gezielt Gegenwankmomente aufgebracht werden. Durch das aktive Verdrehen des Stabilisators bei Kurvenfahrt wird der Wankwinkel reduziert und der Fahrzeugaufbau horizontiert. Die Entkopplung bei Geradeausfahrt redu-

ziert Kopiereffekte, weil keine Vertikalmomente an der Fahrzeugachse gestellt werden (**Bild 3-205**). Der Fahrkomfort wird wesentlich erhöht. Die Fahrsicherheit wird durch optimale Eigenlenk- sowie gutmütige Lastwechselreaktionen gesteigert.

3.5.6 Federung für Niveauregelung

3.5.6.1 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 kompensiert. Die Federung und Dämpfung kann mit diesem System weich und komfortabel gestaltet werden. Die Radstellung und Beleuchtung sind unabhängig vom Beladungszustand. Eine ausführliche Beschreibung der Systeme findet sich in Abschnitt 7.6.3.4. Hier soll nur über solche Bauelemente berichtet werden, bei denen die Bauelemente für die Dämpf- und Federfunktion in einer Baueinheit zusammengefasst sind. Die Funktionen, ihre Berechnung und Bauarten der Federung sowie Dämpfung werden beschrieben.

Es gibt zwei unterschiedliche Ausführungen: die Luftfederung und die hydropneumatische Federung. **Bild 3-210** zeigen die prinzipiellen Ausführungen von Luftfeder und Hydropneumatik. Die eigentliche Niveauregelung wird durch Zu- bzw. Abfuhr von Luft (Luftfeder) oder Öl (Hydropneumatik, Nivomat) über den Anschluss der Energieversorgung bewerkstelligt. Bei der Hydropneumatik bildet der hydraulische Verstellzylinder mit dem Dämpfer eine Einheit. Diese unterscheidet man nach extern versorgten Federelementen (Federzylinder) und nach Selbstpumpenden Federelementen (Nivomat) [50].

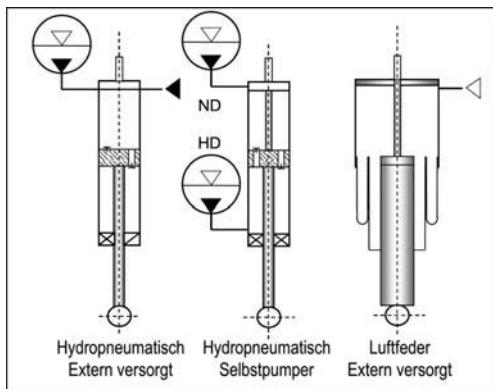


Bild 3-210: Niveauregelung mit Luft- und hydropneumatischer Federung

Das physikalische Verhalten einer Gasfeder lässt sich mit dem thermodynamischen Grundsatz (Gl. 3.66) der polytropen Zustandsänderung beschreiben (**Bild 3-211**):

$$p \cdot V^n = \text{const} \quad (3.66)$$

mit

p : Systemdruck

V : Systemvolumen

n : Polytropenexponent ($1 < n < 1,4$); $n = 1$ beim statischen Federungsvorgang (isotherm) $n = 1,4$ beim dynamischen Federungsvorgang (adiabat)

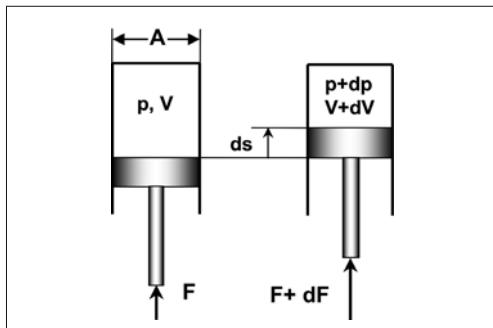


Bild 3-211: Gasfeder, schematisch

Der Gradient dieser Kennung stellt die Federsteifigkeit der Gasfeder dar. Der Gradient lässt sich durch Differentiation von Gl. (3.66) ermitteln.

$$V^n \cdot dp + n \cdot p \cdot V^{n-1} \cdot dV = 0 \quad (3.67)$$

$$\frac{dp}{dV} = -\frac{n \cdot p \cdot V^{n-1}}{V^n} = -\frac{n \cdot p}{V} \quad (3.68)$$

Mit A als Kolbenfläche, $dp = dF/A$, $dV = -A \cdot ds$ und $dF = c \cdot ds$ (**Bild 3-212**) 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 angenehrt $p \approx p_i$.

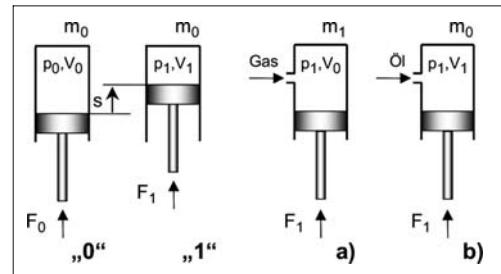


Bild 3-212: Gasfeder schematisch mit Federkennlinie

3.5.6.2 Niveauänderung mit Gasfeder

Die Niveauänderung kann mittels einer Gasfeder grundsätzlich auf zwei verschiedene Arten erfolgen (**Bild 3-213**):

- ♦ durch Zu- oder Abführen von Gas (Luftfeder),
- ♦ durch Zu- oder Abführen von Öl (hydropneumatische Feder).

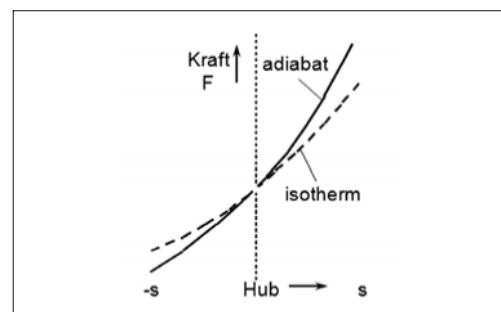


Bild 3-213: Ausgleich des Niveaus durch Gas oder Ölzufluss

Im Auslegungspunkt „,0“ der Gasfeder gilt jeweils

$$c_{\text{pol},0} = \frac{n \cdot A^2 \cdot p_0}{V_0} \quad (3.71)$$

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 3-214, Punkt 1). Die Federsteifigkeit der Luftfeder ergibt sich somit zu:

$$c_1 = \frac{n \cdot A^2 \cdot p_1}{V_0} \quad (3.72)$$

Dies entspricht einer linearen, lastabhängigen Federatenänderung.

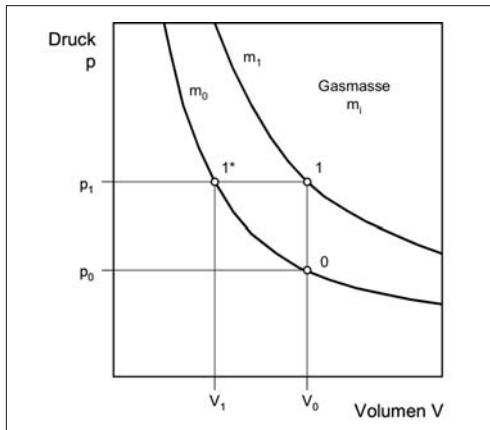


Bild 3-214: Niveaumodell für Luftfeder und hydropneumatische Feder

Hydropneumatische Feder

Bei der hydropneumatischen Feder erfolgt der Niveaumodus durch Nachförderung von inkompressiblem Öl. In diesem Fall bleibt die Gasmasse m_0 konstant; die Druckänderung zu p_1 erfolgt entlang der Ausgangspolytropen m_0 (Bild 3-214 Punkt 1*).

Die Federsteifigkeit der hydropneumatischen Feder ergibt sich aus

$$c_{\text{pol},1} = \frac{n \cdot A^2 \cdot p_1}{V_1} \quad (3.73)$$

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

$$c_{\text{pol},1} = \frac{n \cdot A^2 \cdot p_1^{\frac{n+1}{n}}}{p_0^{\frac{1}{n}} \cdot V_0} \quad (3.75)$$

Für vergleichende Darstellungen genügt es, den isothermen Federungsvorgang ($n = 1$) zugrunde zu legen, dies entspricht einer quadratischen, lastabhängigen Federatenänderung.

$$c_1 = \frac{A^2 \cdot p_1^2}{p_0 \cdot V_0} \quad (3.76)$$

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 3-215), 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 $R_{a(0)}$ ausdrücken.

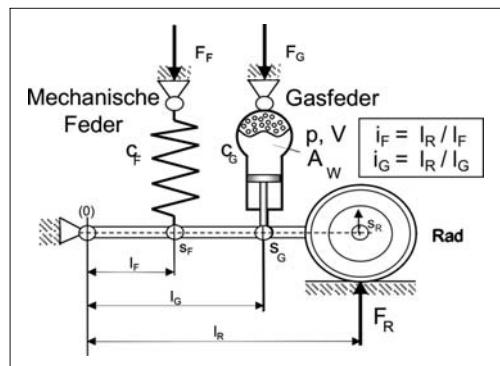


Bild 3-215: Übersetzungsverhältnisse

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 Schräglage 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 gilt:

nisse ergibt sich für die Radaufstandskraft (Radlast) F_R :

$$\sum M_{(0)} = F_R \cdot l_R - F_G \cdot l_G - F_F \cdot l_F \quad (3.78)$$

$$F_R = \frac{F_G}{i_G} + \frac{F_F}{i_F} \quad (3.79)$$

Zwischen den Hüben s_G und s_F der Federelemente und dem Radhub s_R lässt sich mit den Übersetzungen folgender Zusammenhang darstellen:

$$F_G = c_G \cdot s_G = c_G \frac{s_R}{i_G} \quad (3.80)$$

$$F_F = c_F \cdot s_F = c_F \frac{s_R}{i_F} \quad (3.81)$$

Hieraus kann die Gleichung für die Gesamtfederrate c_R am Rad abgeleitet werden:

$$F_R = c_R \cdot s_R = \left(\frac{c_G}{i_G^2} + \frac{c_F}{i_F^2} \right) \cdot s_R \quad (3.82)$$

$$c_R = \frac{c_G}{i_G^2} + \frac{c_F}{i_F^2} \quad (3.83)$$

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 :

$$F_R = \frac{F_G}{i_G} = \frac{A_w \cdot p_1}{i_G} \quad (3.84)$$

Berücksichtigt man die bereits abgeleiteten Beziehungen für die Federraten von Luftfeder und hydropneumatischer Feder, lässt sich für volltragende Gasfeder systeme 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 $n = 1$

$$c_R = \frac{A_w^2 \cdot p_1}{i_G^2 \cdot V_0} \quad (3.85)$$

$$c_R = \frac{A_w \cdot F_R}{i_G \cdot V_0} = const \cdot F_R \quad (3.86)$$

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 $n = 1$

$$c_R = \frac{A_w^2 \cdot p_1^2}{i_G^2 \cdot p_0 \cdot V_0} \quad (3.87)$$

$$c_R = \frac{F_R^2}{p_0 \cdot V_0} = const \cdot F_R^2 \quad (3.88)$$

Die Federrate ist in diesem Fall proportional zum Quadrat der Radlast.

beeinflussung der Aufbaueigenfrequenz

Mit einer Änderung der Aufbaueigenfrequenz n_e ist stets eine Änderung des Komfortverhaltens des Fahrzeugs verbunden. Es ist daher wünschenswert, dass sich die Aufbaueigenfrequenz mit zunehmender Beladung möglichst wenig ändert. Ausgehend von der Eigenfrequenz eines Einmassenschwingers

$$n_e = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (3.89)$$

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

$$n_e = \sqrt{\frac{g \cdot c_R}{F_R}}, \quad (n_e \text{ in } 1/\text{min}) \quad (3.90)$$

oder die Aufbaufrequenz

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g \cdot c_R}{F_R}}, \quad (f \text{ in Hz}) \quad (3.91)$$

Lineare Stahlfeder

Beim alleinigen Einsatz einer linearen Stahlfeder ($c = const$) nimmt die Aufbaueigenfrequenz mit zunehmender Beladung ab

$$n_e = const \cdot \sqrt{\frac{1}{F_R}} \quad (3.92)$$

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:

$$n_e = \sqrt{\frac{g \cdot A_w}{i_G \cdot V_0}} = const \quad (3.93)$$

Volltragende hydropneumatische Feder

Bei Verwendung einer volltragenden hydropneumatischen Feder resultiert für $n = 1$

$$n_e = \sqrt{\frac{g \cdot F_R}{i_G^2 \cdot p_0 \cdot V_0}} = \text{const} \cdot \sqrt{F_R} \quad (3.94)$$

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 3-216, c**). Dies entspricht einer quadratischen, lastabhängigen Federratenänderung.

Bild 3-216 zeigt, dass eine aus Komfortgründen von der Zuladung unabhängige Aufbaueigenfrequenz nur durch eine teiltragende Hydropneumatik oder eine Luftfederung erreicht werden kann.

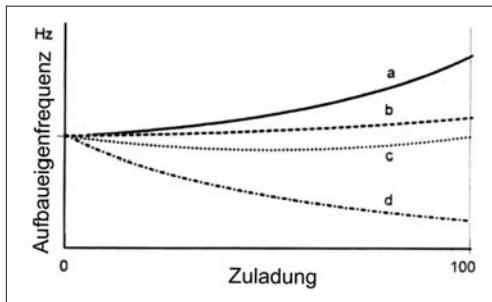


Bild 3-216: Schwingungsverhalten unterschiedlicher Fahrwerksfederungen: a) volltragende Hydropneumatik, b) volltragende Luftfeder, c) teiltragende Hydropneumatik und Luftfeder, d) Stahlfeder

3.5.7 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. Bei den Nachfolgern dieses Fahrzeugtyps ist diese Art der Federung bis heute beibehalten worden. 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 Nivomat und die Luftfeder abgelöst. **Bild 3-217** 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 Dämpfventile für die Zug und Druckrichtung eingebaut sind.

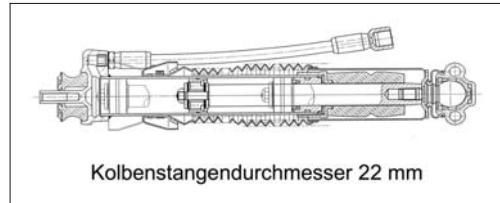


Bild 3-217: Federzylinder E-Klasse

3.5.7.1 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, Vorratspeicher, 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. Der Selbstpumper kann auch, falls er serienmäßig oder optional nicht vorgesehen ist, nachträglich in Fahrzeuge eingebaut werden und beansprucht einen nur geringfügig größeren Bauraum. Eine Besonderheit dieses Niveauregelsystems besteht darin, dass die notwendige Energie zur Einstellung der Karosserielage aus den Relativbewegungen zwischen Achse und Aufbau gewonnen wird, die während des Fahrbetriebs durch Straßenunebenheiten entstehen. Der Selbstpumper benötigt deshalb keine externe Energieversorgung.

Bild 3-218 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 Einfahrtsventil 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 Ablauftrommel in das Niederdruckreservoir zurückgefördert [51].

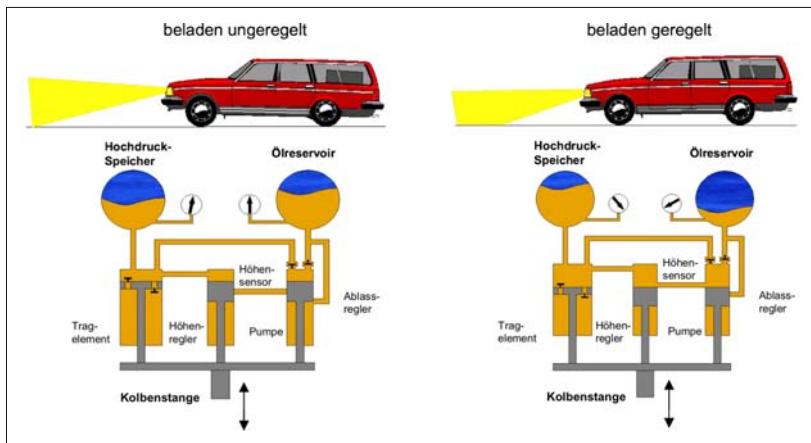


Bild 3-218:
Funktionsweise eines
Selbstpumpers

Bild 3-219 zeigt den konstruktiven Aufbau eines Selbstpumpers. Die Niveauregelung mit Nivomat findet während des Fahrbetriebs statt, da die Pumpe durch die Relativbewegungen zwischen Aufbau und Achse, die durch die Straßenunebenheiten hervorgerufen werden, betätigt wird. Das Fahrzeughiveau 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.

Die Nivomatpumpe (10) wird durch die Bewegungen der Kolbenstange betrieben. Beim Ausfahren der Kolbenstange (Zugbewegung) wird der Pumpräum (11) vergrößert. Öl wird aus dem Ölreservoir (2) durch das Saugrohr (1) die hohle Pumpenstange (3) und das offene Einlassventil (9) in den Pumpräum gesaugt. Beim Einfahren der Kolbenstange (Druckbewegung) wird der Pumpräum 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 Kolbenstangenaufahrkraft. Das Fahrzeugeck 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 Pumpräum und Hochdruckspeicher.

Dies führt dazu, dass kein Öl aus dem Niederdruckreservoir angesaugt wird, sondern nur noch Öl zwischen Pumpräum und Arbeitsraum verschoben wird.

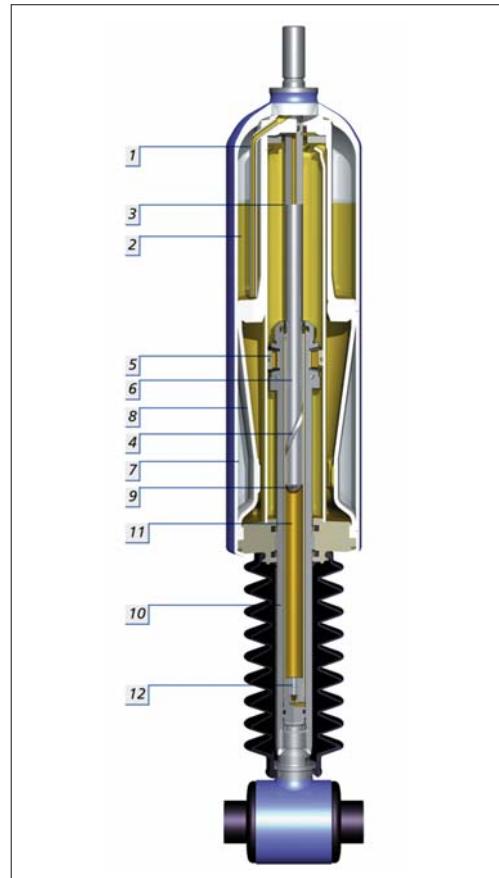


Bild 3-219: Nivomat: 1) Ölansaugleitung, 2) Ölreservoir,
3) Pumpenstange, 4, 6) Steueröffnung, 5) Dämpfungskolben,
7) Hochdruckspeicher, 8) Trennmembran, 9) Einlass-
ventil, 10) Steuerhülse, 11) Pumpräum, 12) Auslassventil

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 Fahrzeugeergewichts (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 federt 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 3-220**). 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 Nivomat-Federkennlinien ergeben sich durch die Überlagerung der 3 Federanteile. Die lineare Kennlinie der mechanischen Feder geht bei Fahrzeugeergewicht durch den **Punkt A*** und bei maximaler Zuladung und statischer Einfederung durch den **Punkt B***. Die Leerstandshöhe beim Nivomat-Einsatz (**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 Volllast (**Punkt B***) übereinstimmen, damit das Fahrzeug in diesem Fall dieselbe Bodenfreiheit aufweist. Mit dem Fahrzeughersteller wird bei der Fahrbestimmung 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.

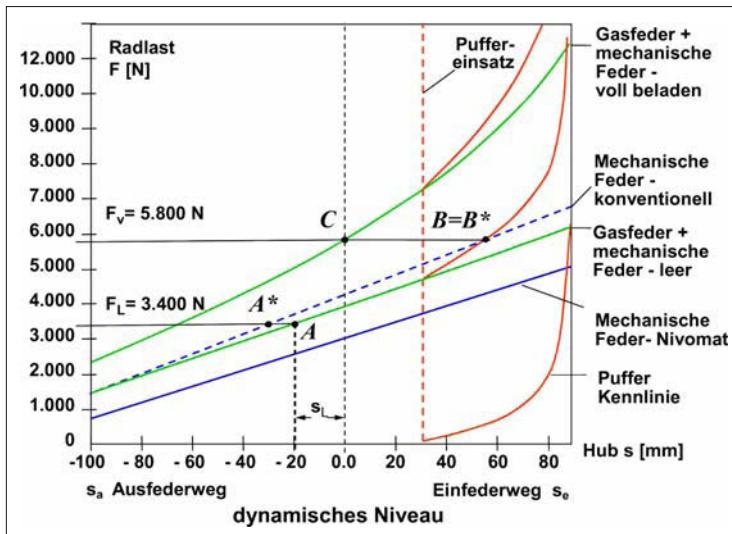


Bild 3-220:
Federkennlinien am Rad

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 Zuladungsbereich 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 3-221**).

Der Nivomat ist als Dämpfer-, Federdämpfer- oder Federbein-Ausführung realisierbar (**Bild 3-222**). Der Einbau des Nivomaten mit Kolbenstange nach unten oder Kolbenstange nach oben ist generell möglich. Die Fahrzeuganbindungen sind im Allgemeinen kundenspezifisch und können als Stift- oder Augengelenk ausgebildet werden.

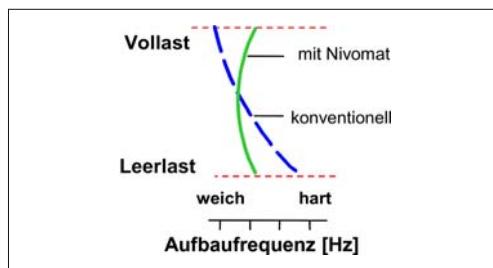


Bild 3-221: Einfluss Nivomat auf die Aufbaueigenfrequenz

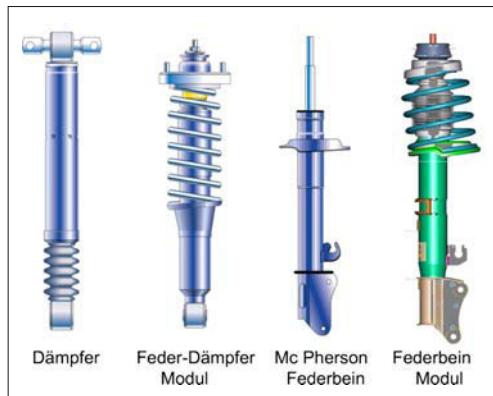


Bild 3-222: Anwendungsbeispiele

3.5.8 Luftfederung

Bild 3-223 zeigt die Anordnung einer Luftfederung in einem Pkw. Neben den bereits genannten Luftfeder-Dämpfereinheiten benötigt das Regelsystem 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.

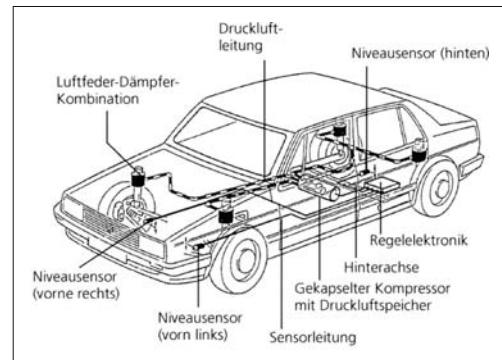


Bild 3-223: Luftfederung Pkw

Bild 3-224 zeigt ein Luftfeder-Dämpferbein für Pkw-Fahrwerke. Diese Baueinheit ist immer dann sinnvoll, wenn Fahrwerke so ausgelegt sind, dass die Dämpfung und Federung in der gleichen Achse wirken 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 3-225** 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 einlagige 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.

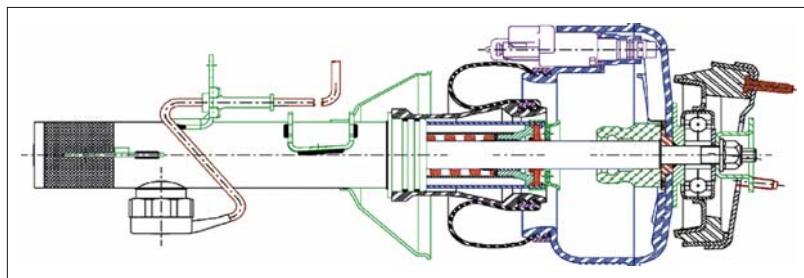


Bild 3-224:
Luftfeder-Dämpferbein

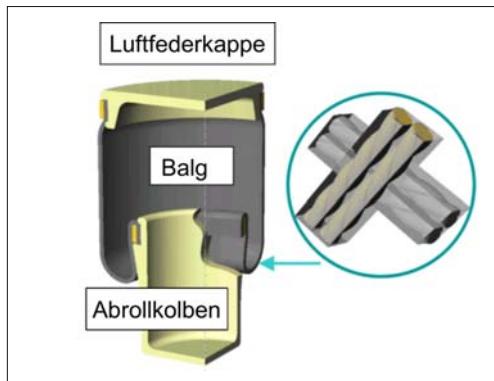


Bild 3-225: Schematischer Aufbau einer Luftfeder
[Quelle: Vibracoustic]

Bild 3-226 zeigt links eine solches reibungsarmes Luftfederbein (mit integriertem Stoßdämpfer) und rechts eine entsprechende Ausführung konventioneller Art. Ein Faltenbalg (grün) 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 3-227 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 Querkraftkompensation ein asymmetrischer Balg verwendet.

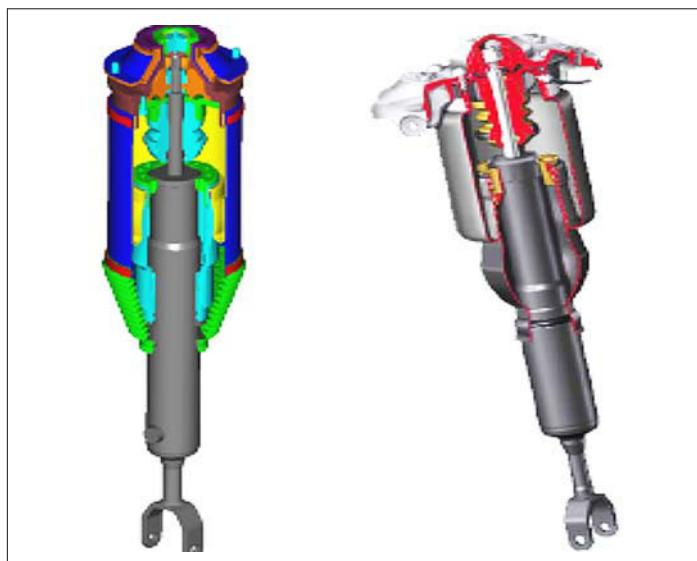


Bild 3-226:
Luftfederbeine
[Quelle: Continental AG]

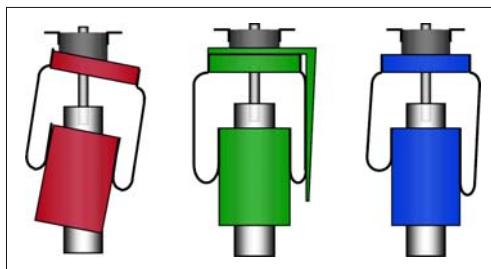


Bild 3-227: Möglichkeiten des Querkraftausgleichs für die Luftfeder

Ein Serieneinsatz für McPherson-Achsen kommt aus Kostengründen derzeit nicht infrage, 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 Niveauberstellung 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.

Luftfederhersteller versuchen in den vergangenen Jahren die hydraulische Dämpfung durch eine Luftdämpfung zu ersetzen und diese in die Luftfeder zu integrieren. Physikalisch ist eine Luftfederung insbesondere in Bezug auf das Zeitverhalten anders zu bewerten als eine hydraulische Dämpfung [52, 53]. **Bild 3-228** zeigt eine mögliche Ausführung einer pneumatischen Dämpfung innerhalb einer Luftfeder.

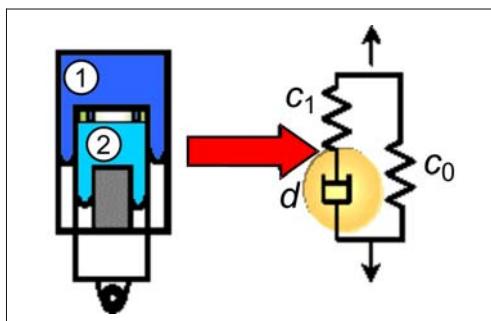


Bild 3-228: Schema Luftfeder-Dämpfereinheit [52]

Die Dämpfung erfolgt durch Drosselung des Luftaustausches zwischen den Kammern 1 und 2. Bei komplett geöffneter Verbindung beider Druckräume verhält sich das System wie eine Feder mit der Steifigkeit c_0 . Bei voll geschlossener Verbindung entsteht die Federwirkung aus zwei parallel geschalteten Federn mit den Steifigkeiten c_0 und c_1 . Bei allen Zwischenschaltungen wird Dämpfung erzeugt, die von der Einstellung des Drosselementes sowie von der Auslegung der Luftfedern abhängig ist. Mit dem Drosselement kann man das Maximum der Dämpfkraft über der Anregungsfrequenz verschieben aber nicht verändern. Die Steifigkeit der Feder verändert die Höhe der Dämpfkraft. Eine erste Serienausführung einer solchen Luftfeder-Dämpfereinheit wurde für ein Motorrad in Serie eingeführt [54]. Weitergehende Untersuchungen zielen auf eine Regelbarkeit der Dämpfung.

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 werden in Kraftfahrzeugen nicht nur in Fahrwerken, sondern auch an anderer Stelle eingesetzt, z.B. in Fahrerhausdämpfungen, Sitzdämpfungen, Lenkungsdämpfungen und als Pralldämpfer für Stoßstangen. Abschnitt 3.6 bezieht sich auf die Dämpfung von Fahrwerken, da hier die größte und bei weitem bedeutendste Anwendung liegt.

Die zur Fahrzeugfederung parallel angeordneten Schwingungsdämpfer 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, d.h. für Bodenhaftung der Räder und damit für eine 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 (m_2 : Aufbau und Zuladung) mit der ungefederten Masse (m_1 : Achse und Räder) 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 Schwingungs-dämpfer. Gefederte und ungefederte Massen schwingen in verschiedenen Frequenzbereichen, in **Bild 3-229** sichtbar gemacht durch die unterschiedlichen Zeitverläufe von Aufbau- und Radschwingung. Die dargestellten Schwingungsverläufe zeigen deutlich, wie die durch die Bodenerhebung verursachten Schwingungen (ungedämpfte Schwingungen: blaue Kurven) durch einen Dämpfer beruhigt werden (rote Kurven).

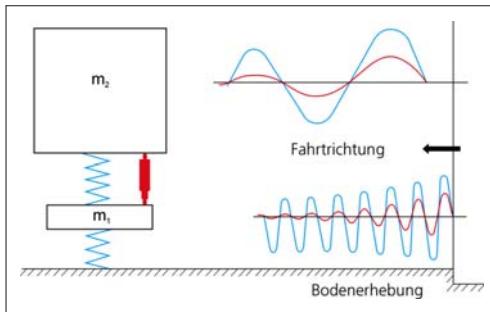


Bild 3-229: Gekoppelte Schwingungen der Fahrwerks- und Aufbaumassen

Dämpfer und Federung eines Fahrwerks dürfen nicht isoliert betrachtet werden. Im Fahrbetrieb beeinflussen sich die verschiedenen Fahrwerksparameter gegenseitig. **Bild 3-230** veranschaulicht die unterschiedlichen Einflüsse auf das Schwingungsverhalten des Fahrwerks. Neben Federn, federnden Anschlägen, Dämpfern und Stabilisatoren kommt der Kinematik der Achse, ihrer Elastizität sowie der Wechselwirkung zwischen Kinematik und Elastizität eine große Bedeutung zu. Diese so genannte Elastokinematik wird heute insbesondere bei horizontalen Bewegungen gezielt eingesetzt. Neben der Lenkung haben auch Reifen und Motorlagerung großen Einfluss auf die Fahrwerksdynamik. 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.

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 Aufbaufederkonstante ab. Nicht zu vernachlässigen sind auch die in **Bild 3-230** genannten Einflussgrößen. Hinzu kommen einige dämpferspezifische Einflüsse:

- ♦ die Übersetzung zwischen Dämpfer- und Radbewegung (konstant oder abhängig vom Hub veränderlich),

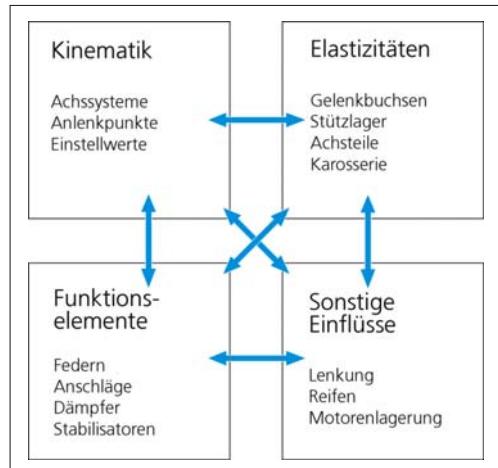


Bild 3-230: Gegenseitige Beeinflussung der Fahrwerks-parameter

- ♦ 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 (komfortable oder spezielle Spurteinstellung 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 3-231 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). Achs- und Aufbaubewegungen sind eindeutig den Eigenfrequenzen beider Systeme zuzuordnen (2, 4). Gegenphasiges Schwingen (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 (mechanische Hubbegrenzung 5), die sich vornehm-

lich negativ durch Geräusche bemerkbar macht, durch höhere oder hubabhängige Dämpfung oder spezielle elastische bzw. federnde Anschläge zu vermeiden.

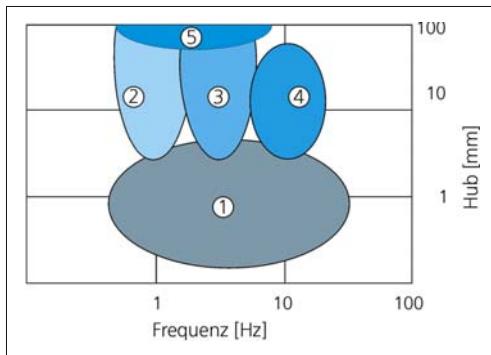


Bild 3-231: Beurteilungsmaßstäbe für kritische Erregungen: 1) Abrollkomfort, 2) Aufbaubewegungen, 3) gegenphasiges Schwingen (Stuckern), 4) Achsbewegungen, 5) Dämpferanschlag

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 3.6.2.3 und 3.6.2.7 wird das Wirkungsprinzip der hydraulisch-mechanischen Dämpfung mit fester und variabler bzw. geregelter Einstellung näher erläutert. Auf die zukunftsweisenden Prinzipien der rheologischen Dämpfung oder anderer Alternativen geht der Abschnitt 3.6.6 näher ein.

Die Dämpfung hydraulisch wirkender Schwingungsdämpfer wird in Form von Druckdifferenzen am Kolbenventil (hydraulische Widerstände) erzeugt, die über die Verdrängerflächen des Teleskopstoßdämpfers (Kolbenstangenquerschnitt und Kolbenringfläche) in Kräfte umgewandelt werden **Bild 3-232**. In einem realen Dämpfer ist die Druckdifferenz (Δp) direkt proportional der Dämpfungskraft (F) und die Durchflussmenge (Q) direkt proportional der Ein- und Ausfedergeschwindigkeit (v).

$$F = A \cdot \Delta p \quad (3.95)$$

$$v = Q / A \quad (3.96)$$

A ist die Verdrängerfläche des Dämpfers.

Bild 3-233 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.

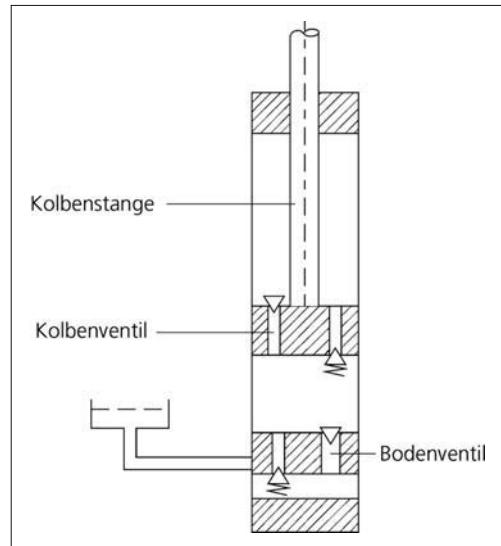


Bild 3-232: Dämpferprinzip

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 3-233** 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 3-234**, links) lassen sich in Kraft-Geschwindigkeits-Diagramme ($F-v$ -Diagramme) umsetzen (**Bild 3-234**, rechts).

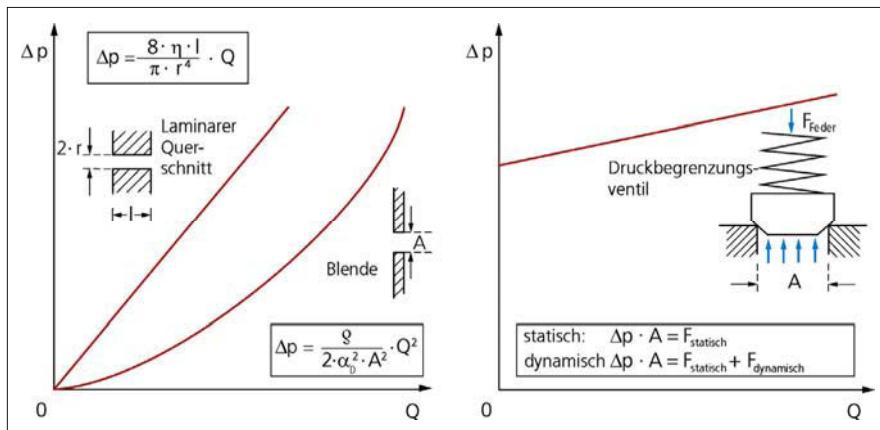


Bild 3-233:
Hydraulische
Widerstände

Solche $F-v$ -Diagramme sind die übliche Darstellungsweise für Dämpferkennlinien. Streng genommen zeigen Sie jedoch nur die Maximalwerte der Dämpfungskräfte 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 degressive, lineare oder progressive Kennlinienverläufe ablesen (Bild 3-234). Anders als oben beschrieben, werden Dämpfercharakteristiken auch bei konstantem Hub mit unter-

schiedlicher Drehzahl ermittelt, als so genannte 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 Zwangssteuerung, die nicht exakt die tatsächliche Bewegung in einer Achse wiedergibt, bei der die Dämpfergeschwindigkeit von der Achsfederrate, der anteiligen Achs- und Aufbaumasse, der Fahrgeschwindigkeit sowie der Bodenunebenheiten bestimmt wird. Als Druckübertragungsmedium in einem hydraulischen Dämpfer verwendet man Mineralöl mit speziellen, für Stoßdämpfer geeigneten Eigenschaften und Additiven.

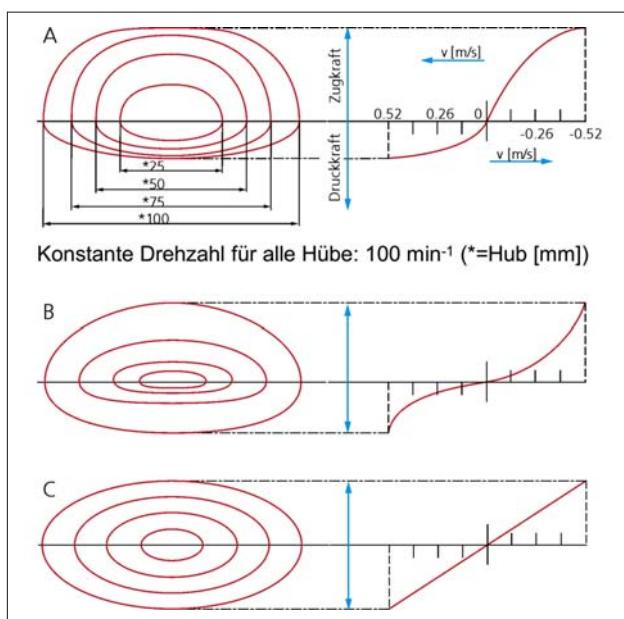


Bild 3-234:
Kennlinienverläufe:
A) degressiv, B) progressiv, C) linear

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. Auch 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 dazu dient, die durch die Bewegungen der Kolbenstange verursachten Ölumenänderungen im Arbeitsraum auszugleichen (**Bild 3-235**). 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.

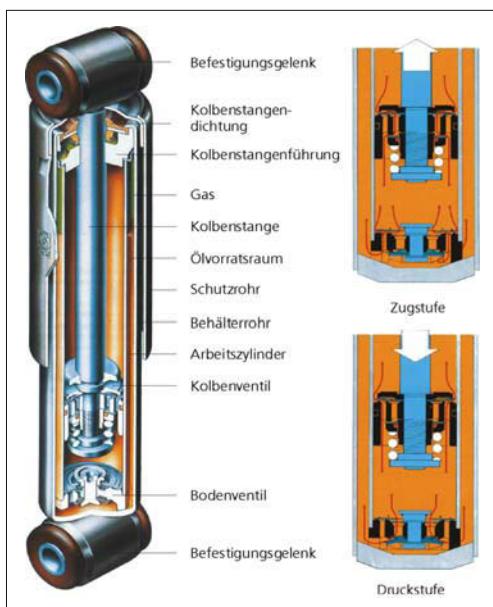


Bild 3-235: Aufbau und Funktion eines Zweirohrdämpfers

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 3-235**, 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 3-235**, 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 Ölvorratsraum 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 so genannte Staublippe. Sie schirmt Fremdpartikel und Staub vom Dämpfer und von der Dichtung ab. Beide Dichtungselemente sind elastisch ausgeführt, so dass 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. 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 Dämpfungs-

kraftverlauf gestellt. Die bereits erwähnte Kraft-Geschwindigkeits-Charakteristik kann linear sein, heutzutage werden aber verschiedentlich degressive Charakteristika gewünscht. **Bild 3-236** zeigt einige Dämpfungskraftkennungen für Pkw-Dämpfer. Ihnen zugeordnet sind zwei unterschiedliche Ventilbauarten. Die Bauart A arbeitet mit eingespannten Feder scheiben, die eine annähernd lineare Charakteristik (blau) aufweisen. Die Bauart B besitzt eine einem Druckbegrenzungsventil angelehnte Charakteristik (rot). Wegen der heute sehr leichten Bauweise der Achse wird in vielen Fällen eine degressive Kennung bevorzugt.

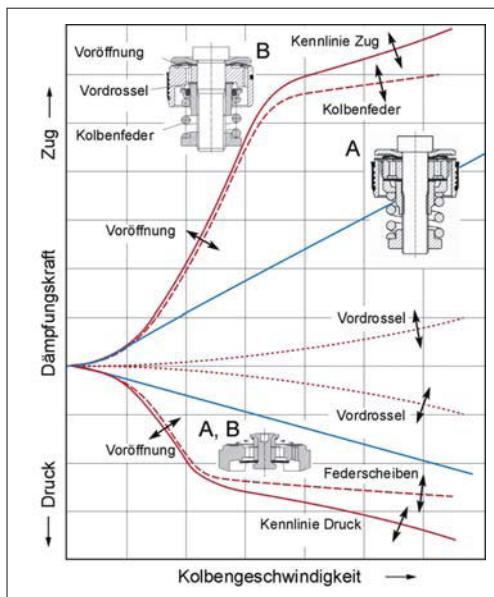


Bild 3-236: Kennlinien von Zweirohrstoßdämpfern

3.6.2.2 Einrohrdämpfer

Beim Einrohrstoßdämpfer befinden sich der Arbeitsraum und der Ölrroratsraum in einem einzigen Zylinderrohr (**Bild 3-237**). 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 3-238**, 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 3-238**, rechts) wird das Öl aus dem unteren Raum durch den Kolben, gegen das Gaspolster und gegen das an der Oberseite des Kolbens angeordnete Ventil gedrückt.

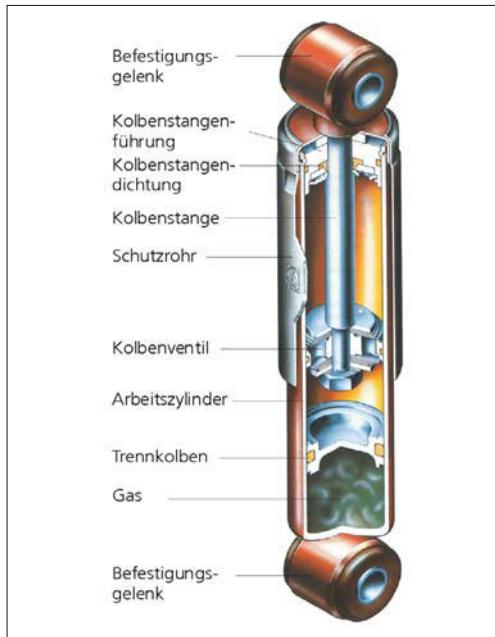


Bild 3-237: Aufbau Einrohrdämpfer

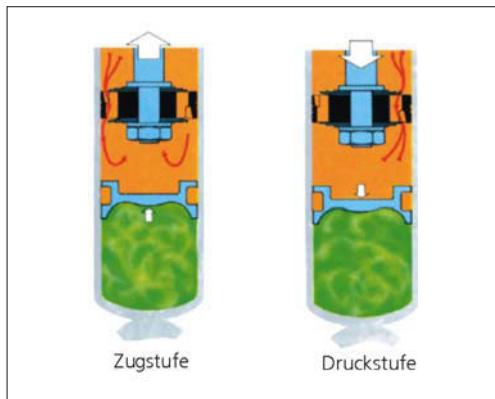


Bild 3-238: Ventilfunktion Einrohrdämpfer

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 spezifischen Eigenschaften des Einrohr- und Zweirohrdämpfers lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- ♦ Die Ventilfunktion des Einrohrdämpfers hat eine etwas geringere Kavitationsneigung durch die Trennung von Gas und Öl. Die Dämpfung ist dadurch bei kurzen Hüben etwas besser.
- ♦ 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 ca. senkrecht.
- ♦ 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 3-239, 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 Abwendungs- 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 Radstillstand vermeiden
- B:** Motormickdämpfer: Dämpfung von Antriebsschwingungen
- C:** Lenkungsdämpfer: Schwingungen am Lenkgestänge vermeiden.

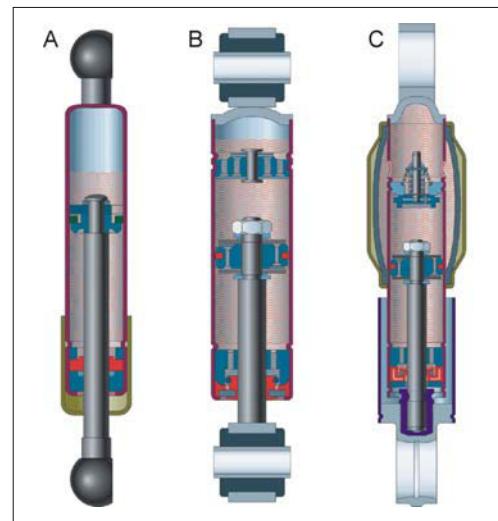


Bild 3-239: Sonderbauformen Einrohrdämpfer: A) Plunger, B) mit Bodenventil, C) mit Zusatzvolumen (Stabilus)

3.6.3 Federträger und Federbein

Neben den Standarddämpfern, die nur eine reine Dämpffunktion erfüllen können bzw. sollen, gibt es auch noch Dämpferausführungen, die ein oder mehrere passive Zusatzfunktionen erfüllen, indem Kräfte abgestützt oder weitergeleitet werden.

Federträger (**Bild 3-240**) 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 Achskinematik resultierenden Momente ggf. auch für die Kolbenstange.

Die Momentbeanspruchung wirkt reibungserhöhend und damit komfortmindernd. Dies sollte möglichst durch eine entsprechende Anordnung und Gestaltung der Feder vermieden werden. Der Einfluss der Reibung kann durch eine reibungssarme, kunststoffbeschichtete Buchse am unteren Befestigungsgelenk und/oder entsprechende reibungsreduzierende Maßnahmen im Federträger, wie sie auch beim Federbein umgesetzt werden, weitgehend verringert werden.

Im Nkw-Anwendungsbereich finden Varianten des Federträgers mit Stahlfederung oder Luftfederung zahlreich Verwendung als Fahrerhausfederbeine.

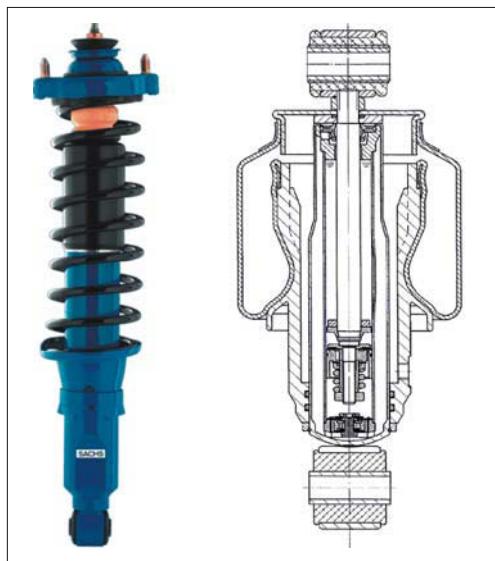


Bild 3-240: Federträger Pkw, Nkw Fahrerhaus

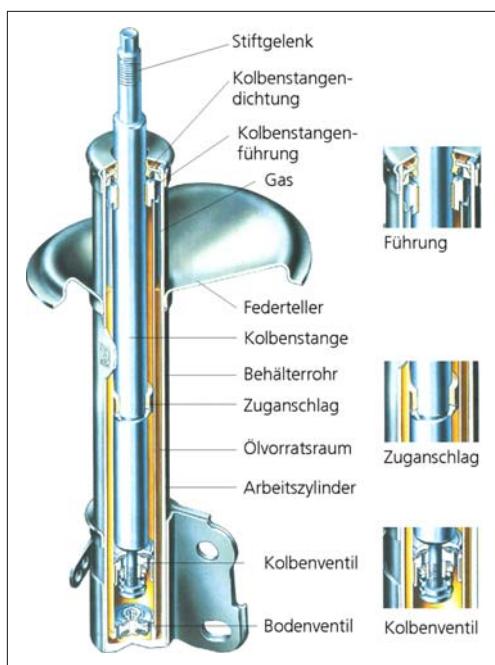


Bild 3-241: Zweirohrfederbein

Das Zweirohrfederbein **Bild 3-241** ist vom Grundaufbau in wesentlichen Teilen identisch mit dem Zweirohrstoßdämpfer. Es hat jedoch folgende zusätzliche Aufgaben zu erfüllen:

- ♦ Radführung der Achse 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 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 Achskinematik, 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 3-242**). 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 zum Schutz vor Korrosion und zur Verringerung der Reibung verchromt.

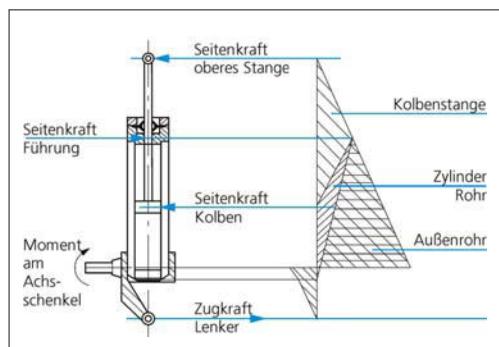


Bild 3-242: Kräfte und Momentenverteilung am Federbein

Kolben und Kolbenstangenführung sind mit Teflon bzw. Teflon-Compound-Material beschichtet oder mit Gleitbuchsen ausgestattet, die eine reibungssarme 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),
- ◆ 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.

3.6.4 Stoßdämpferberechnung

Grundsätzlich ist es möglich über komplexe Fahrwerk berechnungsprogramme 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 [55].

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, Prüf drehzahl = 100 min⁻¹)

k Dämpfungsfaktor in N · s/m oder kg/s

- D Dämpfungsmaß für den Aufbau, bei reibungsarmer Feder $D \approx 0,25$, 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 aus gehen!
- 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 dämpfenden Bauteile, von der Federkennung, Übersetzung und Neigung des Stoßdämpfers aus der Senkrechten.

Bei der überschlägigen Berechnung des Dämpfkraft bedarfes geht man von einem vereinfachten Ersatz system 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.

$$F_m = v_D \cdot 2 \cdot D \cdot i^2 \cdot \sqrt{c \cdot m} \quad (3.98)$$

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. Rad last): $m = 800/2 \times 0,8 = 320 \text{ kg}$

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 $v = 0,52 \text{ m/s}$):

$$F_m \approx 0,52 \cdot 2 \cdot 0,25 \cdot 1,33^2 \sqrt{20000 \cdot 320}$$

$$F_m \approx 1160 \text{ [N]}$$

$$F_e = 1160 \cdot \frac{2}{1+4} \approx 465 \text{ [N]}$$

$$F_a = 1160 \cdot \frac{2 \cdot 4}{1+4} \approx 1860 \text{ [N]}$$

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.

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 diesen Anwendungsfall ausreichend bemessen.

3.6.5 Zusatzfunktionen im Dämpfer

Dämpfer in Kraftfahrzeugen haben eine Reihe von Funktionen zu erfüllen. Kraftfahrzeughersteller 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 genannten Gründen in einem Baukastensystem dargestellt werden. Nicht zuletzt sind fertigungstechnische Standards zu beachten.

3.6.5.1 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 [56].

Der elastische Zuganschlag (**Bild 3-243**) 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.

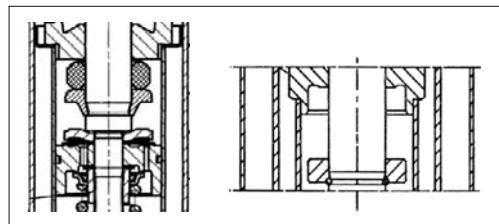


Bild 3-243: Einfache und kurzbauende Zuganschläge, elastisch und hydraulisch

Der Anschlagring wird elastisch verformt, die dabei aufgebrachte Energie gespeichert. Beim hydraulischen Endanschlag in **Bild 3-243** rechts, wird die Energie in Wärme umgewandelt und somit dem System entzogen. Störende Schwingungen werden gedämpft und die angrenzenden Bauteile werden geringer belastet (keine Kraftspitzen). Hierbei fährt ein auf der Kolbenstange befestigter Steuerring bei Erreichen der Endlage in einen ringsförmigen Arbeitsraum. Das dadurch eingekammerte Ölvolume wird über entsprechende Dosselquerschnitte aus dem Arbeitsraum verdrängt. Dadurch wird die Ausfederbewegung definiert im Anschlagbereich gedämpft.

Bild 3-244 zeigt beispielhaft einige elastische Zuganschläge in verschiedenen Ausführungen. Weiche Anschlüsse aus Polyurethan haben meistens sehr große Abmessungen. Kurze Anschlüsse bestehen meist aus relativ zähnen und verschleißfesten Kunststoffen und erhalten die gewünschte Kennung durch entsprechende Formgebung. Alle verwendeten Werkstoffe zeigen eine wenn auch nur geringe Hysterese, die dämpfend wirkt.



Bild 3-244: Elastische Zuganschläge

Eine Weiterentwicklung eines hydraulischen Zuganschlages zeigt Bild 3-245 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 Anschlages ist geschwindigkeitsabhängig im Gegensatz zu federnden Anschlägen. Wird der Zuganschlag zur Wankabstützung eingesetzt, so sind größere Federwege und höhere Federraten erforderlich. Daher werden in der Regel Schraubenfedern eingesetzt. Diese stützen sich ebenfalls über eine Scheibe an der Kolbenstange ab (Bild 3-245, rechts).

Beim Ausfedern der Achse wird durch die Anschlagfeder eine wegabhängige Kraft erzeugt, die der Tragfeder entgegen wirkt (Gegenfeder). Sie ermöglichen 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.

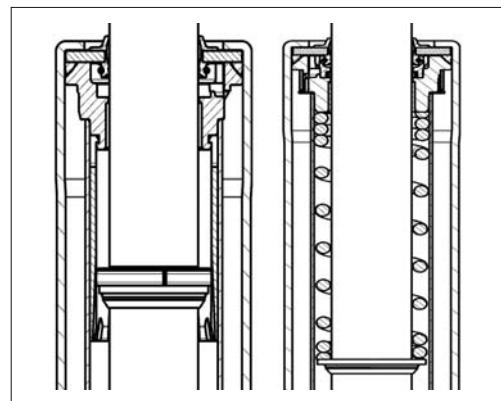


Bild 3-245: Hydraulische und elastische Zuganschläge mit größerem Wirkhub

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 (siehe Bild 3-246).

Druckanschläge erfüllen in der Regel zwei Funktionen: Zum einen begrenzen sie die Einfederung der Achse bei extremen Anregungen (Endanschlag). Zum anderen realisieren sie im Zusammenwirken mit der Tragfeder eine progressive Gesamtfederkennlinie (Zusatzfeder).

Darüber hinaus kann durch Einsatz der Druckanschläge die Wankabstützung verstärkt und die Nickbewegung des Fahrzeugs reduziert werden.

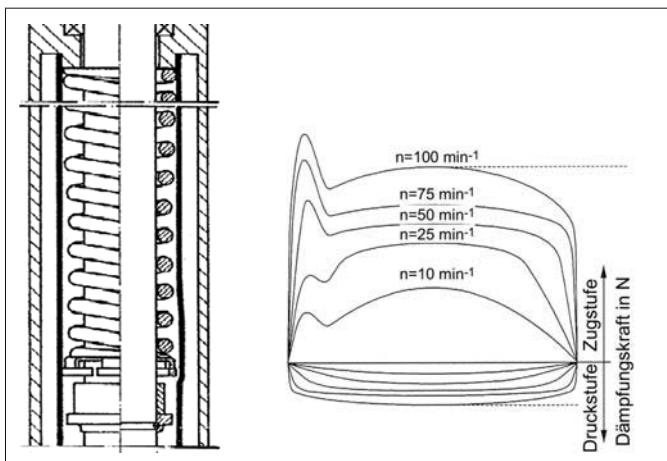


Bild 3-246:
Hydraulisch-mechanischer Anschlag

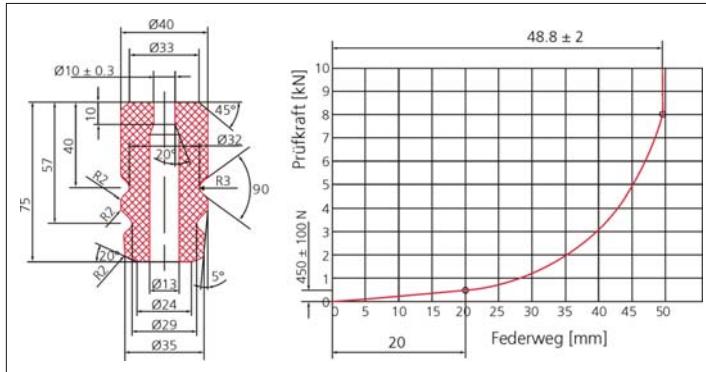


Bild 3-247:
Elastischer Druckanschlag

Der elastische Druckanschlag ist direkt unterhalb der Kolbenstangenbefestigung (Dämpfergelenk) auf die Kolbenstange aufgesteckt. Als Material kommen Gummi oder Kunststoffe zur Anwendung. **Bild 3-247** zeigt ein Beispiel eines Druckanschlags 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 mikrozelliges 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.

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 Fahrzeugs 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 verstellt

werden. Diese Kraftspitzen lassen sich deutlich reduzieren durch den Einsatz eines hydraulisch wirkenden Anschlages.

Eine kostengünstige Lösung einen hydraulischen Druckanschlag in den Stoßdämpfer zu integrieren ist in **Bild 3-248** 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 Druckanschlags stellt der geschwindigkeitsabhängige hydraulische Anschlag entsprechend **Bild 3-248** 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 Dämpfungsgröße → reduzierte Domkräfte. Damit bietet dieses Funktionsprinzip einen wirk samen Überlastschutz bei extremen Fahrbahn anregungen (Schwellen, Schlaglöcher, Missbrauch).

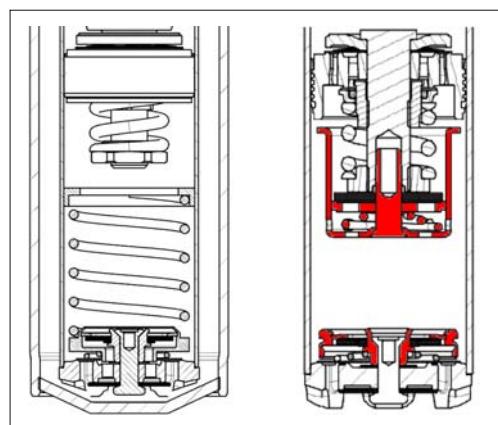


Bild 3-248: Druckanschläge

3.6.5.2 Hubabhängige Dämpfung

Die hubabhängige Dämpfung wird mit Hilfe einer Steuernut realisiert. Es handelt sich um einen Bypass in der Hydraulik (**Bild 3-249**), der auf mechanischem Wege in den Zylinder des Stoßdämpfers eingeformt wird. Diese Lösung ist einfach, funktionssicher und 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.

In **Bild 3-250** sind Dämpfungskraft-Hub-Kennlinien für verschiedene Hubabschnitte dargestellt.

Im Übergangsbereich sind die Dämpfungskraft-Hub-Kennlinien nicht mehr symmetrisch, zeigen jedoch einen stetigen Verlauf, so dass 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 3-251** zeigt einige Beispiele: Befindet sich die Steuernut im oberen Arbeitsbereich des Kurbels (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. Angewendet wird dieses Bauprinzip bei Zweiradstoßdämpfern für parabelgefederter 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.

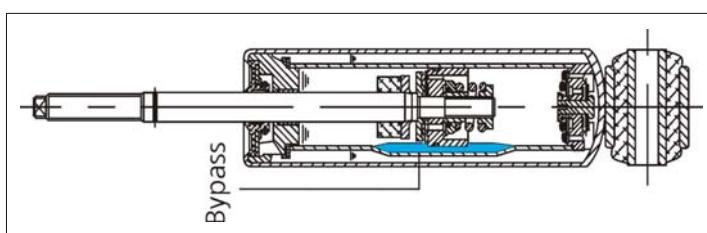


Bild 3-249:
Hubabhängiger Dämpfer durch Nuten im Zylinderrohr

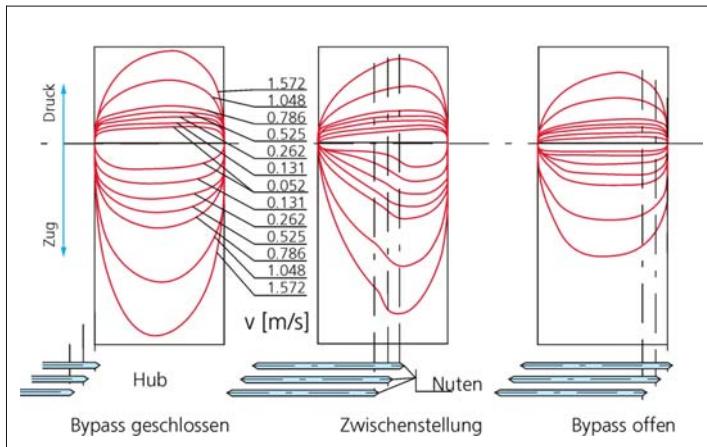


Bild 3-250:
Beeinflussung der Kennlinien

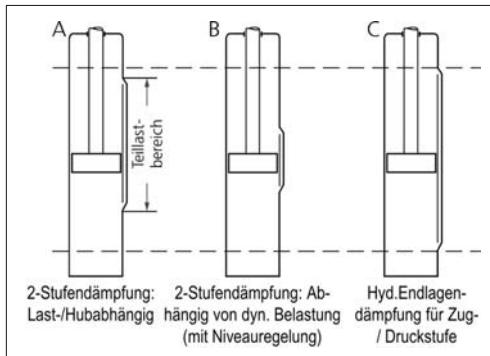


Bild 3-251: Bypassgestaltung

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.

3.6.5.3 Amplitudenselektive Dämpfung

Die Dämpfung muss auf sehr unterschiedlichen Straßenunebenheiten 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 [57].

Zur Veranschaulichung zeigt Bild 3-252 das Arbeitsdiagramm eines amplitudenselektiven Dämpfers bei einer sinusförmigen Anregung. In Hubmitte wird jeweils die gleiche Dämpfergeschwindigkeit, hier $0,131 \text{ m/s}$, 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 [58]. Nicht in allen Fällen genügt jedoch diese konstruktive Lösung, weil Sie die im Stoßdämpferbau übliche mehrteilige Ventilfunktion mit Ihren vielfältigen Gestaltungsmöglichkeiten unberücksichtigt lässt.

Bild 3-253 zeigt das Blockschaltdiagramm des Systems und Bild 3-254 einen Einrohrdämpferabschnitt mit einem Ventilaufbau und diesem Funktionsprinzip.

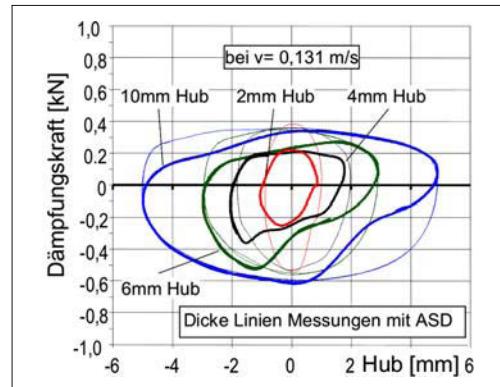


Bild 3-252: Arbeitsdiagramm mit und ohne ASD

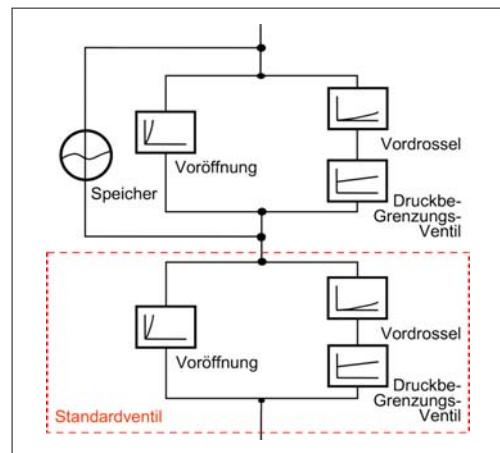


Bild 3-253: Funktionsprinzip ASD

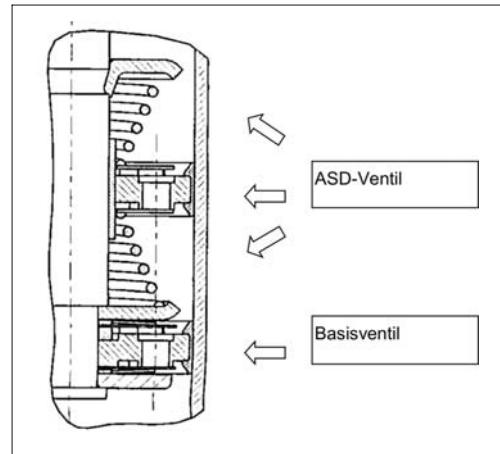


Bild 3-254: Konstruktive Ausführung eines ASD-Ventils

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 Abstimmphilosophie 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 3-255 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 der Eigenschaften ihrer Bauteile ab.

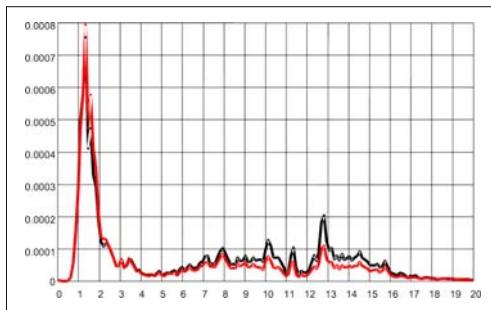


Bild 3-255: Aufbaubeschleunigung bei ASD-Ventil

3.6.6 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 Winkel nachgiebigkeit 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 3-256**). Beim Ringgelenk werden alle drei Bestandteile durch hohe statische Vorspannung mit-

einander 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 Schwingwinkel auslenken. Als maximale Winkelausschläge 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.

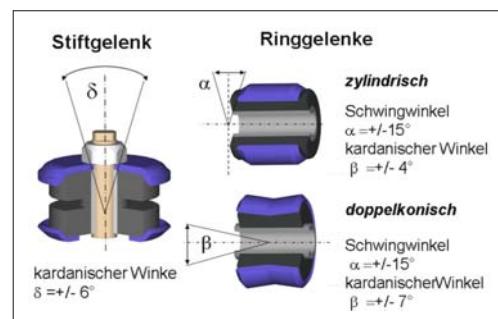


Bild 3-256: Gelenke für Stoßdämpfer

Bei Federbeinstützlagern (**Bild 3-257**) sehen die Anforderungen wie folgt aus [59]:

- ◆ 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 Anschlagcharakteristik in axialer Richtung,
- ◆ 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).

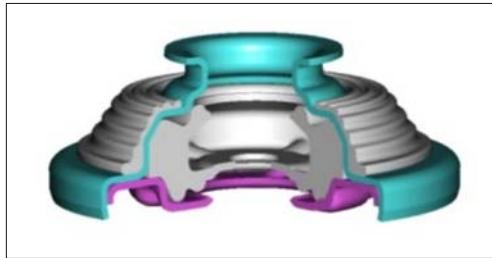


Bild 3-257: Gelenke für Federbeinstützlager

3.6.7 Semiaktive Dämpfung und Federung

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 Fairsicherheit durch laufende Anpassung der Dämpfung. Die Abgrenzung der als semiaktiv bezeichneten automatischen Dämpfungskraftregelung (CDC, *Continuous Damping Control*) gegenüber vollständig aktiv wirkenden Systemen (ARS Aktive Wankstabilisierung und ABC Aktive Federung) kann wie folgt beschrieben werden: Mit einem CDC-System lassen sich zwar alle Aufbaubewegungen und die Radlastschwankungen begrenzend oder verzögernd beeinflussen, aber nicht eliminieren. Das gestatten erst aktive Systeme, d.h. Systeme mit Energiezufuhr.

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, die mittlerweile in die Serie eingeführt sind und die Fortschritte einer rasanten Entwicklung der Fahrzeugsensorik und -elektronik nutzen [50, 60].

Folgende Anforderungen werden an die Dämpfung gestellt: Für eine gute Stabilisierung des Aufbaus benötigt man bereits bei niedrigen Ein- und Ausfedergeschwindigkeiten 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 drei Kriterien:

- ◆ gute Aufbaudämpfung,
- ◆ niedrige Radlastschwankung,
- ◆ gute Isolierung bei kleinen Anregungen,

optimal anzupassen sein. Mit einem regelbaren Dämpfer müssen sich deshalb heute weitgehend degressive Kennlinien in unterschiedlicher Höhe realisieren lassen.

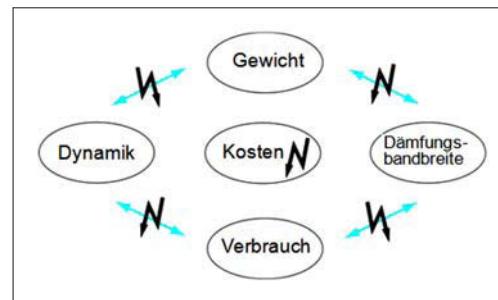


Bild 3-258: Anforderungen an einen CDC-Dämpfer

Die Anforderungen an einen proportional wirkenden Dämpfer sind jedoch noch aus einer anderen Perspektive zu betrachten (Bild 3-258). Eine hohe Dämpfungsbandbreite erfordert aufgrund der notwendigen großen 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 Amperewindungszahl 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 Fahrzeugaureihe 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 Dämpfventils 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 3-259 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 3-259** 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, so dass 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.

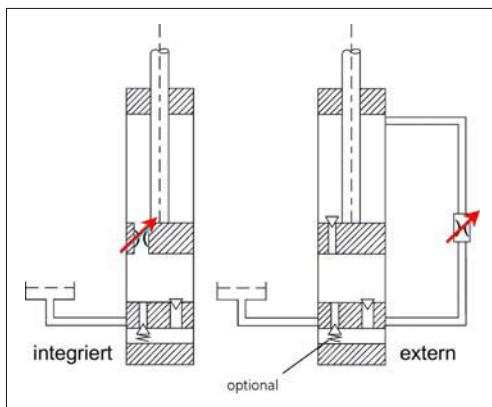


Bild 3-259: Prinzipdarstellung CDC-Dämpfer

In **Bild 3-260** 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 Proportionalven-

til sind die übrigen Komponenten des Dämpfers ähnlich denen konventioneller Dämpfer. Dies verringert die Kosten eines 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 3-261** 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.

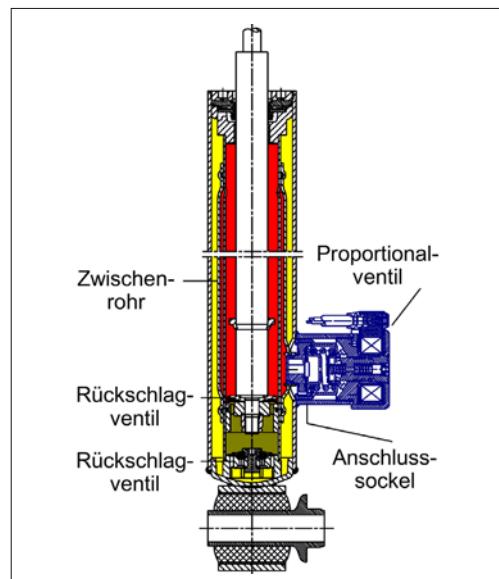


Bild 3-260: Aufbau eines CDC-Dämpfers

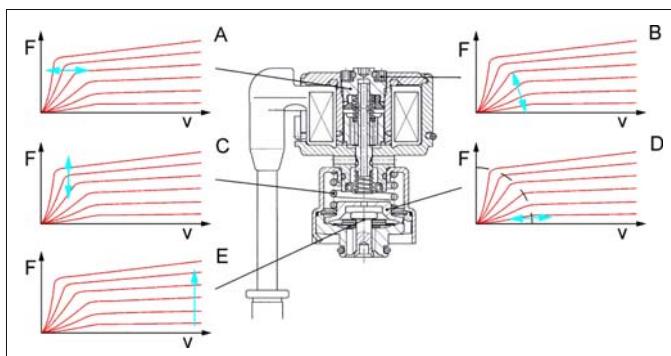


Bild 3-261:
Justierung und Abstimmung des Proportionalventsils

Eine mittlere Kennung kann durch Einstellungsvorgänge am Ventil begrenzt verändert werden, um Anpassungen an Kundenwünsche oder die Toleranzen des Dämpfers vornehmen zu können (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 Dämpfvents 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 3-262 zeigt ein integriertes CDC-Proportionaldämpfventil. Diese Ausführung kommt auf Kundewunsch und immer dann zum Tragen, wenn aufgrund außen angeordneter Federn oder eines kritischen Freigangs ein externes Ventil nicht angewendet werden kann.

Die Dynamik eines CDC-Dämpfers wird sehr stark durch die im Dämpfer wirksamen Elastizitäten beeinflusst.

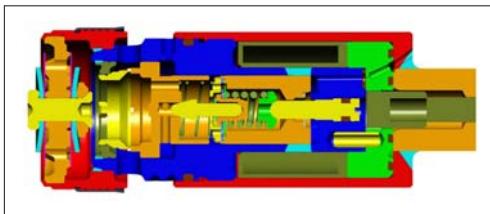


Bild 3-262: Integriertes CDC-Proportionalventil [60]

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 3-263 zeigt die Schaltzeiten bei beiden Schaltrichtungen und unterschiedlichen Ein- und Ausfedergeschwindigkeiten. Die Schaltung von einer weichen auf eine harte Kennung ist etwas langsamer als um-

gekehrt, 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 handelt sich um 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 Öl elastizitäten übt insbesondere die Lagerelastizität einen nicht unerheblichen Einfluss aus, so dass die Verzögerungen durch Ventilschaltzeiten oder induktive Vorgänge im Dämpfer deutlich in ihrer Bedeutung zurückgedrängt werden. Ein hochdynamischer Dämpfer müsste deshalb wenig Elastizität haben. Auf der anderen Seite ist zu berücksichtigen, dass aus Komfortgründen für die Beseitigung von hochfrequenten Geräuschen, die von der Achse 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.

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 [60].

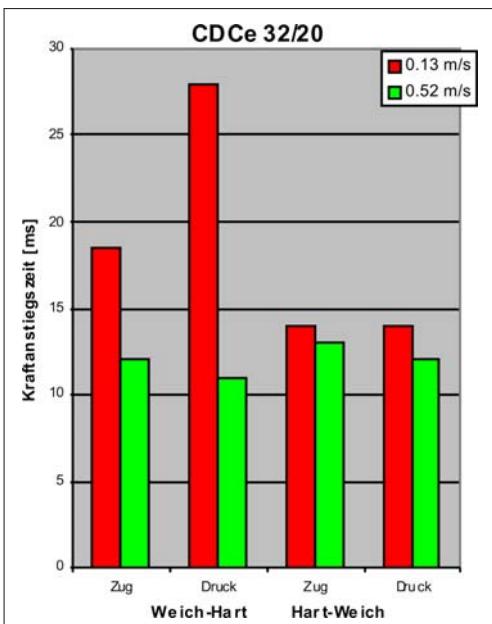


Bild 3-263: Schaltzeiten bei verschiedenen Ein- und Ausfedergeschwindigkeiten

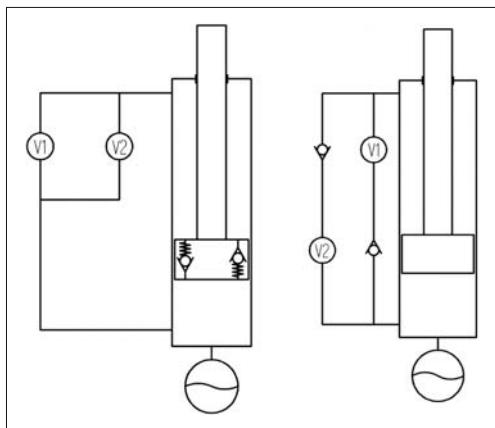


Bild 3-264: Prinzip Skyhook-Ventile „Einrohr“

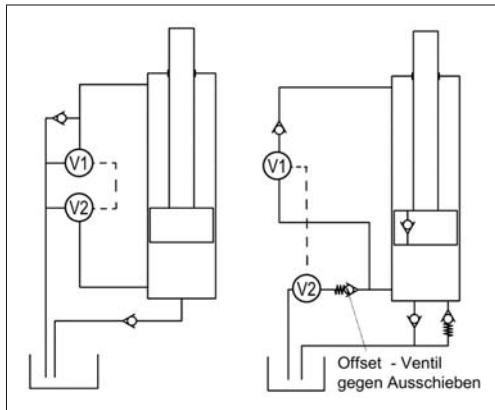


Bild 3-265: Prinzip Skyhook-Ventile „Zweirohr“

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. Skyhook-Strategie, die in Abschnitt 7.2.4 erläutert wird. Skyhook-Dämpfer erzeugen die Dämpfung in Ein- und Ausfederrichtung jeweils in getrennten Ventilen (**Bild 3-265** und **Bild 3-266** V1 und V2, [61]). Dabei kann die Anpassung an die Dämpfkrafthöhe zeitlich etwas schneller erfolgen. Bei den sehr hohen Sensorkosten vor einigen Jahren waren Systeme mit Skyhook-Dämpfern auch kostenmäßig nicht wesentlich teurer. Die Bilder 3-264 und 3-265 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 Prin-

zipschaltbilder 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 3-266 gezeigt, wie sie seit Jahren in verschiedenen Ausführungen der S-Klasse zum Einsatz kommt [62]. Bisherige 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 Radaufstandschaft in kritischen Fahrsituationen unterstützt 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.

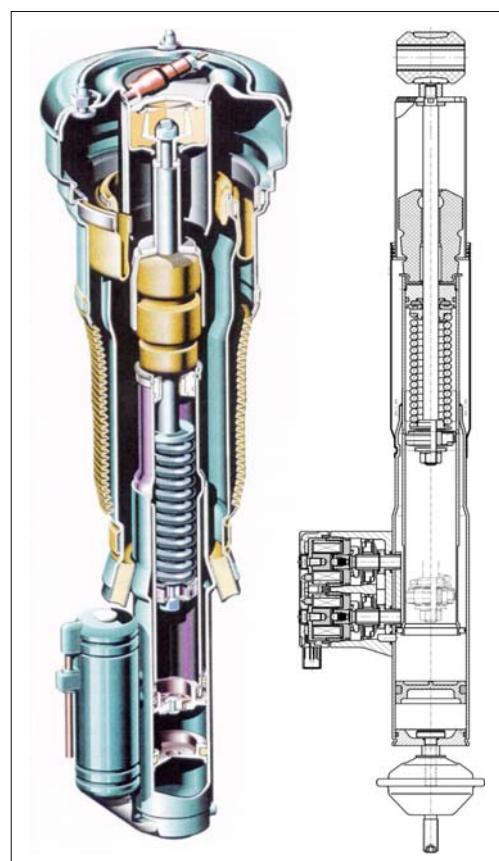


Bild 3-266: Skyhook-Einrohrdämpfer Mercedes W140 (rechts) [Quelle: ZF Sachs] und W220 (links) [Quelle: TKA-Bilstein]

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 3-267**). 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.



Bild 3-267: Integrierte Dämpferregelung (ICD)

Die erreichten Istwerte der Dämpfkraft können im Ventilregler (Elektronik) gespeichert werden. Bei 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 Fairsicherheit erhöht. In allen anderen unkritischen Fahrsituationen wird ICD von der sog. „Komfortsoftware“ angesteuert, die dafür sorgt, dass im Fahrzeug stets ein größtmögliches Maß an Komfort geboten wird.

3.6.8 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 Hebeldämpfer werden aus Bauraumgründen wieder erwogen. Als neue Bauprinzipien werden Dämpfer mit elektroreologischen Flüssigkeiten (ERF) und magnetoreologischen Flüssigkeiten (MRF) betrachtet. Elektrodynamische Dämpfer wurden entwickelt, aus Kosten-, Bauraum- und Gewichtsgründen aber verworfen. Um das Öl aus dem Dämpfer zu entfernen und sog. „Dry-Dämpfer“ zu schaffen, hat man versucht, einen Luftdämpfer zu entwickeln. Darüber wird in Abschnitt 3.5.8 berichtet.

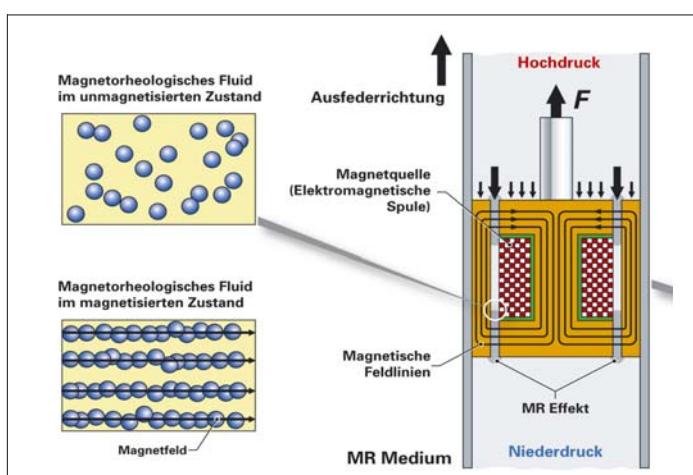


Bild 3-268:
Prinzip der magnetoreologischen
Dämpfung [Quelle: Audi]

3.6.8.1 Dämpfer mit magnetoreologischen Flüssigkeiten (MRF)

Das Prinzip der ERF- und MRF-Technologie ist seit mehr als 5 Jahrzehnten bekannt. Bei ERF (elektro-rheologische Flüssigkeiten) erzeugt eine elektrische Spannung ein Feld, dass durch Ausrichtung von elektrisch geladenen Teilen die Scherspannung in der Flüssigkeit und infolgedessen die Dämpfkraft erhöht. Bei MRF wird die gleiche Wirkung durch ein magnetisches Feld erzeugt (Bild 3-268). Seit 2002 werden MRF-Dämpfer in Serie hergestellt. Bild 3-269 zeigt die MRF-Dämpfer für den AUDI TT (2006).



Bild 3-269: MRF-Dämpfer TT [Quelle: Audi]

3.6.8.2 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 Arbeitszylin dern, die über ein Leitungsnetz verbunden sind. Durch eine unerwünschte Verlagerung des Fahrzeugaufbaus, beispielsweise 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 Einrohdämpfern, die pro Achse einen gemeinsamen Ausgleichsraum und ein so genanntes REAS-Ventil, das die Funktion einer Drossel hat, besitzen (Bild 3-270).

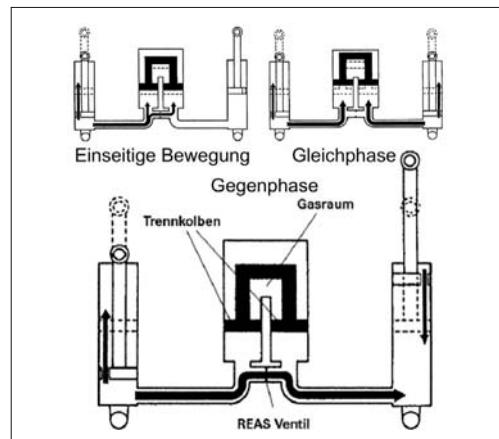


Bild 3-270: X-REAS-Dämpfer (Wankdämpfung)
[Quelle: Yamaha]

Bei gleichphasigem Einfedern, also zum Beispiel bei 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 Geschwindigkeiten 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.

3.6.8.3 Lastabhängige Dämpfung (PDC)

Es handelt sich hierbei um einen Dämpfer, der konstruktiv ähnlich wie ein CDC-Dämpfer aufgebaut ist und dessen Dämpfungscharakteristik stufenlos verstellbar ist. Der Dämpfer eignet sich für Achsen, die mit Luftfeder systemen arbeiten, da unmittelbar der Innendruck der Luftfederbeläge zur Ansteuerung des pneumatisch verstellbaren Ventils genutzt werden kann (Bild 3-271).

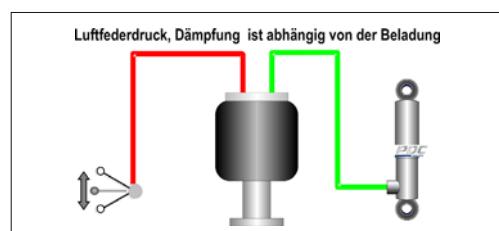


Bild 3-271: Pneumatic Damping Control (PDC)

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 Nutzfahrzeugen 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.

3.7 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 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 aufbauseitig 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 sorgt für die Übertragung von Radaufstands-, Brems-, Antriebs- und Seitenkräften auf den Aufbau.

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, Lenkkinetik),
- ◆ Entlastung des Aufbaus von Stößen und Schwingungen 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. Diese 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 starr und haben 2, 3 oder 4 Gelenkpunkte. Außerdem werden sie selten auch als flexible Lenker eingesetzt [63], (**Bild 3-272**).

Da in einer kinematischen Kette die Lenker relativ zueinander beweglich sind, muss jeder Lenker mindestens zwei Gelenke besitzen (**Bild 3-273**), die ihn mit den benachbarten Lenkern verbinden [64].

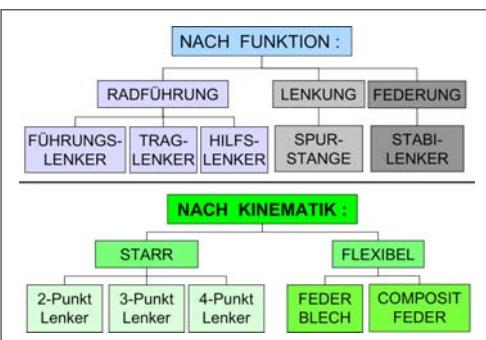


Bild 3-272: Systematik der Lenker

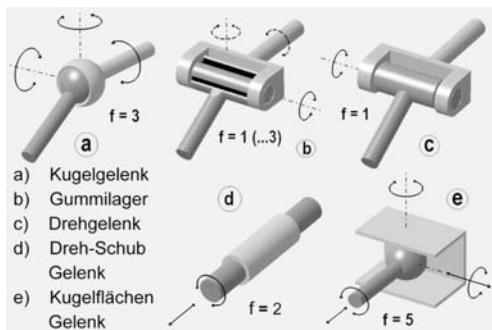


Bild 3-273: Systematik der Gelenke [65]

Die Freiheitsgrade „ f “ der unterschiedlichen Gelenke einer Radführung sind (D: Dreh-, S: Schub-, d bzw. s: elastokinetische Freiheitsgrade [65])

- 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 oder die Querverbindungen in den Verbundlenkerachsen oder Querlenker der Weissach-aufhängung, Bild 4-35), die hier nur erwähnt werden. Die Kinematik wird festgelegt durch die Mittelpunkte der Gelenke, die als „Hardpoints“ benannt sind. Diese Punkte bilden den Ursprung der Gelenkkoordinaten, 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.

Die Lenker werden mit dem Aufbau bzw. Achsträger fast ausschließlich mit Gummilagern verbunden, um die Geräusche und Schwingungen zu isolieren bzw. zu dämpfen. Durch die Position und die Kennungen dieser Gummilager können gleichzeitig die gewünschten elastokinetischen Eigenschaften realisiert werden. Der Lenker darf nur eine oder zwei Lagerstellen zum Aufbau besitzen (bei drei Lagerstellen, die nicht auf einer Gerade liegen, ist keine Relativbewegung mehr möglich).

Die Verbindung der Lenker mit dem gelenkten 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 Federbeinaufhängung zwei Lenker und einem Dämpfer). Diese Anzahl kann durch die Auflösung der Lenker bis auf 5 Einzellenker ansteigen. Am vorderen Radträger darf kein Lenker mit zwei Gelenken angebunden sein.

Die Verbindung zum Hinterachsradträger kann mit Gummilagern, Drehgelenken oder Kugelgelenken bzw. Hülsengelenken realisiert werden. Da dieser 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 Spannungen führen würden.

Maximal fünf Gelenke und fünf 2-Punkt-Lenker werden zur Führung eines Hinterrades benötigt (bei den Raumlenkerachsen). Durch die Auswahl der Mehr-Punkt-Lenker, lässt sich die Anzahl der Lenker bis auf einen reduzieren (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 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 aufweisen, 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, mindestens drei Jahre wartungsfrei funktionieren,
- ◆ nicht viel Platz in Anspruch zu nehmen, um andere Aggregate und Laderäume nicht zu beeinträchtigen,
- ◆ möglichst robust sein, möglichst geringe Anzahl von Einzelteile aufweisen,
- ◆ 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 aus Stahl oder Aluminium hergestellt. Die Len-

ker 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 Gummlager, dann entsteht dieses Problem nicht.

Ein idealer Lenker hat keine Verkröpfung und wird nur mit Zug- und Druckkräften beaufschlagt. Er kann sehr schlank und sehr leicht gebaut werden. Nur wenn die Länge über 150 mm wächst, 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 3-274**). 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 [65].

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-Lenkern und bei 4-Punkt-Lenkern von X- oder H-Lenkern (**Bild 3-275**). Der Teleskopdämpfer hat nur das gerade Zylinderrohr und die Kolbenstange.

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. Die beste Methode ist die Auslegung des Lenkers mit Hilfe einer Topologieoptimierungssoftware (Abschnitt 6.4.2.9).

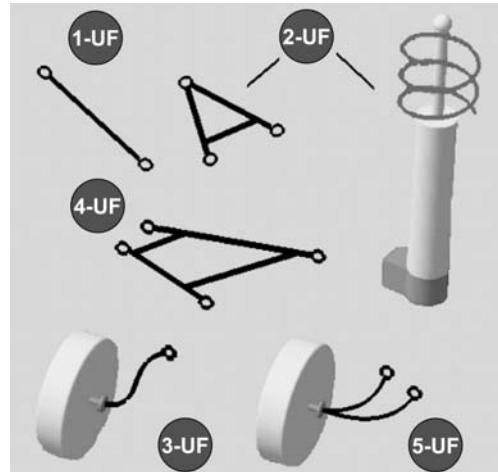


Bild 3-274: Systematik der Lenker (Gelenkanzahl): UF Unfreiheitsgrade (Freiheitsgradeinschränkung) [63]

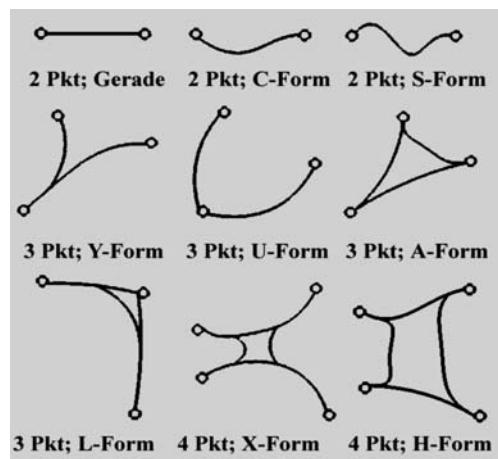


Bild 3-275: Systematik der Lenker (Verbindungen)

Neben der Anzahl ihrer Gelenke werden die Lenker auch nach der Einbaurichtung bezeichnet, die jedoch als Klassifizierungsmerkmal ungeeignet ist:

- ◆ **Querlenker:** Lenker liegt im Wesentlichen quer zur Radebene,
- ◆ **Längslenker:** Lenker liegt in Fahrtrichtung,
- ◆ **Schräglenker:** Lenkerdrehachse liegt schräg in der Draufsicht (x-y-Fahrzeugebene),
- ◆ **Verbundlenker:** zwei Längslenker, fest verbunden mit einer torsionsweichen Quertraverse.

3.7.2.1 Führungslenker

Radführungslenker (**Bild 3-276**) haben die Aufgabe, das Rad zu führen ohne das Fahrzeuggewicht abzustützen und werden daher hauptsächlich nur mit Horizontalkräften beaufschlagt. Die Krafteinleitungen finden nur an den Gelenken statt.



Bild 3-276: Beispiele für Führungslenker [66]

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 haben. Solche Einleitungspunkte sind Federteller, Dämpferlager, Stabilisatoranbindungen (**Bild 3-277**).

Die vertikal wirkenden Feder-/Dämpferkräfte sind deutlich größer als die horizontalen Radführungskräfte 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.

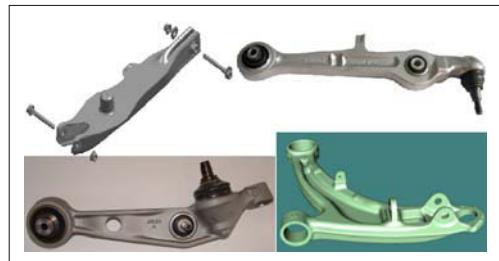


Bild 3-277: Beispiele für Traglenker

Theoretisch kann jeder Führungslenker durch Hinzufügen eines Vertikalkrafteinleitungspunkts und entsprechender Verstärkung der Querschnitte als Traglenker benutzt werden. Es ist jedoch 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 legenden Gummilager abgefangen werden.

3.7.2.3 Hilfslenker

Hilfslenker verbinden die Führungs- oder Traglenker miteinander oder mit dem Radträger. Bekannteste Hilfslenker sind die Integrallenker, wie sie an der Integrallenkerhinterachse der BMW-Fahrzeuge oder spurstabilisierenden Hinterachsen der AUDI-Fahrzeugen zu finden sind. Der Integrallenker stützt die Drehmomente am Radträger ab, die beim Bremsen und Beschleunigen entstehen (**Bild 3-278**). Es sind kurze, versatzfreie 2-Punkt-Lenker mit zwei steifen Gummilagern. Ist er am Radträger befestigt, müssen die Gummilager durch Kugelgelenke ersetzt werden.

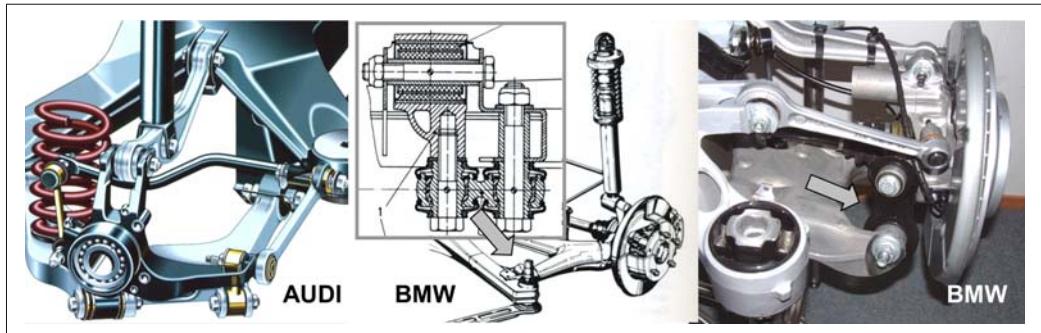


Bild 3-278: Drei Beispiele für Integrallenker (AUDI-Trapezlenker, BMW-Schraublenker, BMW-Integrallenker)

Die Schraublenkerhinterachse der BMW 528/535 (Bj. 1981), die eine räumliche Schräglengerachse ist, besitzt einen kurzen Integrallenker zwischen dem Schräglenger und Achsträger [65, 67] (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 (**Bild 4-35**).

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 Bruch bei Überlastungen,
- ◆ Steinschlag-, 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 [68]. In der Zukunft könnten auch Faserverbundkunststoffe oder eine Hybridbauweise (Stahlblech-Kunststoff) interessant werden [69] (**Tabelle 3-1**).

Tabelle 3-1: Repräsentative Eigenschaften der 5 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	1	0,8	40	2,2	2,5	2–10
Preis/Nutzen in %	100	90	2000	250	500	80–200

Stahl als Werkstoff für Lenker

Die meisten Lenker sind aus Stahl, weil Stahl eine hohe Festigkeit, Steifigkeit und Duktilität in sich vereint und immer noch 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 und seltener als Rohr und kaum als Profil.

- ◆ meistbenutzte Stahlblechsorten für Blechlenker: S355MC, S420MC, S500MC
- ◆ 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 ca. 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 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 strangpressen 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 spanabgebend 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 [70].

- ◆ 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 Korrosionssrissegefahr und durch hohe Preise 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. Obwohl die meistbenutzte Mg-Legierung AZ91-HP ist, ist sie 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 Serieneinsatz. Möglich wäre es jedoch, die nicht sehr hoch belasteten oberen Lenker aus Magnesium herzustellen.

3.7.2.6 Herstellverfahren für Fahrwerklenker

Zur Herstellung der Lenker wird derzeit im Wesentlichen folgende Verfahren eingesetzt:

- ◆ Gießen (Kokille oder Druckguss aus Grauguss oder Aluminium / Magnesium),
- ◆ Schmieden (Stahl oder Aluminium),
- ◆ Gießen und Schmieden (Cobapress, Aluminium),
- ◆ aus Blech umformen (ziehen, biegen, stanzen) und ggf. zusammenschweißen,
- ◆ aus Rohr biegen, Innenhochdruck umformen und ggf. zusammenschweißen (IHU),
- ◆ aus Stangenmaterial kaltfließpressen und biegen (nur Stahl),
- ◆ aus stranggepresstem Aluminium mit mechanischer Nachbearbeitung,
- ◆ sinnvolle Kombinationen von einzelnen Verfahren.

Ein Grobvergleich der sechs wichtigsten Herstellverfahren zeigt **Tabelle 3-2**.

Ein Benchmark zur Auswahl des Fertigungsverfahrens aus der Praxis für Land Rover T5 Lenker und deren Realisierungen zeigen **Bild 3-279** und **3-280**. **Bild 3-281** 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). Der Nachteil besteht in der eingeschränkten Designfreiheit (**Bild 3-282**) und Belastbarkeit. Wenn die Lenker komplizierter und größer werden, werden sie aus mehreren Blechteilen zusammengeschweißt, die jedoch die Kosten erhöhen und die Zuverlässigkeit reduzieren (**Bild 3-283**).

Das Stahlblech bietet außerdem die Möglichkeit, sehr kostengünstige Blechwerkstoffe wie QSTE 380 über Feinkornstähle bis zu Ultra-hochfesten Triple-Stahlsorten (**Bild 3-284**) einzusetzen. Auch vorbeschichtete (verzinkte) oder nichtrostende Bleche stehen als Ausgangswerkstoff zur Verfügung.

Tabelle 3-2: Repräsentative Eigenschaften des 6 wichtigsten Herstellverfahrens im Grobvergleich
(IHU: Innenhochdruck Umformen)

	Gießen	Thixo-Rheo	Schmieden	Strangguss	Stanzbiegen	IHU
Designfreiheit	++	++	-	--	+	-
Maßhaltigkeit	+	++	-	++	+	+
Festigkeit	-	+	++	+	+	+
Zuverlässigkeit	-	+	++	++	+	+
Werkzeugkosten	+	++	-	+	++	+
Kosten	+	-	-	-	++	+
Nacharbeit	--	++	--	-	+	++

	Stahlblech	Grauguss	Stahl-schmiede	Stahl-Rohr IHU	Aluminium schmiede	Aluminium Cobs-press	Aluminium Squeeze	Aluminum kok.-guss
Vorn oben	✓	✓	✓		✓	✓	✓	✓
Vorn unten	✓	✓	✓		✓	✓	✓	
Hinten oben		✓	✓	✓	✓	✓	✓	
Hinten unten	✓	✓	✓		✓	✓	✓	

Bild 3-279: Lenker-Machbarkeitsuntersuchung [66]

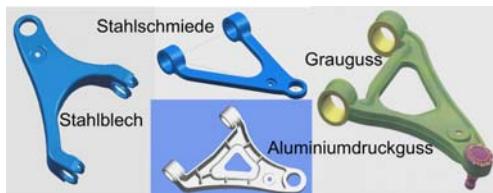


Bild 3-280: 4 Ausführungen für oberen Lenker [66]



Bild 3-282: Kostengünstiger Lenker, einschalig aus Stahlblech mit integriertem Kugelgelenkgehäuse.



Bild 3-283: Lenker aus Stahl, mehrteilig geschweißt

VERFAHREN VERSUS WERKSTOFF MATRIX	URFORMEN						UMFORMEN														
	SAND GUSS	KOKILLENGUSS	DRUCKGUSS	SCHMIEDEN	EXTRU- DIERN	STANZEN / ZIEHEN	BIEGEN/ STANZEN														
	SCHWERKRAFT	POROFREI	NIEDERDRUCK	GEGENDRUCK	VACUUM-VACURAL	VRC/PRC	SPRITZGUSS	DRUCKGUSS	PORALGUSS	SQUEEZE CAST	THIXO aus BILLET	THIXO on DEMAND	aus KNÜPFEL	aus STRANGPROFIL	aus GUSSTEIL	THIXO aus BILLET	SÄGEN	EINTEILIG	MEHRTEILIG	MECHANISCH	INNERHOCHDRUCK
GUSSEISEN	*	*	*	*	*	*											*	*	*	*	*
STAHL	*	*	*																		
EDELSTAHL																					
ALUMINIUM	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
MAGNESIUM	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
KUNSTSTOFF	*																*	*	*	*	
LEGENDE	nicht möglich	*	ungeeignet	*	möglich	*	Gut geeignet	Stand der Technik													

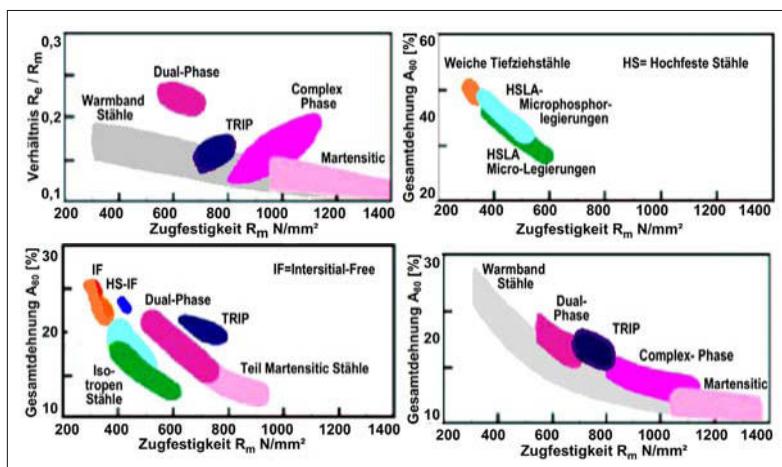
Bild 3-281:
Eignung der Werkstoffe für verschiedene HerstellverfahrenBild 3-284:
Vielfalt der Stahlsorten



Bild 3-285: Lenker aus Stahlblech und Aluminium

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 und Dehnungsgrenzen. Außerdem können die Teile durch die nachträgliche Wärmebehandlung in ihren Eigenschaften deutlich verbessert werden. Für das Schmieden sind Stahl und Aluminium sehr geeignet. Nachteilig ist die wegen der größeren Herstellertoleranzen und eingeschränkten Designfreiheit notwendige umfangreiche und kostspielige mechanische Bearbeitung der Rohteile (Bild 3-285).

2-Punkt-Lenker

Für die einfachen 2-Punkt-Lenker (Bild 3-286 zeigt mehrere Varianten) ohne Versatz, die nur auf Zug bzw. Druck belastet werden, ist ein einteiliges Blech die kostengünstigste Alternative. In die eingezogenen Krägen an beiden Enden werden das Kugelgelenk oder das Gummilager eingepresst. Für Längen über 200 mm ist ein einteiliger Blechlenker wegen der Knickgefahr in der Blechdicke deutlich zu verstärken und wird zu schwer und teuer. Hier ist ein geschlossener Querschnitt (z.B. Rohr oder zwei U-Profilen, die an den Schenkeln zusammengeschweißt sind) kostengünstiger. 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 3-287 zeigt einen Lenker aus Aluminium mit integriertem Kugelgehäuse und **Bild 3-288** einen aus zwei Metallhälften und integriertem Hülsengelenk, die mit Laser zusammengeschweißt sind.

Wenn der 2-Punkt-Lenker einen Versatz oder eine Bogenform hat, wie es bei oberen Querlenkern von Hinterachsen der Fall sein kann, dann entstehen zusätzlich Biegekräfte (Bild 3-289). In diesem Fall ist ein T-Profil aus Stahlblechen die kostengünstigste Alternative. Zwei dicke Bleche mit angeschweißten Rohrstücken an den Enden können billiger herstellbar sein, als eine zweiteilige, getorzte Alternative mit Gewichtsersparnis.



Bild 3-286: Gerade 2-Punkt-Lenkervarianten: 1) Aluminium geschmiedet, 2) Stahlrohr, Enden geschweißt, 3) Stange, Enden geschweißt, 4) 2-Blechteile, ineinander gepresst, 5) 4-kt-Rohr, mit IHU hergestellt



Bild 3-287: Gerader 2-Punkt-Lenker aus Alublech [66]

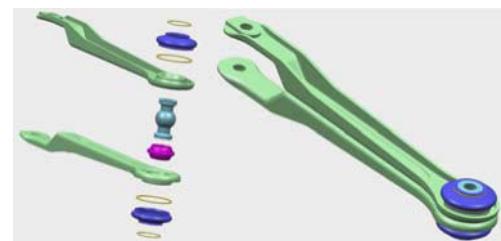


Bild 3-288: Gerader 2-Punkt-Lenker aus zwei Teilen, zusammengeschweißt mit integriertem Hülsengelenk



Bild 3-289: Gebogene 2-Punkt-Stahllenker: konventionell vierzeitig geschweißt und zweiteilig getorxed [66]

Für einfache Biegegeometrien kann auch ein Rohrprofil aus Stahl, gebogen in Biegeautomaten, eine kostenneutrale aber gewichtsreduzierte Alternative bilden. Bei der Rohrvariante müssen die Rohrenden flachgedrückt werden, um die Gummilager bzw. Kugelgelenkpatronen einpressen zu können (Bild 3-290). Wenn statt einem Rund- ein Vierkantrohr benutzt wird, kann dieser Arbeitsgang entfallen.

Wenn die Biegelinie räumlich kompliziert ist, lässt sich diese Form (Bild 3-291) am bestens durch Schmieden realisieren (beim Guss Entformungsprobleme und Lunkergefahr an Stellen mit Materialanhäufung). Einen Auswahlkatalog für 2-Punkt-Lenker zeigt Bild 3-292.

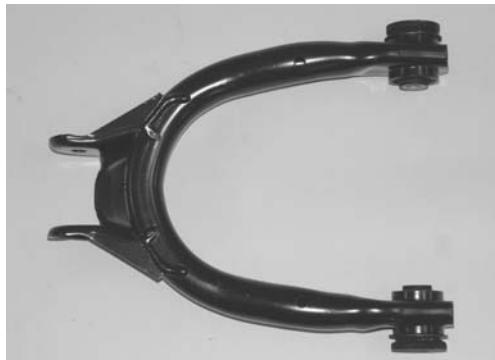


Bild 3-290: 3-Punkt-Lenker aus einem Rohr gebogen



Bild 3-291: 2-Punkt-Aluminium-Schmiede-Lenker räumlich, gebogen (Vorderachse BMW, Vorderachse AUDI) [66]

WERKSTOFF	GLIEDERUNGSTEIL			LF. NUMMER	HAUPTTEIL			ZUGRIFFSTEIL										
	HAUPT VERFAHREN	HERSTELL PROZESS	EINZELTEILEZAHL		RELATIV-GEWICHT	FESTIGKEIT	DAUERFESTIGKEIT	DEHNUNG	ÖBERFLÄCHENGÜTE	PLATZBEDARF	DESIGN FLEXIBILITÄT	TOLERANZEN	PROZESSSICHERHEIT	ROHTEILKOSTEN	FERTIGTEILKOSTEN	WERKZEUGKOSTEN	SERIEINEINSATZ	
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
	Biegen	Mehr	4	Mehrteilig Blech	75	4	3	3	2	mittel	mittel	2	mittel	60	60	400	2	
		IHD	Ein	5	Biege Lenker	90	3	3	4	3	mittel	gering	3	mittel	50	60	150	2
ALUMINIUM	UMFORMEN	IHD	Ein	6	Hydroform- Rohr	70	4	5	4	3	mittel	gering	3	mittel	85	85	500	1
		Druckguß	Ein	7	Alu Druckguß	75	3	3	2	4	mittel	groß	5	mittel	50	50	300	4
	Stanzen / Biegen	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
	IHD	Mehr	11	Mehrteilig Blech	65	3	2	2	3	groß	mittel	2	gering	70	75	400	1	
		IHD	Ein	12	Hydroform- Rohr	60	3	4	3	3	mittel	gering	3	mittel	80	90	500	1

Bild 3-292: Auswahlkatalog für 2-Punkt-Lenker [71]

3-Punkt-Lenker

Die kostengünstigste Möglichkeit einen Lenker ohne mechanische Bearbeitung, ohne Oberflächenbeschichtung herzustellen, besteht im Kunststoffspritzgießen aus Werkstoff PA mit langen Glasfasern (**Bild 3-293**). So ein Lenker wird wohl wegen den 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).



Bild 3-293: 3-Punkt-Lenker aus Kunststoff [66]

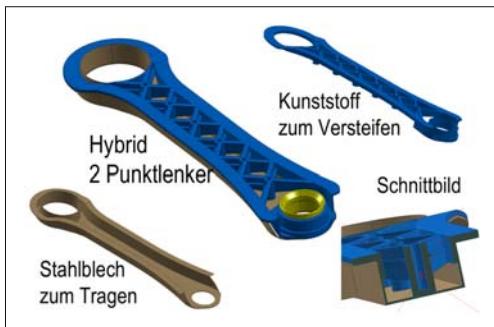


Bild 3-294: Hybridlenker aus Kunststoff und Blech [66]



Bild 3-295: 3-Punkt-Lenker aus einschaligem Blech mit integriertem Kugelgelenk [66]

Diese Nachteile des Kunststoffs lassen sich mit einem Hybrid-Lenker beseitigen (**Bild 3-294**): Ein dünnes Blechträgerstück 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 immer noch ein Lenker aus einschaligem Stahlblech mit eingeschweißter Kugelgelenkpatrone (**Bild 3-295**). Die Aufnahmeringe für die Gummilager kann man auch ins Blech integrieren, um die Kosten weiter zu reduzieren.

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 zusammenge schweißt, 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 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 3-296** zeigt einen unteren Blechlenker einer Vorderachse, zusammenge schweißt aus 7 Einzelteilen (Toyota Corolla). Durch die Teileintegration lassen sich jedoch die Anzahl der Einzelteile bis auf 4 reduzieren (**Bild 3-298**).

Einen Auswahlkatalog für einen 3-Punkt-Lenker zeigt **Bild 3-297**.

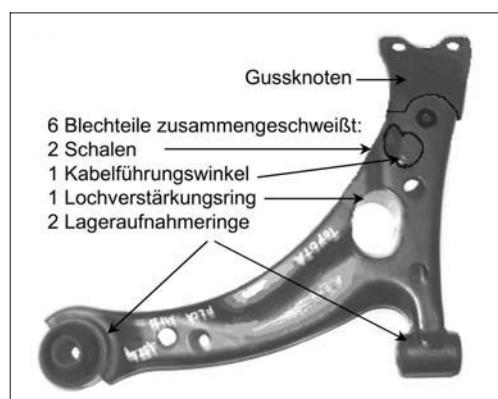


Bild 3-296: 3-Punkt-Lenker aus 6 Blechteilen und einem Gussknoten zusammengeschweißt

WERKSTOFF	GLIEDERUNGSTEIL			L.F.-NUMMER	HAUPTTEIL			ZUGRIFFSTEIL										
	VIEFAHREN	HERSTELL. PROZESS	EINZEL. TEILEZAHL		RELATIV-GEWICHT	FESTIGKEIT	DEHNUNG	OBERRÄ-CHENGLÜT	PLATZ. BEDARF	DESIGN	FLEXIBILITÄT	TOLE RANZEN	PROZESS SICHERHEIT	ROHTEIL KOSTEN	FERTIGTEIL KOSTEN	WERKZEUG KOSTEN	SERIEN EINSATZ	
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
	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
	Mehrteilig Blech	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
EDELSTAHL	IHD	E/M	7	Hydroformed Rohr	75	4	4	4	4	mittel	gering	4	hoch	100	90	500	1	
	Umformen	Stanzen und Ziehen	Ein	8	Einteilig Niro-Blech	80	4	5	4	4	groß	mittel	4	hoch	75	70	300	1
		Mehr	9	Mehrteil.Niro-Blech	70	4	4	4	3	mittel	mittel	3	hoch	85	80	400	1	
ALUMINIUM	URFORMEN	Sand-guss	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
	Ur.+ Um.	Kokillenguß	Ein	13	Coba-Press	65	3	2	4	4	mittel	gering	4	sehr hoch	140	130	250	2
		Schmieden	Ein	14	Alu-Schmiede	65	4	3	4	5	mittel	gering	3	sehr hoch	200	180	150	4
	Extrudieren	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 3-297: Auswahlkatalog für einen 3-Punkt-Lenker [71]



Bild 3-298: 3-Punkt-Lenker aus vierteilig geschweißtem Blech mit integrierten Gelenken

Traglenker stützen zusätzlich Feder-/Dämpferkräfte ab. Diese Kräfte wirken senkrecht zu den radialen Gelenkkräften und sind deutlich höher als Radialkräfte. Es entstehen im Lenker hohe Biege- und Torsionsbelastungen. Die Traglenker werden meist als Stahlschmiedeteile hergestellt, weil Blechlösungen sehr große Wandstärken benötigen und die Schweißnähte für die Biegefesteitk eine Schwachstelle darstellen.

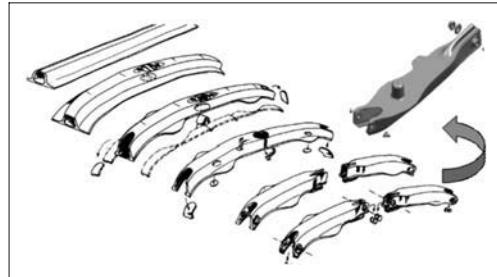


Bild 3-299: 2-Punkt-Traglenker aus stranggepresstem Aluminiumprofil (Extruform) [72]

Eine interessante Möglichkeit, Querlenker mit Federstützsteller in der Mitte herzustellen, ist das „Extruform“-Verfahren [72] (Bild 3-299). Hier wird ein stranggepresster 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 ist auch sehr gewichtssparend. Ein Kosten- und Gewichtsvergleich dieses Verfahrens gegenüber den Stahlalternativen zeigt Bild 3-300 [72].

Lenker-Ausführung	Raufoss Extruform	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 3-300: Benchmark 2-Punkt-Traglenker, Richtpreise auf der Basis von 2002, für 1 Mio. Stk./Jahr [72]

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 Gusswerkstoff hat sich für die 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 3-301). 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. deutlich verkleinert [73]. Ein Kostenvergleich bekannter Herstellungsverfahren für Aluminiumlenker gibt das Bild 3-302 als Beispiel wieder [72].

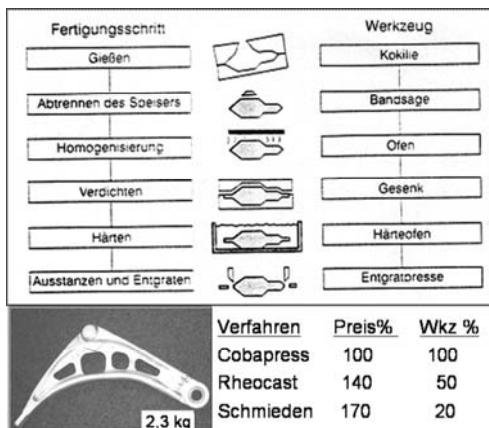


Bild 3-301: Cobapress-Verfahren und dessen Vergleich mit Rheocast und Schmieden

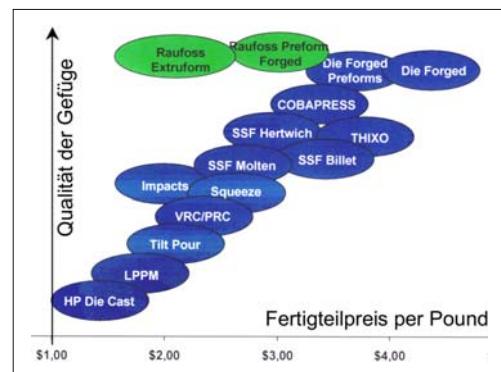


Bild 3-302: Vergleich der Herstellungsverfahren für Aluminiumlenker [72]

Mehrpunkt-Lenker mit Torsionsbelastung

Wenn ein Lenker auf Torsion belastet wird (wie es bei den Trapezlenkern der Fall ist), muss er einen geschlossenen Hohlquerschnitt haben. 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 Hilfsrahmen sein, wenn diese nur mit wenigen Rohrschnitten darstellbar sind (Bild 3-303).

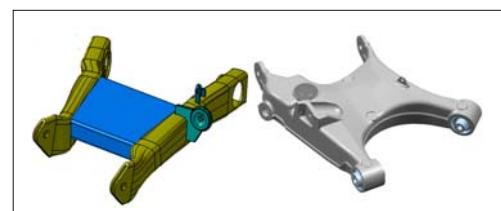


Bild 3-303: IHU und Aluminiumniederdruckguss mit Kernen für großflächige Trapezlenker

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 Trenggrat vertretbar sind, ist es allen anderen Verfahren vorzuziehen (**Bild 3-304**).

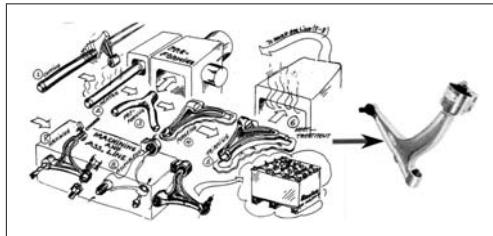


Bild 3-304: Schmiedeprozess für 3-Punkt-Lenker [72]

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 [73]. Cobapress ist bei großen, komplizierten Teilen dem Schmieden vorzuziehen (**Bild 3-301**).

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 3-305**).

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 Prozesssicherheit verhindern jedoch den bedenkenlosen Einsatz wie beim Schmieden.

Druckguss als Vacuralguss, 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 Hohllenker.

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 Löchen 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 einfacher, diese bei den Zulieferern anzufragen, vorausgesetzt, dass optimierten Bauteilzeichnungen zur Verfügung stehen und bei bestimmten Herstellverfahren notwendige zusätzliche Bearbeitungs- und Oberflächenbehandlungskosten nicht vergessen werden. Außerdem ist damit zu rechnen, dass während der Entwicklung oft unvermeidliche Änderungen auftreten, die dann fast immer mit Mehrkosten verbunden sind. In **Bild 3-307** [74] sind unterschiedliche Fertigungsverfahren für Aluminiumlenker mit ihren typischen Merkmalen gegenübergestellt.

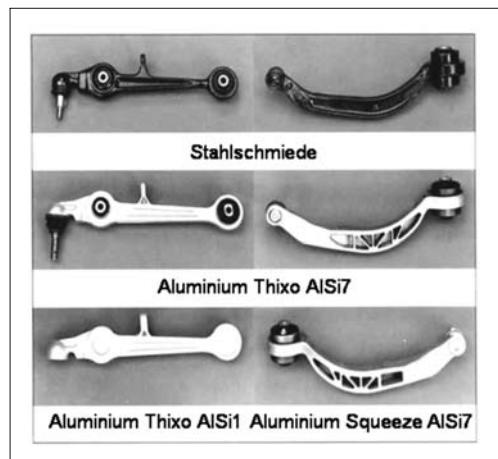


Bild 3-306: Schmiede und Aluminiumdruckguss [66]

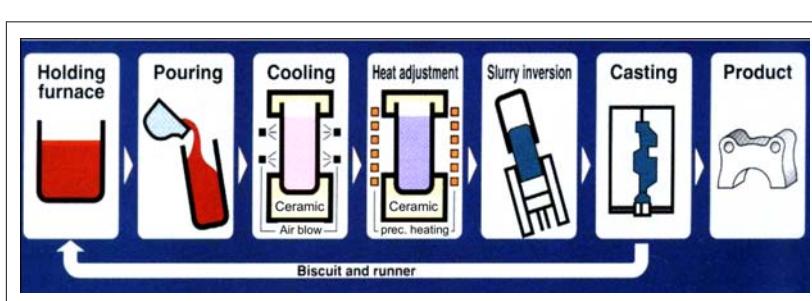


Bild 3-307:
Aluminium Rheocast
Prozessschritte [74]

GLIEDERUNG		FLÜSSIG				HALBFEST		FEST
MERKMALE		Squeezee casting	Vakuum guss	Druck-guss	Kokillen-guss	Rheo-casting	Thixo casting	Schmieden
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
K O S T E N	Knetlegierungen	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Materialkosten	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Gießzyklus	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Wkz. Lebensdauer	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Maßgenauigkeit	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
	Prozessstabilität	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★
Gesamtkosten		★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★

LEGENDE
Exzellent
Sehr gut
Gut
Mittel
Schlecht
Nicht möglich

Bild 3-307: Auswahlkatalog für die Herstellverfahren für Aluminiumlenker [74]

3.7.2.8 Auslegung und Optimierung der Lenker

Die Konstruktion des Lenkers startet mit den bereits bekannten Umfängen wie Hardpoints, Lenkerart, Lenkerkarten, Kräfte, Steifigkeiten und zur Verfügung stehendem Freiraum. Zuerst werden das CAD-Modell des Freiraums und die Krafteinleitungspunkte übernommen, mit den Kräften ergänzt und Werkstoffwerte eingegeben. Die FEM-Software zur Topologieoptimierung ermittelt die optimale Materialverteilung (Bild 3-308), damit überall die gleichen Steifigkeiten herrschen. Dieses Modell wird an die Besonderheiten des gewählten Herstellverfahrens 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, Krafteinleitungen, 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 auch 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 Befestigungssaugen 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 3-309). Hinsichtlich ihrer Funktion sind beide Ausführungen gleichwertig. Da

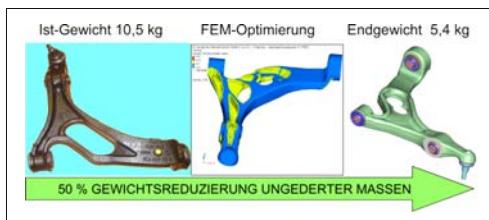


Bild 3-308: Optimierung des Lenkergewichts [66]

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 [65]. Außerdem wirkt die Steifigkeit der Aufnahmeaugen 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 parallellaufenden Profilen vorzusehen (Bild 3-309).

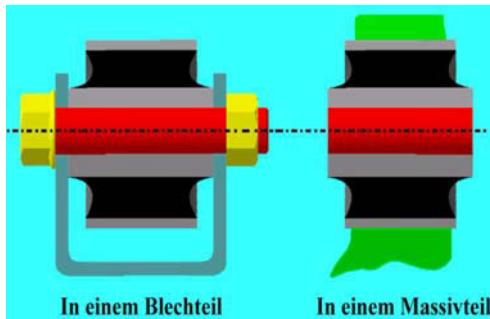


Bild 3-309: Gummilageranbindungen

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 (Bild 3-332). 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 (Bild 3-295).

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 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 3-310). Hier spricht man von „gebautem Kugelgelenk“.

Abgesehen von der Nichtaustauschbarkeit hat diese Lösung mehrere Vorteile durch günstige Kosten wegen des Wegfalls der Schraubverbindung, einer Gewichtersparnis durch Wegfall des Gelenkgehäuses, Platzersparnis um näher an die Radmittelebene zu rücken, Funktionssicherheit durch Wegfall der Schnittstellen; aber auch Umgehung von Problemen wie Wärmedeh-

nung, Materialpaarungskorrosion, die sonst durch unterschiedliche Werkstoffe (Stahl/Aluminium) auftreten. Besonders bei Aluminiumlenkern wird die gebaute Lösung bevorzugt angewandt.



Bild 3-310: Gebautes Kugelgelenk Thixo-Lenker [66]

3.7.3 Kugelgelenk

Die Getriebeglieder 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 3-311).

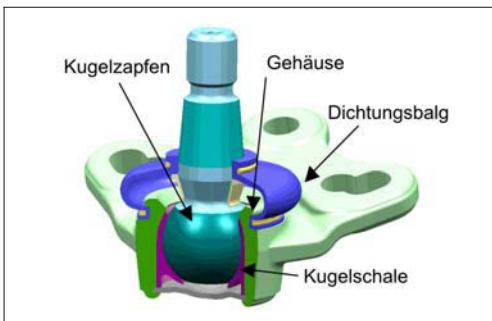


Bild 3-311: Kugelgelenk, Kugelzapfen und Schale

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 stehenden Zähne eines Zahnräpaars. Die Gelenkelemente eines Kugelgelenkes sind der Kugelzapfen und die Kugelschale. Für 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 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 3-312**). Zwei Freiheitsgrade sind für den Radhub und zum Lenken des Rades notwendig und der dritte lässt elastokinematische Änderungen zu.

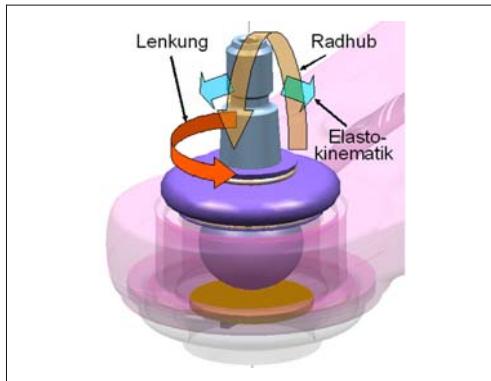


Bild 3-312: Drei Drehfreiheiten des Kugelgelenks

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 Kugelgelenkes 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 Radfedererkennung) und während der Lebensdauer nicht unter einen vorgegebenen Wert sinken. Die Aufgaben des Kugelgelenks sind also:

- ◆ Radträger mit dem Lenkern zu verbinden,
- ◆ die Zug- und Druckkräfte weiterleiten,
- ◆ drei Rotationsfreiheiten gewährleisten.

Die wichtigsten Anforderungen an die Gelenke sind:

- ◆ niedrige Reibverluste, kein Stick-Slip-Verhalten,
- ◆ möglichst 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. Er ist formschlüssig, d.h., die Kugelpfanne umschließt die Kugel. Obwohl der Drehwinkel um die Kugelzapfenachse unbegrenzt bleibt, ist er um die beiden Kippachsen auf Maximum $\pm 35^\circ$ begrenzt.

Die Kugelanbindung nach außen wird durch drei mögliche Ausführungen realisiert (**Bild 3-313**):

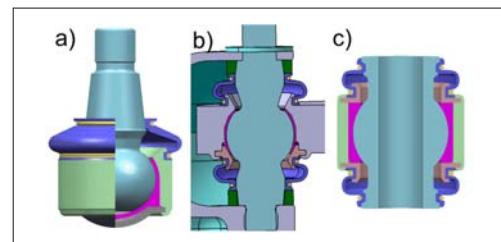


Bild 3-313: Kugelgelenkzapfenarten [66]: a) mit einem Zapfen, b) mit Doppelzapfen, c) ohne Zapfen (Hohlkugel)

Je nach der Hauptbelastungsrichtung können sie unterteilt werden in (**Bild 3-314**):

- ◆ radialbelastetes Kugelgelenk (Führungsgelenk),
- ◆ axialbelastetes Kugelgelenk (Traggelenk).

Je nach dem Einsatzort werden sie unterteilt in:

- ◆ Radgelenke (Führen, Tragen),
- ◆ Spurstangengelenke (Lenken s. Abschnitt 3.4.3),
- ◆ Stabilenkergerlenke (Wanken s. Abschnitt 3.5.2.3).

Betrachtet man Kugelgelenk und Lenker zusammen, dann kann das Kugelgelenk mit eigenem Gehäuse (**Bild 3-283**) mit dem Lenker fest verbunden sein (geschraubt, genietet, verschweißt, eingepresst) oder der Lenker bildet das Gelenkgehäuse. Dementsprechend heißen die Kugelgelenke Flanschgelenk, Einpressgelenk, Schraubgelenk (**Bild 3-332**) oder gebautes Gelenk (**Bild 3-310**).

Die Fertigungsart des Gelenkgehäuses ist auch von Bedeutung. Es kann gegossen, geschmiedet, kaltfließgepresst, gedreht, aus Blech gestanzt bzw. gezo gen sein. Das gedrehte Gehäuse wird aus Kosten gründen nur bei Prototypen oder Kleinserien 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 kostens parend 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 (**Bild 3-310**). 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.

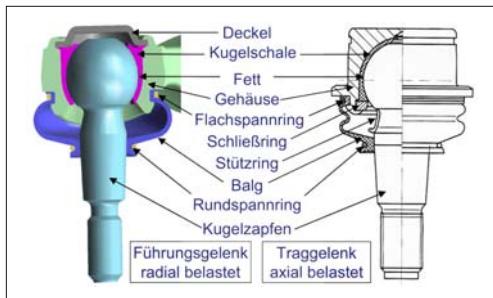


Bild 3-314: Aufbau und Einzelteile der radial und axial belasteten Kugelgelenke [66]

3.7.3.3 Aufbau der Kugelgelenke

Jedes radführende Kugelgelenk (**Bild 3-314**) 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 Schmiermittel, 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.

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 hochwertigen Stählen hergestellt, obwohl als Leichtbauversion auch wärmebehandeltes Aluminium als Gehäuse eingesetzt werden kann. Kugelzapfen als Leichtbau kegelzapfen aus Titan sind möglich, aber wegen hoher Materialkosten des Titans nicht in Serienfahrzeugen zu finden.

gem Stahl hergestellt, obwohl als Leichtbauversion auch wärmebehandeltes Aluminium als Gehäuse eingesetzt werden kann. Kugelzapfen als Leichtbau kegelzapfen 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 Wechsellaisten erfordern, dass sie dauerfest sind, d.h., 10 Millionen Lastwechseln 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 eine Dehnung von min. 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, kaltfließgepresst, aus Blech tiefgezogen. Grauguss wird bei modernen Pkw-Fahrwerken wegen der niedrigen Werkstofffestigkeit und Lunkergefahr selten eingesetzt. Der übliche Werkstoff für das Gehäuse ist 30MnVS6.

Das Rohteil wird in den Bereichen der Innenkontur, der Balgnuten und der Gehäuseöffnungen mechanisch bearbeitet. Die Bearbeitungstoleranzen betragen weniger als 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 deutlich niedriger sind als im Kugelzapfen, wobei beim Gehäuse aus Aluminium diese unerlässlich sein kann. Die Bearbeitungskosten werden gespart, wenn das Gehäuse aus Blech tiefgezogen wird. Insbesondere die sog. Gelenkkartusche bietet sich als kostengünstigstes Kugelgelenk an (**Bild 3-315**).

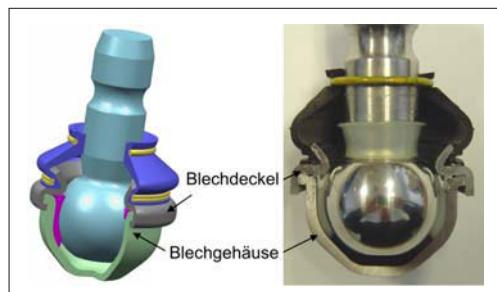


Bild 3-315: Kugelgelenkkartusche mit tiefgezogenem Blechgehäuse [66]

Die äußere Oberfläche des Gehäuses muss gegen Korrosion geschützt sein. Die einfachste und billigste Methode ist die Phosphatierung, die jedoch nicht zeitgemäß ist. Kostengünstige Beschichtungen sind KTL-Lackierung (240 h Salz-Sprühtest (SS-Test)) oder Zink-Eisen-Transparent (ZnFe-Transparent) (bis zu 600 h SS-Test). ZnFe ist ca. 50 % teurer als KTL. Ein noch 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 hergestellt. Er besteht aus einem Kugelkopf und einem Zapfen, beide sind über einen dünnen Hals miteinander verbunden (**Bild 3-316**). Die Verjüngung ist notwendig, damit der gewünschte Winkelausschlag bis $\pm 35^\circ$ erreicht wird. Dabei muss die entsprechende Gehäuseöffnung immer noch kleiner bleiben als der Kugeldurchmesser, um die so genannte metallische Überdeckung zu gewährleisten; je größer diese Überdeckung ist, desto größer ist die Zapfenausziehkraft.

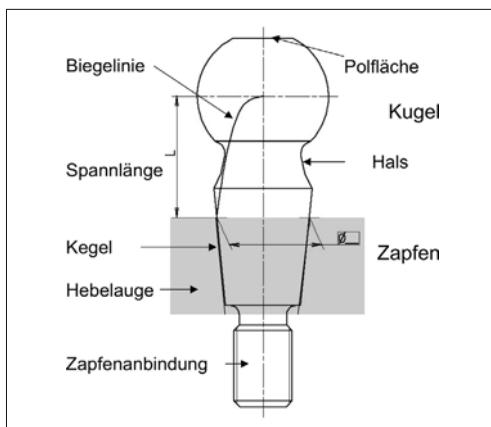


Bild 3-316: Kugelzapfen [66]

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. 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 Induktivhärtung des Zapfens, die jedoch die Kosten steigert, weil der Zapfen nicht nur wärmebehandelt sondern danach 100 % nach Rissbildung geprüft werden muss.

Die Kugel ist für die Gelenkfunktion der wichtigste und von der Fertigungstoleranzen her ($\pm 0,05$ mm) das genaueste Teil. Außerdem muss ihre Kugelform gleichmäßig sein (Kugelformtoleranz), um das gleichmäßige Gleiten in alle Drehrichtungen zu ermöglichen. Auch 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 die Beschichtung an der Kugel wieder abgetragen bzw. poliert werden, 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 3-317**).

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 3-318**).

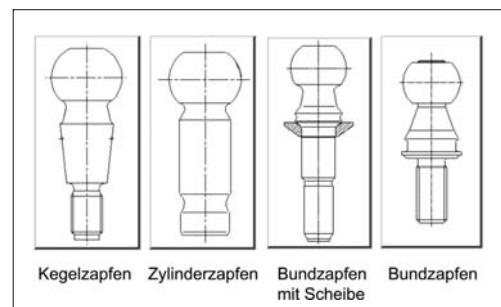


Bild 3-317: Kugelzapfenarten [66]



Bild 3-318: Kegel-, Zylinder- und Bundzapfen [66]

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 an Abstand bedeutet. Der Kegelzapfen ist dem Zylinderzapfen vorzuziehen, weil hier die Gefahr der Korrosion mit anschließender Undichtigkeit deutlich geringer ist (**Bild 3-317**).

Wenn das Hebelauge aus einem weichen Werkstoff (z.B. Aluminium) besteht, braucht man eine größere Kontaktfläche, damit die Flächenpressung (Schraubenzugskraft / 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 Stahlelemente, 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 Gehäusenoden (radial belastete Gelenke) oder einen Schließring an der Zapfenoöffnung (axial belastete Gelenke), um das Gelenk nach der Montage zu schließen (**Bild 3-314**). 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 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 das 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 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 Innere des Gelenks 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 so 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 3-319.

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 3-320 zeigt die grundlegenden Verschleißmechanismen.

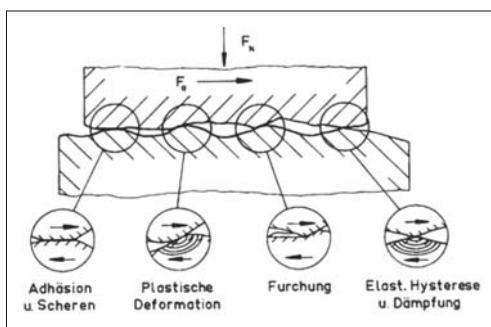


Bild 3-319: Tribologie: Reibmechanismen [75]

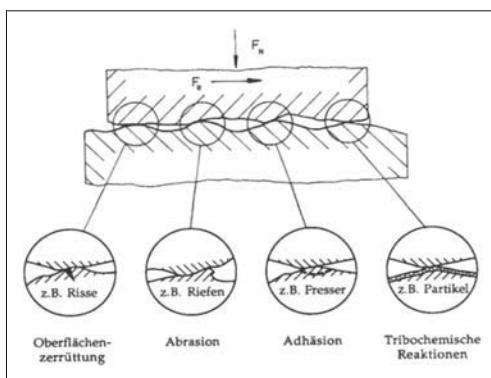


Bild 3-320: Tribologie: Verschleißmechanismen [75]

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.

Deshalb haben Kugelgelenke bevorzugt eine Stahl/Kunststoff-Paarung. Aus einer Vielzahl von Kunststoffsor ten ist POM (Polyoxymetilen) 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 ($p_{glätt}$), 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 3-321). Je kleiner R_z ist desto glatter ist die Oberfläche und je höher R_z ist, desto rauer wird sie.



Bild 3-321: Rauigkeit und Glanz der Oberfläche

Schmierstoffe (Fette)

Schmierstoffe dienen zur Reibungs- und Verschleißminderung. Sie werden als Schmieröle (flüssig), Schmierfette (zäh) oder als Festschmierstoffe (Gra-

phit, 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 Fest-schmierstoffe.

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 geringen 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. 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 Abnahme der Festigkeitseigenschaften mit steigender Temperatur, dadurch Zunahme von Verschleiß und Kriechen,
- ◆ 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,
- ◆ Verdreh sicherung,
- ◆ Einspritzpunkt des Kunststoffs,
- ◆ Einfallstellen beim Abkühlen,
- ◆ Kristallstruktur, Entformbarkeit,
- ◆ Lagerung bis zum Einbau im Gelenk.

Als Kugelschalenwerkstoff werden POM (Polyoxy-metylen), PA (Polyamid) oder neuerdings PEEK (Polyetherketon) verwendet. POM-A ist der Standardwerkstoff wegen der niedrigen Reibungs- und Verschleißwerte, sehr hoher Belastbarkeit und Formbeständigkeit sowie geringer Wasseraufnahme. Außerdem wird es mit einer erhöhten Vorspannung in das Gelenk eingebaut, die nach der Montage durch Tempern (halten des Gelenkes bei 100 °C ca. 1 Stunde), d.h. Fließen (Kriechen) des Kunststoffs 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 zulässige Drehmomente). Für den 27er Durchmesser darf z.B. das Losdrehmoment „M_{d1}“ 9 Nm nicht überschritten und die Drehmomente „M_d“ müssen zwischen 1 und 4 Nm liegen.

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**

3-322), die nur zwei Schlitze haben. Bei diesem Schalendesign wird, zusammen mit gezieltem Temern, 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.

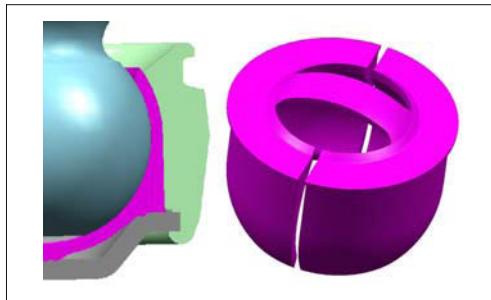


Bild 3-322: Bügelschale mit zwei Schlitzen

PA 66 mit 30 % Glasfaseranteil wird trotz etwas höherer Belastbarkeit selten als Schalenwerkstoff eingesetzt, weil es schlechtere Reibungs- bzw. Verschleißeigenschaften und höhere Wasseraufnahmewerte besitzt.

Die Bügelschale 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 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 max. 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.).

Da das Kugelgelenk immer spielfrei sein muss, muss es eine Vorspannung aufweisen. Die Vorspannung wird erzeugt, indem der Spalt zwischen Kugel und Gehäuseinnenkontur etwas kleiner ist als die Dicke der Bügelschale. D.h., die Bügelschale hat, auch wenn das Gelenk unbelastet ist, 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/Gehäuseinnenkontur (enge Toleranz → hohe Fertigungskosten) und der axialen Schließkraft beim Einrollen des Deckels sicher gestellt. Temperr ist dann die letzte Möglichkeit, die Vorspannung zu korrigieren.

Die Bügelschale muss demnach folgendes aufweisen:

- ♦ eine thermoplastische Kunststoffsorte mit sehr guten Gleit- und Verschleißeigenschaften, geeignet für Betriebstemperaturen –40 bis +100 °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 Schlitten (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 Bügelschale und Kugel (Bild 3-323). 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 Ring-hälfte mit Gummilippe verteuren das Kugelgelenk.

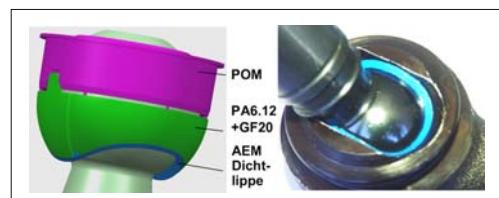


Bild 3-323: Kugelgelenk mit Dichtlippe [66]

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 kann. 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 die Korrosion am Kugelzapfen kann 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 Temperaturentwicklung), 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 potentielle 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 radialer 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 [76].
- ◆ Die Kontaktfläche muss immer einen Schmierfilm haben und darf nie trocken laufen, sonst wird die Lippe zu heiß und zerstört.
- ◆ Die Oberflächenrauigkeit des Zapfens darf weder zu rau (um die Reibung und den Verschleiß klein zu halten) noch zu glatt sein (um eine Dauerschmiereung 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 3-324 zeigt die 2D-FEM-Simulation für die zapfenseitige (dynamische) und gehäuseseitige (statische) Druckverteilung unter der Dichtlippe. **Bild 3-325** zeigt dieses Dichtsystem im Schnitt.

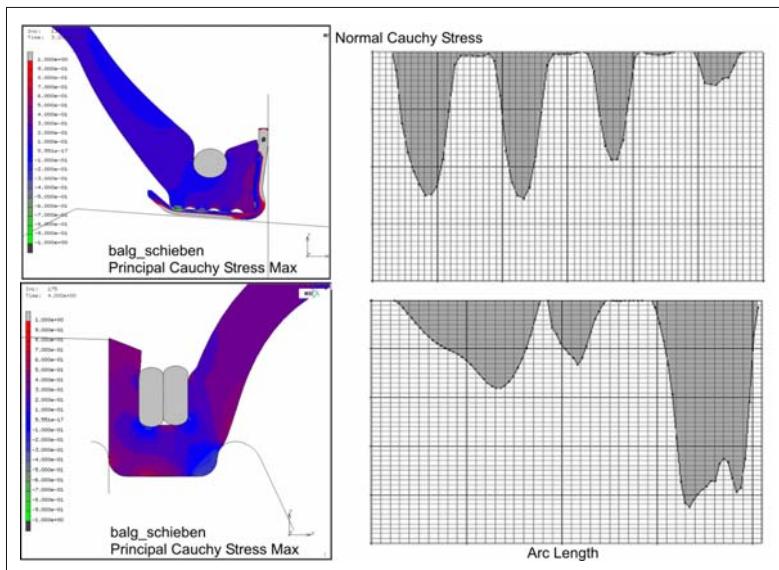


Bild 3-324:
FEM-Simulationen der
Druckverteilung

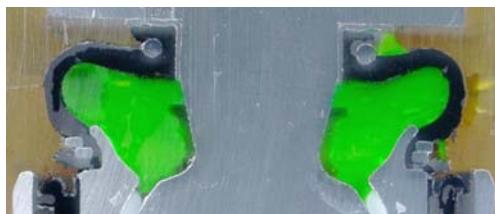


Bild 3-325: Dichtsystem mit L-Ring [66]

Es gibt drei unterschiedliche Balgtypen: Zwiebelbalg, Tonnenbalg und Doppelfaltenbalg (**Bild 3-326**). Der Zwiebel- oder Tonnenbalg ist kostengünstiger. Ein Doppelfaltenbalg ist bei großen Ausschlagwinkeln vorzusehen. Als dynamische Abdichtlippe wird ein 3-faches Labyrinth empfohlen.

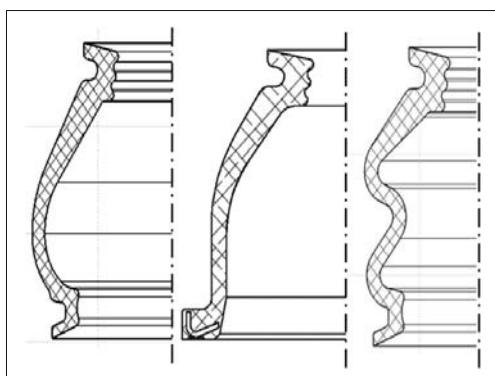


Bild 3-326: Mantelflächengeometrien für Dichtungsbalg (Zwiebelbalg, Tonnenbalg und Doppelfaltenbalg) [66]

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 Dichtungsbalges 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 3-327 und 3-328**), werden Dichtungsbalg, 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.

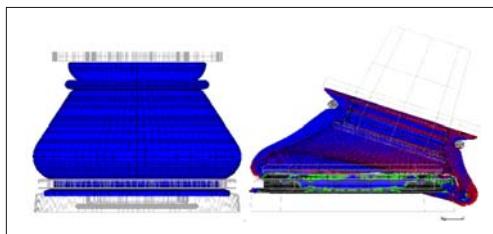


Bild 3-327: 3D-FEM-Simulation des Dichtsystems

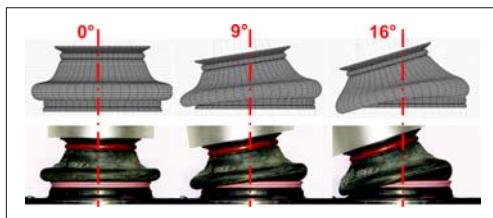


Bild 3-328: Validierung der FEM Simulation [66]

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 keine kleinen 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 Flachdrahtrings ist die bessere 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 3-329). 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 Radführungslenker sind hauptsächlich in Radialrichtung belastete Kugelgelenke. Sie haben die Aufgabe Radträger zu führen und in der Vorderachse dessen Drehung um die Lenkachse zuzulassen.

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 Lenkachse (Bild 3-330). Ein drittes Kugelgelenk – Außengelenk der Spurstange – benötigt man, um den Radträger mittels der Spurstange um die Achse drehen zu können.

	Formstabilität	Vorspannungsverlust	Temperatur- und Langzeiteneinfluss	Nachstelleneffekt	Toleranzempfindlichkeit	Vorspannungsverteilung	Gefahr der Balgbeschädigung	Vorspannkraft abhängig von Montageart	Über große Distanz montierbar	Kosten
Runddrahtring	+	+	+	o	-	o	-	o	-	+
Flachdrahtring	++	+	+	o	-	o	-	-	o	+
Vulkanisierter Ring	++	+	+	-	o	++	++	++	-	-
PUR-Spannring	-	-	--	+	+	+	-	+	++	+
Elastomerspannring	-	-	-	++	+	+	+	+	++	+
Kein Spannring	--	-	-	+	++	-	++	++	+	++

Bild 3-329:

Gegenüberstellung verschiedener Spannringausführungen für den Dichtungsbalg [66]

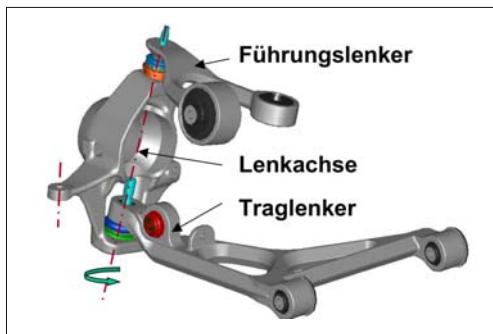


Bild 3-330: Führungs- und Traggelenke an der DQL-Vorderachsraufhängung an der Lenkachse

Für die Hinterachse wird die Spurstange fest am Achsträger gelagert und lässt die Spureinstellung 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 (standardmäßig 22, 25 und 27 mm, decken alle Pkw-Klassen ab). Das **Bild 3-331** 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. Die Kugelschale besitzt einen dünnen Rand, der zwischen Gehäuse und Deckel geklemmt wird; einerseits gegen Verdrehen der Schale, andererseits als eine Dichtkante gegen Eindringen der Feuchtigkeit. Die Rollkante der Gehäuseöffnung wird nach der Montage fest auf dem Deckel zugerollt.

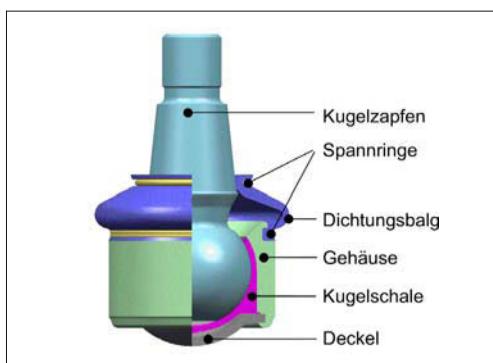


Bild 3-331: Aufbau Führungsgelenk [66]



Bild 3-332: Führungsgelenke, Gehäusevarianten [66]

Die Ausführungsvarianten beziehen sich auf die Zapfenform (Zylinder-, Kegel- oder Bundzapfen, **Bild 3-317**) und Gelenkgehäuse (Flansch-, Einpress-, Einschraub-, Anschweißgehäuse oder eingebaut im Lenker, **Bild 3-332**). **Tabelle 3-3** zeigt die gängigen Eigenschaften der Führungsgelenke.

Tabelle 3-3: Spezifikationen für Führungsgelenke

Kugelnennmaß	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	
Gewicht	g		schaftabhängig	

Wichtig für die unteren Führungsgelenke sind eine möglichst kompakte Einbaumasse und eine hohe Temperaturbeständigkeit, weil diese oft sehr nahe zur Bremsscheibe stehen. Bei über 100 °C empfiehlt sich ein am Gehäuse integriertes Hitzeeschutzblech, um eine direkte Wärmestrahlung zum Balg zu verhindern (**Bild 3-333**).



Bild 3-333: Führungsgelenke mit Hitzeeschutzblech

3.7.3.7 Traggelenke

Die Traggelenke übertragen zusätzlich zu den radialem 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 3-334**). Bedingt durch die notwendige Gehäuseöffnung am Zapfenhalsbereich ist die metallische Überdeckung in Zugrichtung kleiner als die in Druckrichtung. Deshalb müssen sie 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 Gehäusebohlen besitzt einen kegeligen Bereich, um die Reibmomente 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 3-335**). Ausführung „S“ ist für höhere Ansprüche und die Ausführung „L“ für die kostengünstigen Einsätze 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.

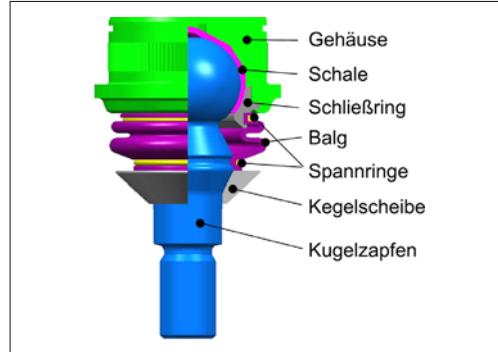


Bild 3-334: Aufbau eines Traggelenks [66]

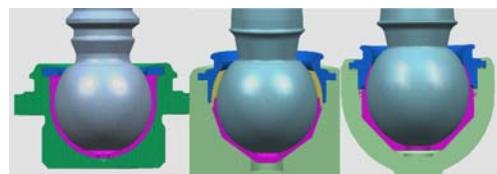


Bild 3-335: Traggelenkausführungen, links: Ausführung „L“, rechts: Ausführung „S“ [66]

Wichtig bei einem Traggelenk ist die Dauerfestigkeit der Kugelschale. Sie 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 3-4** zeigt die gängigen Spezifikationen der Traggelenke.

Tabelle 3-4: Spezifikationen für Traggelenke.

Kugelnennmaß	mm	30		32		35	
Ausführung		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					
Gewicht	g	flanschabhängig					

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, sondern 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 3-336). Obwohl deren Funktion und Aufbau ähnlich wie die der Kugelgelenke sind, entspricht ihre Befestigung der von Gummilagern.

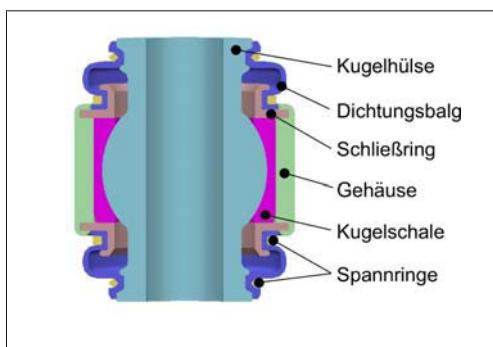


Bild 3-336: Aufbau eines Hülsengelenks [66]

Hülsengelenke werden in einer Bohrung des Lenkers oder des Radträgers eingepresst (Gehäuseaußen-durchmesser mit Toleranz n7). Sie sind nicht fliegend gelagert, sondern mit einer durchgehenden Schraube von beiden Seiten (zwei-schnittig) befestigt. Die Drehung um die Längssachse 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 Kippmomententreibung. 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 Balgfestigung. 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 3-337).

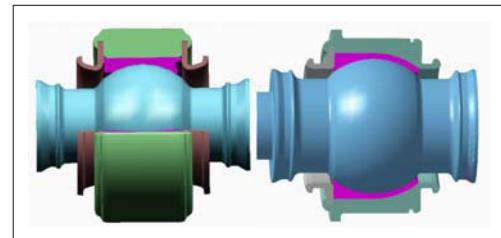


Bild 3-337: Hülsengelenke, links: Ausführung „L“, rechts: Ausführung „S“ [66]

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 3-5 zeigt die Spezifikationen der Hülsengelenke.

Eine kostengünstige Ausführung zeigt Bild 3-338. 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.

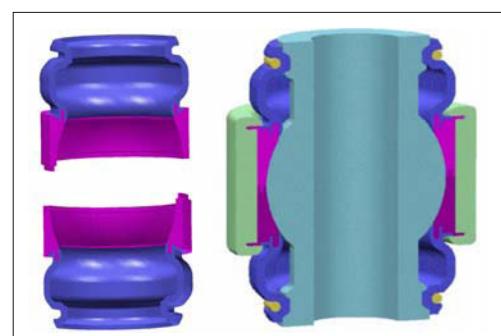


Bild 3-338: Kostengünstiges Hülsengelenk [66]

Tabelle 3-5: Spezifikationen für Hülsengelenke

Kugelnennmaß	mm	30		35		40	
Ausführung		L	S	L	S	L	S
Winkelaußschlag	±°			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			
Gewicht	g						

3.7.4 Gummilager

Nach den Kugelgelenken ist das „Gummilager“ die wichtigste Gelenkart für die Radführung (**Bild 3-339**). Es ist vom Grundsatz her ein Kugel- und Drehgelenk mit Freiheitsgraden um Längs-, Quer- und Hochachse. Die Drehbewegungen sind auf einen Winkel von ca. ±20° bis 25° beschränkt, die kardanische Auslenkung auf ±5° und die Axial- bzw. Radialverschiebung auf ±1 bis 3 mm, jeweils abhängig von der Konstruktion des Gummilagers und seines Einsatzes.

**Bild 3-339:** Verschiedene Gummilagerausführungen

In kleinen Bewegungsbereichen besitzt es 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 Gummiwerkstoffes, das zwischen zwei Metallhülsen einvulkanisiert oder eingepresst ist.

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 ein wenig exaktes Fahrverhalten verursachen.

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 [65].

Die wichtigste Aufgabe des Gummilagers ist die Realisierung der gewünschten elastokinetischen Eigenschaften 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 [77].

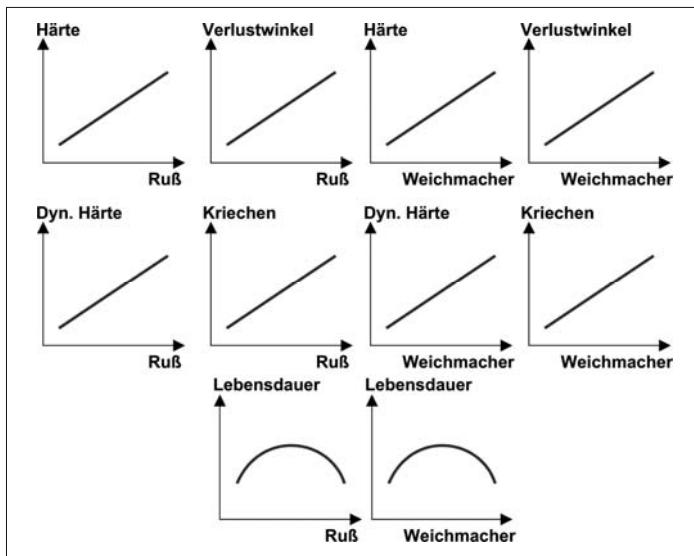


Bild 3-340:

Einfluss der Ruß- und Weichmachermenge auf die Gummi-eigenschaften [3]

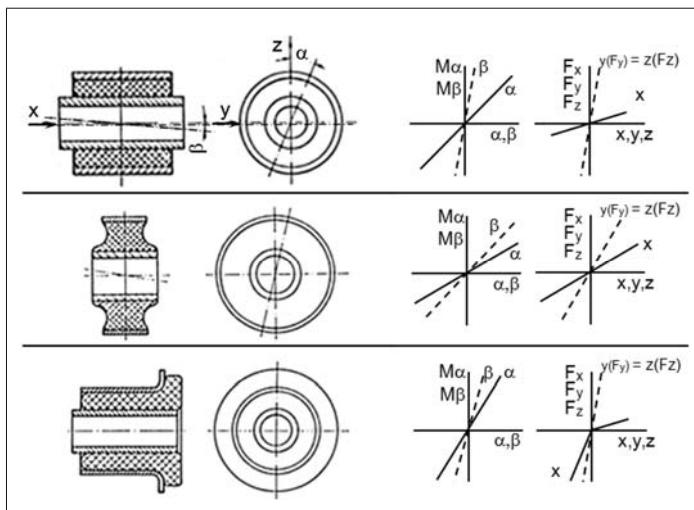


Bild 3-341:

Gummilagerauslegungen [77]

Durch Änderung der Gummimischung (Werkstoffeigenschaften **Bild 3-340**) aber auch durch die geometrische Auslegung der Hülsenabmessungen, Gummihöhe und Gummilänge können sehr unterschiedliche Gummilagerkennlinien erreicht werden (**Bild 3-341**). 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 [78], **Bild 3-342**. Die allgemeinen Gummilagergleichungen lauten (Index d für Druck, s für Schub):

$$c_d = E' \cdot \frac{A}{h} \quad (3.101)$$

$$c_s = G' \cdot \frac{A}{h} \quad (3.102)$$

$$E' = 3 \cdot G (1 + k + k^2) \quad (3.103)$$

$$G' = G \cdot f(X) \quad (3.104)$$

$$\sigma = \frac{f_d}{h} + E \quad (3.105)$$

c Federsteifigkeit [n/mm]

G Schubmodul [N/mm^2], Funktion der Shorehärt

E Elastizitätsmodul [N/mm^2], Funktion der Shorehärt und Formfaktor

X Faktor der Geometrie und der Doppelbiegung bei Schubverformung [17]

A Querschnittsfläche [mm^2]

σ Spannung [N/mm^2]

k belastete/freie Oberfläche [-]

f_d Federweg in Druckrichtung [mm]

f_s Federweg in Schubrichtung [mm]

h Gummihöhe in Druckrichtung [mm]

Bei gleichbleibender Shorehärt wird mit größerem Formfaktor (Vergrößerung oder Verkleinerung 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 3-343.

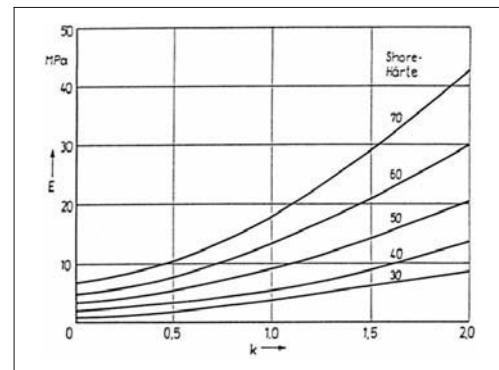


Bild 3-342: Formfaktor, Shorehärt, E-Modul [78]

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, sondern einen oder mehrere Schlitz aufweist. Sie wird dann bei der Montage unter radialer Verformung in das Lenkergehäuse gepresst, Bild 3-344.

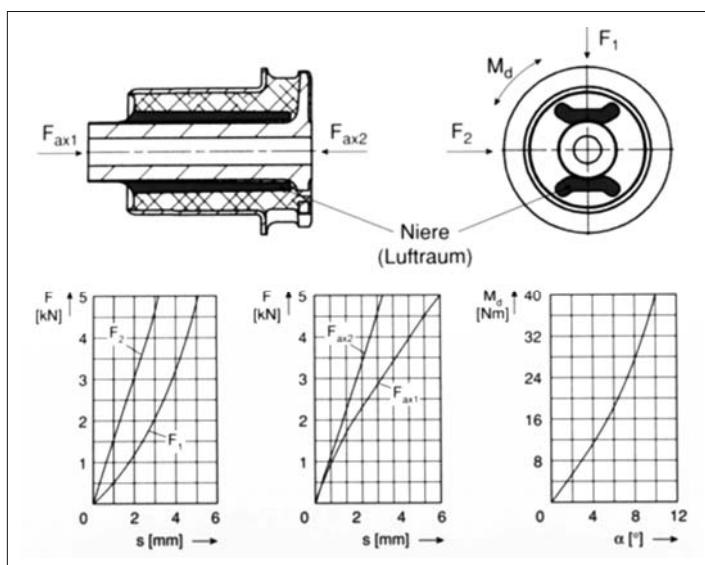


Bild 3-343:
Beeinflussung des Formfaktors
[30]

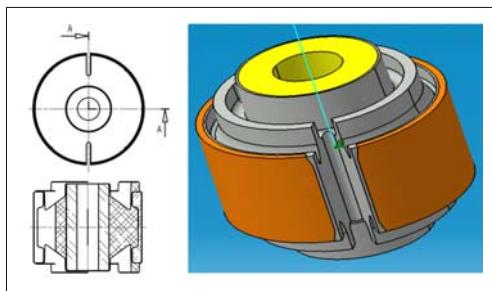


Bild 3-344: Gummilager (geschlitzte Außenhülse)

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 (**Bild 3-163**).

3.7.4.2 Ausführungen

Die Innenhülse wird durch zweischnittiges Klemmen einer durchgehenden Schraube befestigt. Die Stirnfläche muss so groß sein, damit auch unter maximalen Winkelaußenschlag entstehende Rückstellmomente kein Gleiten der Innenhülse in der Aufnahme verursachen (hohes Schraubenvorspannmoment und hoher Reibfaktor).

Bild 3-345 zeigt die unterschiedlichsten Gummilagerausführungen. Mit dem Hinzufügen von Nieren in einer Belastungsrichtung, kann die Federrate in dieser Richtung reduziert werden. Die Nieren reduzieren außerdem die translatorischen 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 auf vulkanisiert (**Bild 3-346**).

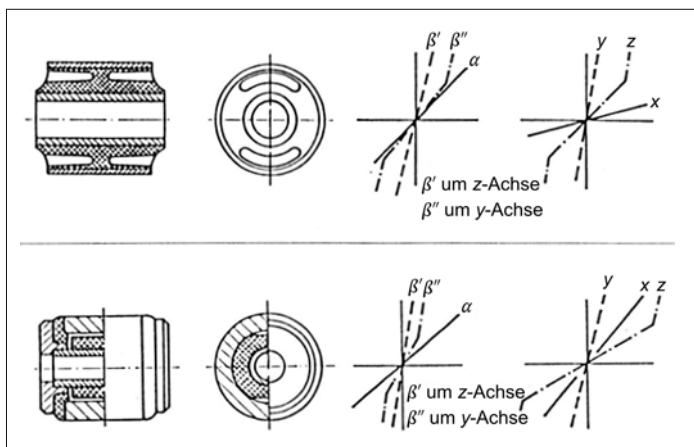


Bild 3-345:
Gummilagerausführungen [77]

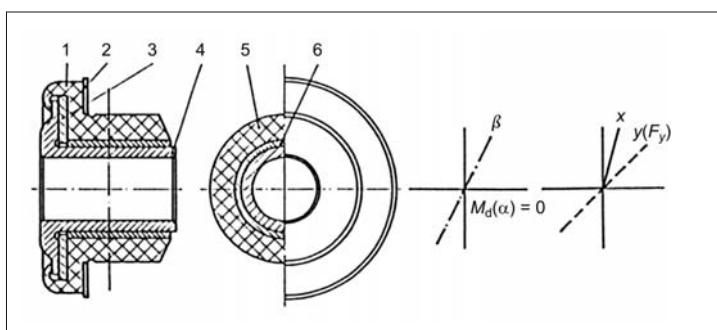


Bild 3-346:
Axial abgestütztes Gummilager
[77]

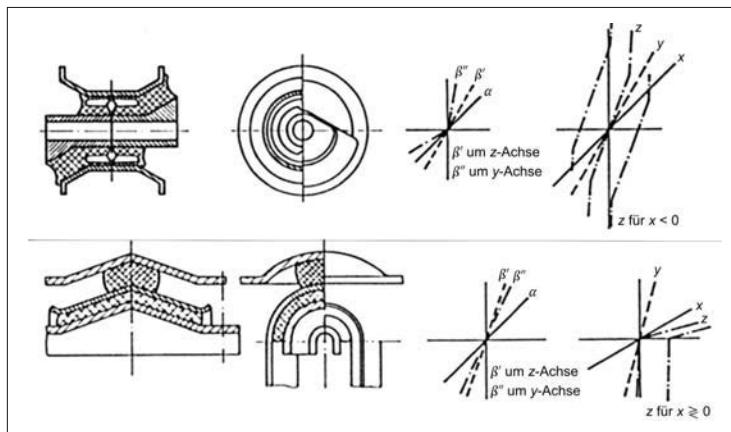


Bild 3-347:
Spurkorrigierende Gummilager
[77]

Werden die Buchsen in dieser Ausführung doppelt und spiegelweise vorgesehen, wirkt das Gummilager wie ein Festlager. Bei einseitigem Verbau ist nur eine Belastungsrichtung definiert begrenzt. In einer speziellen Bauform werden für Verbundlenkerachsen so genannte „spurkorrigierende“ Gummilager eingesetzt, die konisch-zylindrisch aufgebaut sind und bei Querbelastungen am Rad eine Horizontalbewegung ausführen und die das kurvenäußere Rad einer Hinterachse in Vorspur bewegen (**Bild 3-347**).

Die Hülsen von Gummilagern sind aus Stahl, Aluminium oder Kunststoff hergestellt. Die Innenhülse hat eine Bohrung oder Doppelzapfen zum Befestigen (**Bild 3-348**).

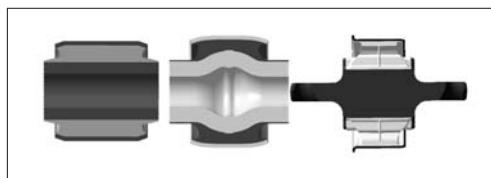


Bild 3-348: Gummilager mit unterschiedlichen Innenhülsenformen

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 Stabilisatorlagerung (Abschnitt 3.5.2.3),
- ◆ der konstruktiven Gestaltung [78]: Gummiformartikel (reine Gummielemente, die kraft- und formschlüssig eingepresst sind), Gummimetallteile mit fester Haftung des Gummis an beiden Metallteilen, Gummimetallteile wie oben, jedoch mit zusätzlich

integrierter Gleitlagerung (**Bild 3-349**), Gummimetaltelemente mit zusätzlich integrierter hydraulischer Dämpfung (Abschnitt 5.6).



Bild 3-349: Gummilager mit Gleitlagerung [30]

Lagerhülsen können auf unterschiedliche Weise gefertigt werden. Sie können gezogen, stranggepresst, geschmiedet, kaltfließgepresst, gedreht, aus Blech tiefgezogen oder gerollt sein. Hülsewerkstoffe sind Stahl, Aluminium oder Kunststoff. 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 Flächenberührung 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 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 3-350**); bei hoher Gummiträgerfestigkeit verhalten sie sich wie ein wartungsfreies Drehgelenk [65].

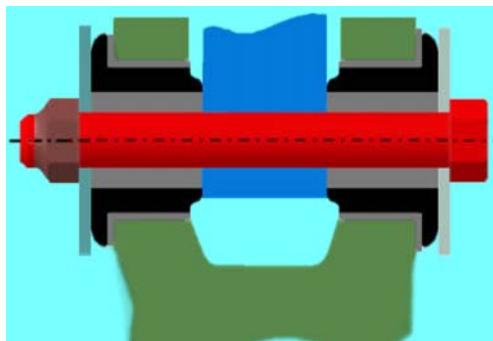


Bild 3-350: Drehgelenk als Kombination aus zwei Gummilagern mit gemeinsamer Drehachse [65]

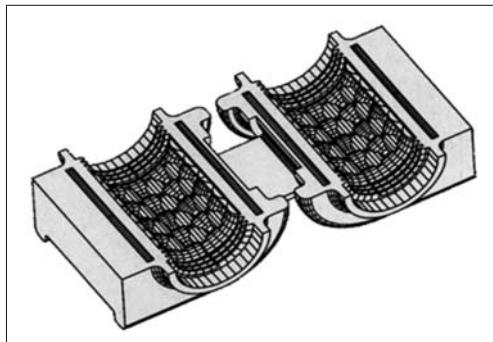


Bild 3-351: Drehgelenke mit Kunststoffgleitfläche und Gumummantelung [30]

Eine Ausführung mit Kunststoffgleitflächen ist das so genannte „slippery bushing“, das als Stabilisatorlager eingesetzt wird (**Bild 3-351**).

Ein Hüsengelenk mit zwei Kugelhälften und einer zylindrischen Verbindung dazwischen kann auch als wartungs- und spielfreies Drehlager eingesetzt werden (**Bild 3-352**).

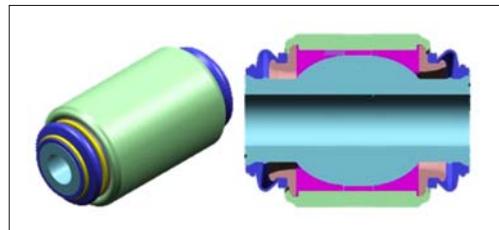


Bild 3-352: Doppelhüsengelenk als Drehgelenk [66]

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 länger 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 3-353**). 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 Aufbaufeder umhüllt (Federbein). Somit dämpft und führt es nicht nur, sondern überträgt auch die Radkräfte auf den Aufbau.



Bild 3-353: Hydraulische Dämpferausführungen als Drehschubgelenk (Einrohr, Federbein, Zweirohr) [80]

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 Nitrocacbürzen 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 Radführungselementes 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 Einrohrdämpfer, die als Dämpfer oder Federbein eingesetzt werden, werden in einem Außenrohr als Patrone eingeschoben). Als Verbindung zum Radträger gibt es vier Möglichkeiten (**Bild 3-354**):

- ◆ mit dem Radträger zusammenschweißen,
- ◆ anschrauben zum Radträger durch die am Rohr angeschweißten Laschen,
- ◆ durch drei Schrauben befestigen,
- ◆ in eine geschlitzte, zylindrische Aufnahme einstecken und mit Quer-Schrauben einklemmen.

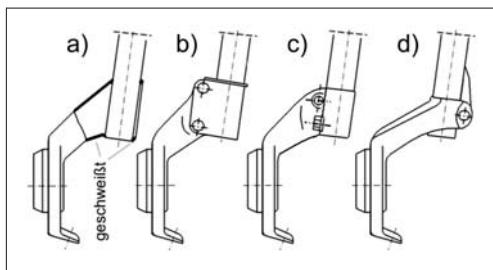


Bild 3-354: Verbindung Dämpferrohr an Radträger

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 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 3-355**).

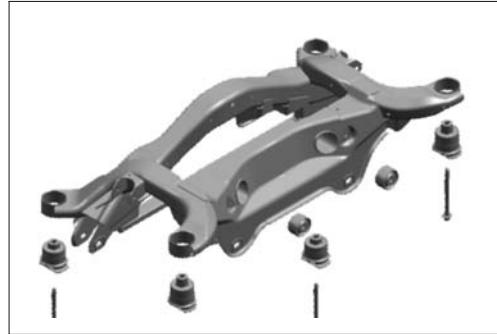


Bild 3-355: Hinterachsträger mit Gummilager

Der Achsträger ist ein Strukturteil und dient zur Aufnahme der Radkräfte. Somit ersetzt er mehr oder weniger das Verbindungsgehäuse der starren Achsen. 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 €) mit einem Gewicht von 10 bis 20 kg das schwerste Teil ist, sind ohne ihn die heutigen Komfortansprüche nicht mehr zu erfüllen.

3.7.7.1 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 gehört und aus Montage-, Karosseriebelastungs-, Komfort- und Steifigkeitsanforderungen her nicht unmittelbar am Aufbau befestigt werden darf. Ziel ist, so viele Fahrwerkkomponenten wie möglich auf dem 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.

3.7.7.2 Systematik und Bauarten

Es gibt unterschiedliche Achsträgerausführungen, angefangen von einfachen Querträgern (**Bild 3-356**), die nur die größten Kräfte aufnehmen (Halbträger) bis zu Achsträgern, die alle Fahrwerkkomponenten der Vorder- oder Hinterachse aufnehmen (**Bild 3-357**).

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 muss. Wenn es sich um einen Heckantrieb handelt, muss das Verteilergetriebe sowieso an einem separaten Träger gelagert sein, der gleich als Achsträger dient. Die Quersteifigkeit des Achsträgers ist wichtiger als die Torsions- bzw. Biegesteifigkeit.

Als Werkstoff wird Stahl oder Aluminium eingesetzt. Wegen des großen Volumens ist die Gewichtersparnis durch Aluminium beachtlich (**Bild 3-357**).

Die eingesetzten Herstellverfahren sind sehr vielseitig:

- ◆ mehrteilig zusammengeschweißtes Blech,
- ◆ mit Innenhochdruck (IHU) umformte Rohrstruktur (Stahl oder Alu)
- ◆ Rohr- und Blechkombination (Stahl oder Alu),
- ◆ Alu-Niederdruck-, Kokillen- oder Druckguss
- ◆ Blech/Rohr mit Gussknoten.

Bei allen mehrteiligen Ausführungen ist auch die Dauerfestigkeit der Schweißnähte sehr wichtig, weil auf den Schlechtwegstrecken sehr hohe lokale Kräfte eingeleitet werden. Hier hat das IHU-Verfahren Vorteile (**Bild 3-358**), weil die Anzahl der Einzelteile und damit auch die Schweißnahtlängen drastisch reduziert werden.



Bild 3-356: Teilachsträger, Vorderachse des 3er BMW 1999



Bild 3-357: Vollachsträger, Hinterachse des BMW X5 1998

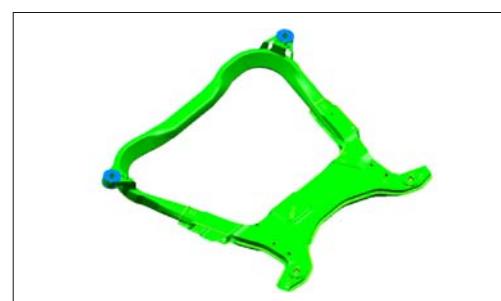


Bild 3-358: Achsträger aus Rohr in IHU-Technik hergestellt



Bild 3-359: Einteilig aus Aluminium gegossener Achsträger der Hinterachse des Porsche 911

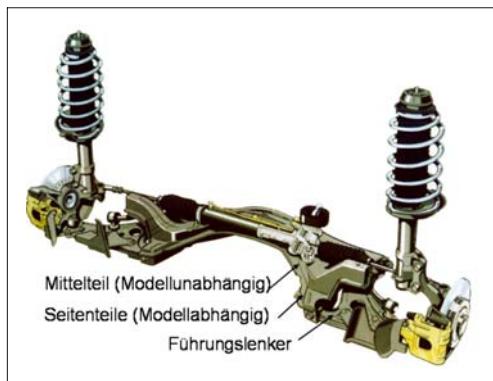


Bild 3-360: 3-teiliger Achsträger der Vorderachse des Audi A2

Noch besser sind die einteiligen Achsträger (nur möglich mit Aluminiumguss, **Bild 3-359**) oder max. dreiteilige Achsträger, die zusammen verschraubt werden, um durch Austausch der Außenteile unterschiedliche Spurbreiten zu überbrücken (**Bild 3-360**). Obwohl der Achsträger sich für zusätzliche Elastokinematische und für Schwingungsdämpfung anbietet, indem er mit einem Gummilager mit dem Aufbau befestigt wird, gibt es vereinzelt auch Achsträger, die am Aufbau fest verschraubt werden.

Die Auslegung des Achsträgers ist die beste Spielwiese für die FEM-Ingenieure, weil es ohne den FEM-Einsatz unmöglich ist, alle Spezifikationen an Festigkeit, Steifigkeit, Schweißnahthalbarkeit, Eigenfrequenzen (NVH) und Crashverhalten zu erreichen (**Bild 3-361**, **Bild 3-362**). Bei Erfüllung der geforderten Knickfestigkeit wird z.B. 30 % des Gewichts durch den Ersatz des Standardstahlblechs St1403 durch die hochfeste Stahlsorte H400 gespart (**Bild 3-363**).

Bild 3-364 zeigt einen Konstruktionskatalog zur Auswahl der optimalen Achsträgerausführung [71].

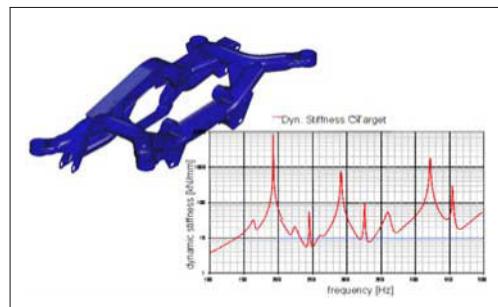


Bild 3-361: Spektralanalyse mit FEM [66]



Bild 3-362: Spannungsanalyse mit FEM [66]

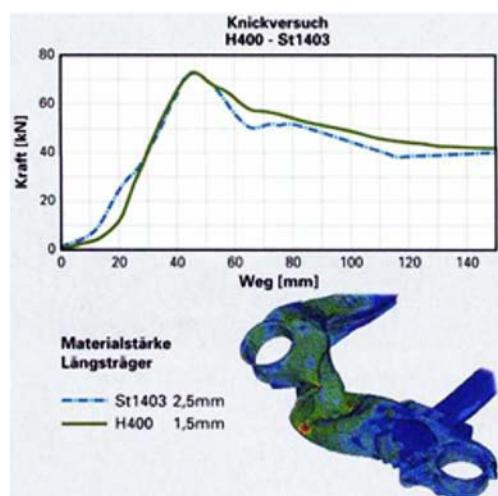


Bild 3-363: Gewichtsoptimierung mit FEM [66]

TEILEANZAHL	WERKSTOFF	GLIEDERUNGSTEIL		Lfd.-NUMMER	HAUPTTEIL		ZUGRIFFSTEIL							
		HALBFÜG FORM	FERTIGUNGS VERFAHREN		RELATIV GEMICHT	STEFIGKEIT	DAUER FESTIGKEIT	ENERGIE AUFNAHME	PLATZBEDARF	FORM FLEXIBILITÄT	TEILEKOSTEN	WERKFÜG 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
	Al	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
			Strang-press-	6	Spaceframe	70	groß	gut	mittel	sehr groß	sehr gering	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	hr gerig	sehr gut	gering	groß	mittel	60	50	100
	Al	Keine	Sandguß	9	Alu-Sandguß	75	gerig	gut	gering	gering	ehr groß	250	40	60
			Kokille	9	Alu-Kokillenguß	65	gerig	gut	mittel	gering	ehr groß	200	50	70
		Druck-guß		11	Alu-Druckguß	55	gerig	gut	mittel	gering	ehr groß	140	60	60

Bild 3-364: Konstruktionskatalog zur Auswahl der optimalen Achsträgerausführung [71]

3.8 Radträger und Radlager

Wichtige Einzelkomponenten im Fahrzeug, die auf die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort Einfluss nehmen, 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 3-365).

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.

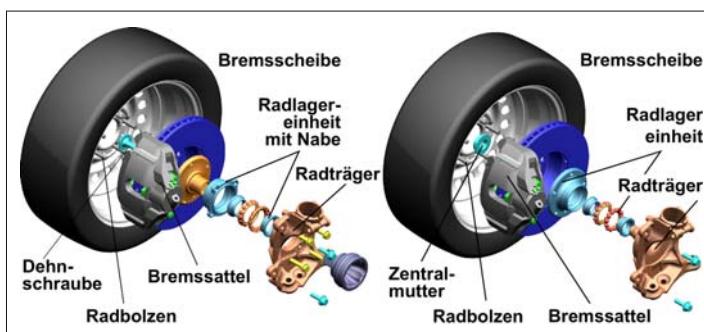


Bild 3-365:
Radmodul bestehend aus Rad, Bremssattel, Bremsscheibe, Radlagereinheit, Radträger sowie Antriebswelle (links: getrieben, rechts: nicht getrieben)

Radlager und Radträger werden im Fahrbetrieb dynamisch belastet und können in Missbrauchsfallen 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 sitzen im Zentrum des Rades und trennen die drehenden Komponenten von den stationären Komponenten des Radmoduls. Alle Kräfte und Momente werden von der Straße und dem Fahrwerk über die hochbelasteten gehärteten Wälzelemente (Wälzkörper und Wälzkörperlaufbahnen) 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 3-366 bis 3-369**). Den konstruktiven Lösungen für getriebene und nicht getriebene 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 3-366 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 bis hin zu Schwenklagern mit der für Doppelquerlenker-Vorderachsen (DQ-Vorderachsen) typischen langen Anbindung an die obere Lenkerebene.

Oben rechts ist ein so genannter *Revo-Knuckle* gezeigt, bei dem, ebenso wie bei DQ- oder Mehrlenkervorderachsen, die Schwenkbewegung von der Einfederung durch zwei Drehpunkte kinematisch getrennt ist. Aufgrund der geringeren Neigung der Lenkkurve verkürzt sich bei diesem Konzept der Störkrafthebelarm, so dass vor allem bei frontgetriebenen Fahrzeugen mit hohem Antriebsmoment Lenk-Störmomente reduziert werden [81]. Der Bremssattelhalter kann, wie im **Bild 3-366** oben Mitte gezeigt, in den 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 3-367** 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 Gelenkzapfens 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.



Bild 3-366:
Radträger an angetriebenen
Vorderachsen



Bild 3-367:
Radträger an angetriebenen
Hinterachsen



Bild 3-368:
Radträger an nicht angetriebe-
nen Vorderachsen



Bild 3-369:
Radträger an nicht angetrie-
benen Hinterachsen

Radträger nicht angetriebener Achsen (**Bilder 3-368** und **3-369**) 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 Radlager 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 Schwenklager 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 schmiedähnliche Festigkeiten bei gleichzeitig hoher Dehnung aus [82]. Eine bewertete Übersicht der wichtigsten Auswahlkriterien für Fahrwerklenker hinsichtlich Werkstoffen, Verfahren und physikalischer Eigenschaften zeigt **Bild 3-297** 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.

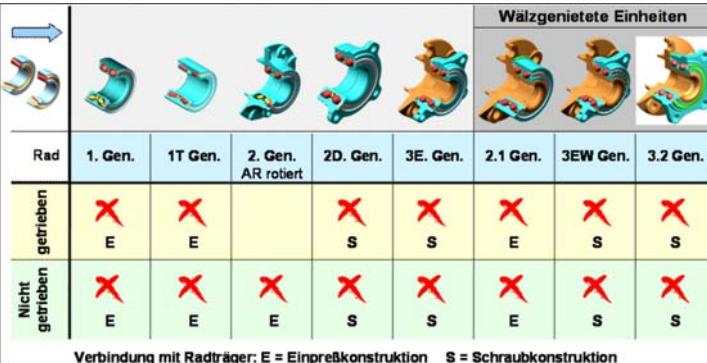
3.8.3 Bauarten für Radlager

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 Kugellagerbedarf für die Fahrradnaben führte zur industriellen Fertigung der Wälzläger 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 reibungsarm 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 erzielen. In **Bild 3-370** sind alle derzeit in Serie befindlichen Arten von Pkw-Radlagerungen und damit die Entwicklung der Radlagereinheiten während der letzten 40 Jahre von links nach rechts dargestellt.

Den Vorteilen einer einfachen und bezüglich der reinen Lagerkosten preiswerten Standard-Einzellagerung mit Kegelrollenlagern (im **Bild 3-370** 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),
- ◆ Befettung und Abdichtung bei der Montage am Fahrzeug,
- ◆ Anstellung der Lagerung und Sicherung der Anssteilelemente in der richtigen Position.
- ◆ kleinere Stützbasis und Momententragsfähigkeit der Kegelrollen (**Bild 3-373**).



The diagram illustrates the evolution of wheel hub assemblies across three generations. It shows a sequence of components from left to right: a wheel hub, followed by a bearing, a lock washer, a central nut, and finally a lock washer. Above this sequence, there are three rows of images labeled 'Wälzgenietete Einheiten' (Roller-bolted units). The first row shows the basic assembly. The second row shows the addition of a lock washer between the bearing and the central nut. The third row shows the addition of a lock washer between the bearing and the outer ring. Below the images is a table with columns for 'Rad' (Wheel), '1. Gen.', '1T Gen.', '2. Gen. AR rotiert', '2D. Gen.', '3E. Gen.', '2.1 Gen.', '3EW Gen.', and '3.2 Gen.'. The table has three rows: 'getrieben' (driven) which includes 'E' (Einpreßkonstruktion) and 'S' (Schraubkonstruktion); 'Nicht getrieben' (not driven) which also includes 'E' and 'S'; and a bottom row where 'Verbindung mit Radträger' is indicated as 'E = Einpreßkonstruktion' and 'S = Schraubkonstruktion'.

		Wälzgenietete Einheiten							
		Rad	1. Gen.	1T Gen.	2. Gen. AR rotiert	2D. Gen.	3E. Gen.	2.1 Gen.	3EW Gen.
getrieben	X E	X E			X S	X S	X E	X S	X S
Nicht getrieben	X E	X E	X E	X S	X S	X E	X S	X S	

Verbindung mit Radträger: E = Einpreßkonstruktion S = Schraubkonstruktion

Bild 3-370:

Bauformen in Großserie produzierter Radlagereinheiten

Mit der Einführung von so genannten 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 einer höheren Forderung 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 eine rentable Fertigungsstückzahl sicherstellen.

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 Sprenglingen 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 Kur-

venfahrten 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 dritten 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 Bauteilstiffigkeit, 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 befinden sich bisher nicht im Großserieneinsatz (s. Abschnitt 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:

- ♦ keine Mikrobewegungen zwischen Außenring und Radträger und damit Vermeidung des so genannten „Radlagerknackens“,
- ♦ höhere Flanschfestigkeit bei 3E,
- ♦ einfachere 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 Führungsgenaugigkeit 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 3-370**).

Bild 3-371 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 so genannten Wälznielprozess sichergestellt. Hierbei wird bereits während der Lagermontage eine Halteschulter zur Entlastung der Zentralmutter plastisch angeformt und gleichzeitig die Vorspannung im Lager eingestellt (**Bild 3-371**, rechts).

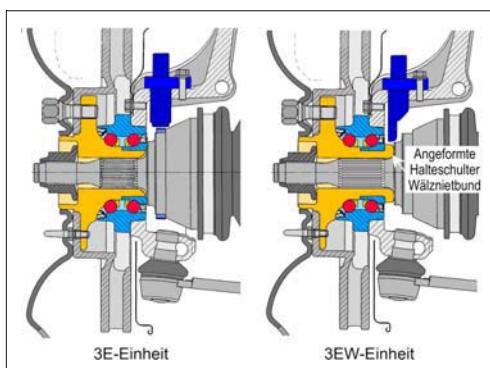


Bild 3-371: Gelenkwellenverschraubung einer 3E- und einer 3EW-Radlagereinheit

Prinzipiell muss zwischen Konstruktionen unterschieden werden, bei denen die Radlagereinheit mit dem Außenring in den Radträger eingepresst (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 3-372**).

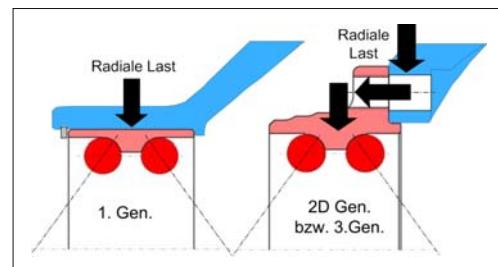


Bild 3-372: Eingepresste Radlagereinheiten vs. verschraubte Radlagereinheiten

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 Schräkgullagereinheiten 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 3-373** 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 Hinterachsen insbesondere bei Trommelbremsen radial klein gebaut werden soll.

Tragzahl C	[kN]	groß	mittel
Stützbasis S	[mm]	klein ($S < B$)	groß ($S > B$)
Momententragfähigkeit C_{xs} [kNm]		mittel	groß
Außendurchmesser D	[mm]	klein	mittel
Gesamtbreite B	[mm]	mittel	mittel
Verhältnis B/H		$> 2,5$	$< 2,5$

Bild 3-373:

Vergleich von Schräkgugellager-einheiten mit Kegelrollenlager-einheiten hinsichtlich Tragzahl und Stützbasis

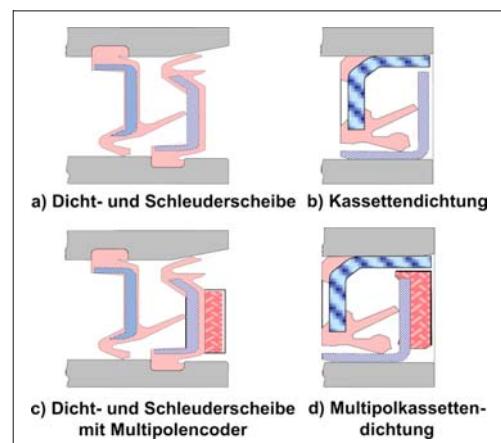
In den mittleren und schweren Fahrzeugklassen ist ein eindeutiger Trend für eine bestimmte Lagereinheit nicht erkennbar. Werden aus Gewichtsgründen Aluminiumradträger eingesetzt, so werden die Generationen 2D, 3E, 3EW und 3.2 verwendet, die z.T. mit erheblichen Produktionsinvestitionen bei der Wälzlagengerherstellung verbunden sind. Daher werden auch bei schweren Fahrzeugen mit kleineren Logogrößen Radlager der 1. Gen. verbaut. Oft entscheidet 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 Verkippen des Systems Radlager/Radträger bei Seitenbeschleunigung kein Abheben zwischen der rotierenden Radnabe und dem stehenden Radlager-Ring entsteht. Auch hierbei darf dann kein Umgebungsmedium in den Wälzkontakt gelangen.

Heute werden hauptsächlich zwei Dichtkonzepte in Radlagereinheiten eingesetzt: Dicht- und Schleuderscheibe oder Dichtungskassetten (Bild 3-374). Herkömmliche schleifende Dichtungen und mit dem Innenring umlaufende Schleuderscheiben müssen in Nuten im Außen- bzw. Innenring fixiert werden (Bild 3-374a). Die Schleuderscheibe dreht sich mit dem Innenring und besteht aus einer Blecheinlage zur Versteifung sowie einer allseitigen Gummiummantelung als Korrosionsschutz. Dichtungskassetten enthalten die Funktion beider Teile in Integralbauweise und werden auf den dafür vorgesehenen Dichtungs-

sitz (min. 5 mm Breite) in das Lager montiert (Bild 3-374b). 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 dieser magnetisiert, spricht man von Multipoldichtungen (Bild 3-374c/d sowie Bild 3-377).

**Bild 3-374:** Dicht- und Schleuderscheibe und Dichtungskassetten in Integralbauweise mit und ohne Encoder

Die Gestaltung von Dichtungen, Schleuderscheiben und Kassetten variiert von Hersteller zu Hersteller und es existieren zahlreiche Konstruktionen zur geometrischen Anordnung und Ausprägung von Dichtungen, so dass 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 Langzeitwälzlagereffekten „for-life“ geschmiert, für die sich lange, über die gesamte Fahrzeugglebensdauer reichende Lagergebrauchsduerwerte ergeben. Sie sind die Grundvoraussetzung für den Einsatz von Radlagergelenken, 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 tretenden Funktionsflächen durch einen ausreichenden Schmierfilm (Bild 3-375) 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 [83].

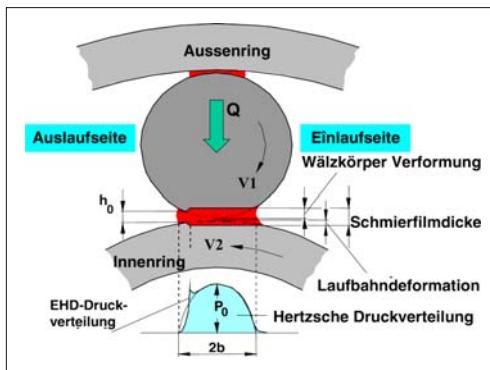


Bild 3-375: Elastohydrodynamischer Schmierfilm und Druckverteilung

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 3-376 dargestellt (s. hierzu auch Abschnitt 3.3.7.2).

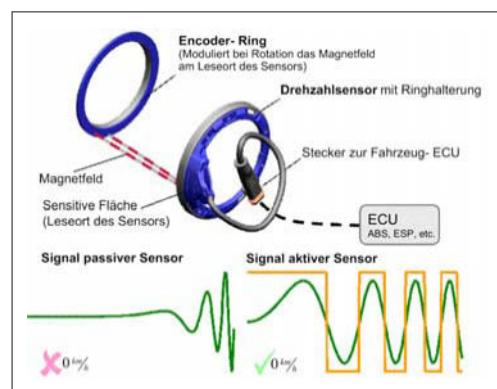


Bild 3-376: Encoder-Sensor-System mit aktivem oder passivem Sensor

Ein Impuls- oder Encoderring, der mit der Raddrehzahl umläuft, moduliert ein Magnetfeld, das von einem Sensor an der sensitiven Fläche (sog. Leseort) aufgenommen und intern in eine Wechselspannung umgewandelt wird. Bei „passiven“, induktiven Sensoren ist die Amplitude des Sinussignals störempflichtig und von der Geschwindigkeit abhängig, weshalb sich diese Sensoren nicht für eine sichere Signalumformung bis zum Stillstand des Fahrzeugs eignen. Erst mit der Verwendung so genannter „aktiver“ Sensoren, die mit Hall-Differenz-IC's oder magnetoresistiv arbeiten, steht ein stabiles Ausgangssignal mit drehzahlunabhängiger 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 sog. „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 aufgepresst (Bild 3-377, 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 3-377**, unten, zweiter von links). Ohne axiale Bauraumvergrößerung ist er im Lagerinneren 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 Schleuder scheibe oder die Dichtung möglich, wenn vor der Vulkanisierung in die Blecheinlage eine definierte Anzahl von Fenstern gestanzt wird (**Bild 3-377**, 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 3-377**, rechts). Die Polpaaranzahl legt die Anzahl der Inkremente pro Umdrehung fest, die anschließend vom Sensor erkannt werden.

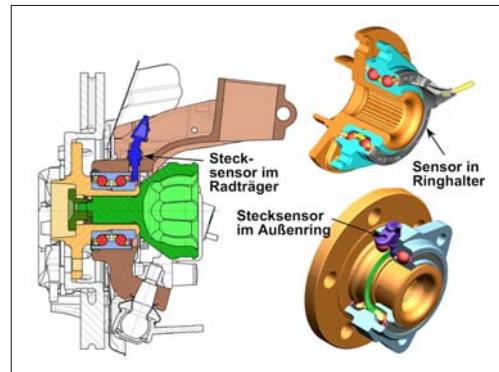


Bild 3-378: Möglichkeiten der Sensormontage

	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 3-379: Sensor- und Encoder-Kombinationen

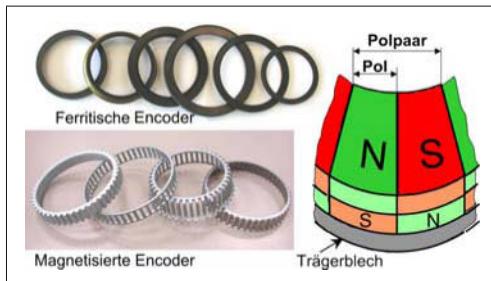


Bild 3-377: Encodervarianten

Der Sensor kann je nach Sensorkonzept im Radträger, über einen ringförmigen Halter oder im stehenden Außenringflansch montiert werden (**Bild 3-378**). Vorteile von gekapselten Lösungen, wie der Ringhalterung (**Bild 3-378**, oben rechts), sind der elektromagnetisch abgeschirmte Raum, die gekapselte, korrosionsgeschützte Ausführung und bei entsprechender Steckerausführung die Möglichkeit der Komplettmontage. Insbesondere in Nordamerika stellt der durch den Außenring zwischen die Rollen- oder Kugelreihen geführte Stecksensor eine weit verbreitete Lösung dar (**Bild 3-378**, unten rechts).

Bild 3-379 zeigt eine Zusammenfassung der möglichen Kombinationen von Sensoren und Codern. 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 3-380**).

Zwei Kenngrößen, die die Genauigkeit eines Encoders beschreiben, sind der Einzelteilungsfehler (ETF) und der Summenteilungsfehler (STF). Der Einzelteilungsfehler ergibt sich aus der Abweichung zwischen Ist- und Sollbreite eines Polpaars, wohingegen der Summenteilungsfehler die Verteilung der Einzelteilungsfehler auf dem Umfang widerspiegelt.

Viele aufeinander folgende Einzelteilungsfehler mit gleichem Vorzeichen haben einen hohen Summenteilungsfehler 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 3-381a**).

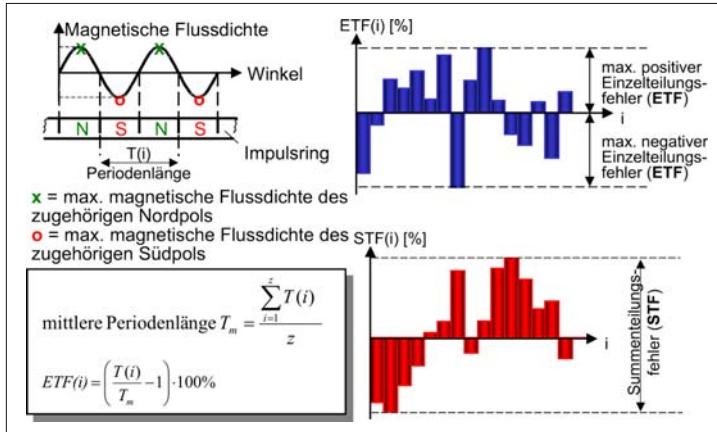


Bild 3-380:
Teilungsfehler am Encoder,
Begriffsdefinitionen

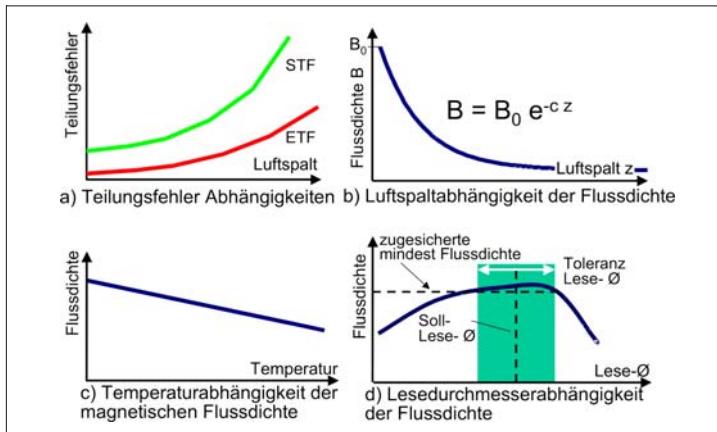


Bild 3-381:
Auslegung Encoder-Sensor-
Schnittstelle

Die Flussdichte, und damit das für die einwandfreie Funktion des Encoder-Sensor-Systems notwendige Magnetfeld, nehmen mit zunehmendem Luftspalt exponentiell ab (**Bild 3-381b**). 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 3-381c**). Der Effekt ist reversibel, jedoch ist die maximale Einsatztemperatur bei der Auslegung zu berücksichtigen. Für Barium-Ferrit (Temperaturkoeffizient $T_k = 0,2\text{ \%}/\text{K}$ bezogen auf 20°C) ergibt sich bei einer max. Einsatztemperatur von 150°C ein Flussdichteverlust von 26 %. Der Lesedurchmesser des Sensors hängt von der Flussdichte ab, so dass sich für die Mindestflussdichte ein Soll-Lesedurchmesser mit entsprechendem Toleranzfeld ergibt (**Bild 3-381d**).

3.8.4 Herstellung von Radlagern

Um die für die permanente Leistungssteigerung notwendige hohe Präzision zu erreichen, sind Radlager-

einheiten vom Schmieden bis zur Montage das Ergebnis eines hochmodernen, ganz auf die Großserie abgestimmten Fertigungsprozesses (**Bild 3-382**).

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 geglättet.

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.

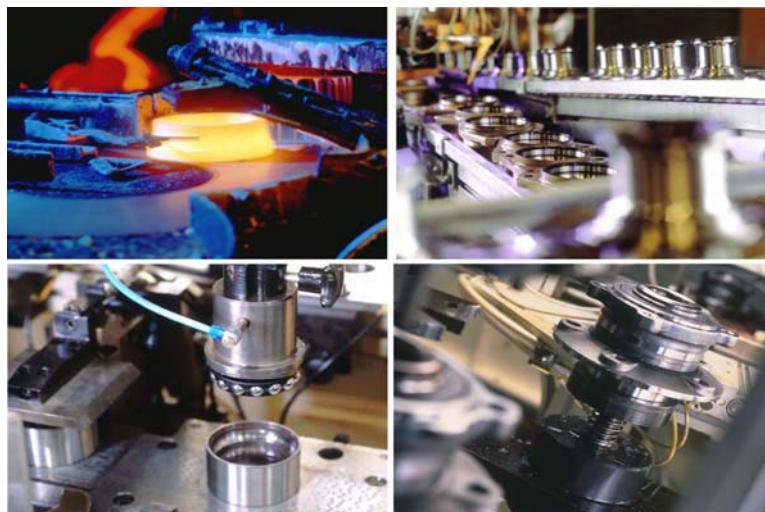


Bild 3-382:
Fertigung von Radlagern in Großserie

Härt(en): Innenringe und Außenringe der 1. Generation werden durchgehärtet, wohingegen in Nabens 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 spritzgegossen. Die Wälzkörper werden kalt gepresst, gehärtet und anschließend auf die Endform geschliffen. Bei Kugeln geschieht das in so genannten 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 Wälznetzprozess realisiert. Über die Wälznetzkraft 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 Wälzlagerringstahl 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 [83].

3.8.5 Anforderung, Auslegung und Erprobung

Radträger und Radlager heutiger Großserienfahrzeuge müssen einer Reihe von Anforderungen entsprechend das vom Fahrzeugherrsteller vorgegebene Lastenheft erfüllen, bevor sie die Baumusterfreigabe erlangen. Im Einzelnen sind dies Vorgaben für die gesamte Fahrzeuglebensdauer 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. Hohlräumbildende 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.

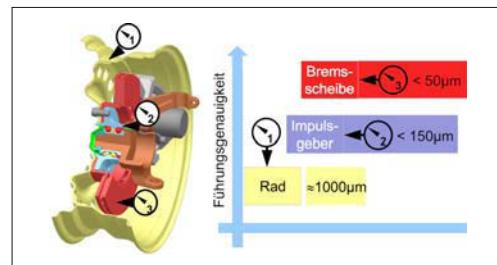


Bild 3-383: Dreifache Führung im Radsystem

Die Radlagerungen müssen die Führungsaufgaben für das Rad, die Bremsscheibe und den Impulsgeber des ABS-Sensors übernehmen (Bild 3-383). 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.

Im Bild 3-384 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 Wälzkörnerreihe aus.

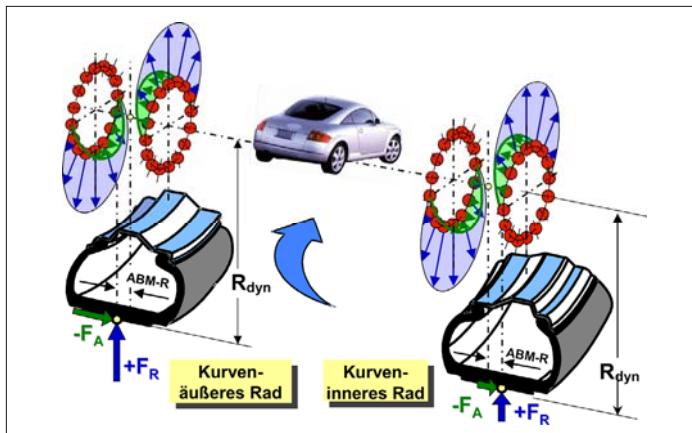


Bild 3-384:
Reaktionskräfte im Wälzkontakt bei Kurvenfahrt

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 3-385 zeigt den Kraftfluss vom Radaufstand über das Radlager und den Radträger in die Radaufhängung.

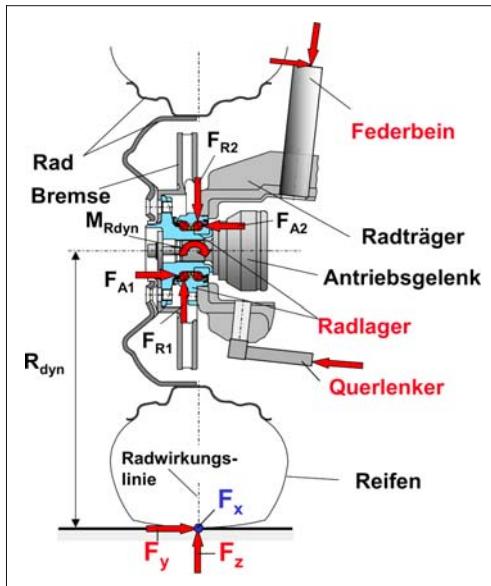


Bild 3-385: Lastübertragung vom Radaufstandspunkt in die Radaufhängung

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 3-385 sind dies die Querlenkeranbindung und das Federbein.

Wie schon unter Abschnitt 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 Bauteilstabilität der beteiligten Komponenten sowie die Überrollfestigkeit des Radlagers. Für die Auslegung der Bauteilstabilität werden die Anforderungen hinsichtlich Betriebsfestigkeit (lineares Bauteilverhalten) und Bauteilstabilität (nicht-lineares Verhalten von Geometrie und Werkstoff) definiert. Die Bean-

spruchung 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 Lebensdauervorhersage wird für die Bauteilstabilität 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:

$$F(t) = 1 - e^{-(t/T)^K} \quad \text{für } F(t) = 0,05 \dots 0,80 \quad (3.106)$$

$F(t)$ 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 3-386 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.

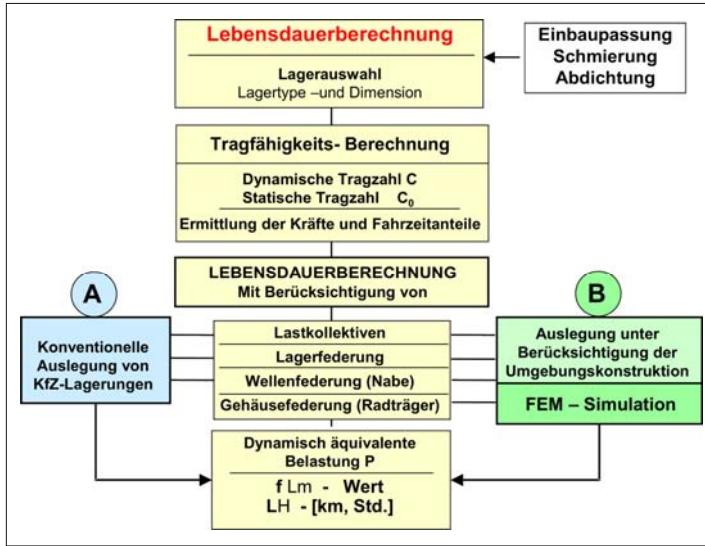


Bild 3-386:
Lebensdauerberechnung von
Wälzlagern in Kraftfahrzeugen

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p \text{ in } 10^6 \text{ Umdrehungen} \quad (3.107)$$

$$L = \pi \cdot D_R \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \text{ in km}$$

- 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 Kontaktspannung unter den äußeren Kräften. Hier gelten für Kugellager (Punktberührung) die Gleichungen nach Hertz, für die maximale Flächenpressung p_0 mit

$$p_0 = \frac{1,5}{\pi \cdot \mu \cdot \nu} \cdot 3 \sqrt{\left[\frac{E \cdot \sum \rho}{3 \left(1 - \frac{1}{m^2} \right)} \right]^2} \cdot Q \text{ in N/mm}^2 \quad (3.108)$$

- E Elastizitätsmodul des Wälz Lagerstahles,
- Q Wälzkörperbelastung,
- m Querkontraktionszahl der Kontaktkörper,
- $\sum \rho$ Krümmungsradien der Kontaktkörper in den Hauptkrümmungsebenen,
- μ, ν Hertzche Beiwerte [83].

Neben den Radkräften selbst, die vom Radaufstands punkt 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 3-387 rechts sind die beiden Einflussfaktoren und ihre Wirkung auf die Lebensdauer dargestellt. Als Lebensdauerwert ist die dimensionslose Kennzahl f_L 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 Lagergenerationen das Betriebsspiel im Neuzu stand und nach ca. 20 000 km Laufleistung aufgetragen. Das Betriebsspiel der wälzgenieteten Einheiten hat sich am wenigsten 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 Wälz Lagerherstellers [83] verwiesen.

Für die Auslegung von Radlagern der aktuellen, gewichtsoptimierten Fahrzeuge genügt es nicht mehr, das Wälz Lager als ein separates Bauteil mit starrer Umgebungskonstruktion zu betrachten und danach die Betriebslebensdauer zu berechnen.

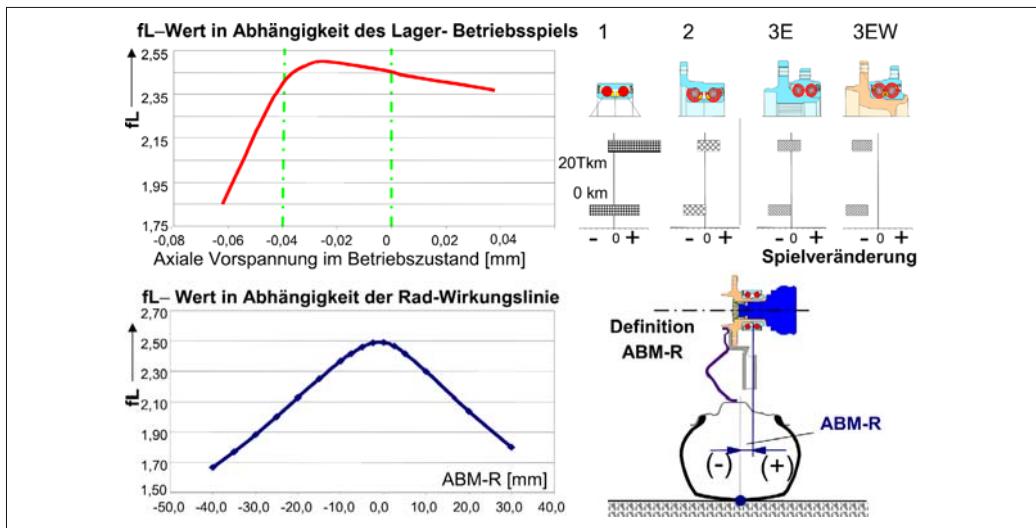


Bild 3-387: Zusammenhang zwischen Lagerbetriebsspiel, Radwirkungslinie und Lagerlebensdauer

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 3-386 beinhalten muss. Hierbei wird die unmittelbare Umgebungskonstruktion (Bild 3-385) berücksichtigt, welche die Komponenten Schwenkklager/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 3-370), sondern auch für die Bauteilfestigkeit der Radnaben, die wie Radträger Sicherheitsbauteile sind, wurden numerische Simulationsprogramme wie FEM zum Auslegungsstandard. 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 3-388 ist hierzu ein Berechnungsmodell dargestellt.

3.8.5.2 Bauteilfestigkeit und Kippsteifigkeit

Das Bild 3-388 zeigt ein Radlager der 3. Generation integriert in die Umgebungsbauteile Radträger (Schwenkklager) mit aufgesetzter Bremsscheibe und Bremse. Die Aktionskräfte der entsprechenden Fahrzustände werden hier an den Kinematikpunkten (s. auch Bild 3-385) der Radaufhängung in das Radmodul eingeleitet. Die Gesamtstruktur wird über die Wälzlagerkugelreihen in der Rotationsachse der Radnabe abgestützt. 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 Fahrzeugherrstellers berücksichtigt. Zusammen mit den Werkstoffkennwerten und den zugehörigen Belastungen 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 Fahr-

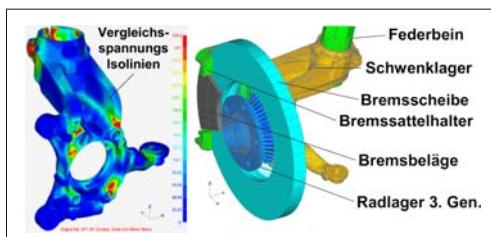


Bild 3-388: FEM-Berechnungsmodell Radmodul (Radlager mit Umgebungsbauteilen)

bahn 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 3-389 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/Laufbahnn-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 3-389 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 Gesamtsteifigkeit der Lagereinheit mit Schwenklager.

Mit diesen Ergebnissen sind die Ansatzpunkte für eine Optimierung des Systems bestimmt. Der Wälz-

kontakt 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 Außenringflansch ist ebenfalls durch entsprechende Formgebung und angepassten Herstellprozessen optimierbar. Im Bild 3-390 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, wobei 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.

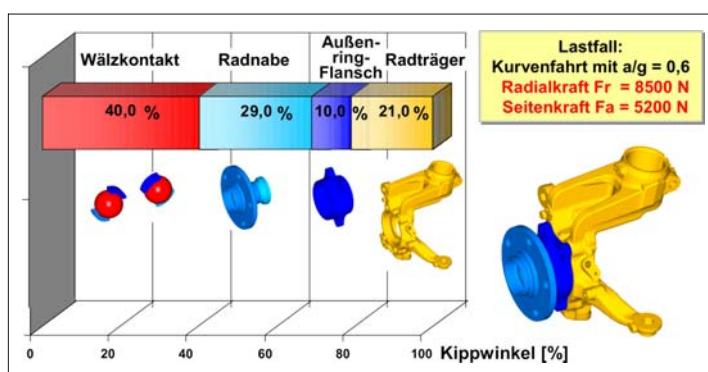
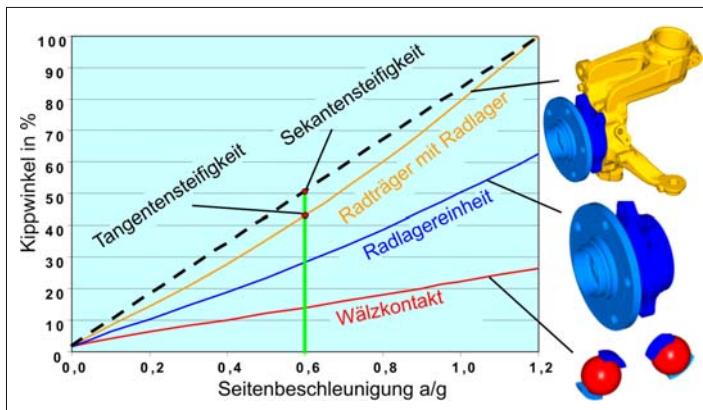


Bild 3-389:
Die Kippsteifigkeitsanteile von Radmodul-Bauteilen als Basis für die Komponentenoptimierung

**Bild 3-390:**

Einfluss der Querdynamik auf die Kippsteifigkeit der Komponenten des Radmoduls

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 weiter vereinfacht 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 Einzelzylin dern auf einer Spannplatte mit Berechnung realisiert werden können, müssen die komplexeren Prüfungen auf mehrachsigen Achsprüfständen in Klimakammern erfolgen (s. Abschnitt 6.7).

Vorzeitige Radlagerausfälle entstehen vorwiegend durch Missbrauchs fahrmanöver, wie Bordsteinanlauf, Schlaglochfahrten, Schwellenfahrten, bei nicht ange-

passten Geschwindigkeiten, oder Kollisionseignissen. Diese Ereignisse können bleibende Verformungen (Stillstandsmarkierungen) in den Wälzkontakteinheiten 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 Volllast 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 kann zu Verschleiß der Laufbahnen oder Wälzkörper führen, 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 mitmontierten Original-Umgebungsbauteile und deren Umfeldbedingungen, (z.B. Aufheizen des Lagers durch Bremsvorgänge) der Realität nachgebildet wird. In **Bild 3-391** ist eine Übersicht von wichtigen Prüfeinrichtungen für Radlager im Fahrzeug dargestellt.

Die Dichtheitsprüfungen für Radlager werden unter geschlossenem Gehäuse mit äußeren Radlasten und unter direkter Beaufschlagung mit Schmutzwasser vorgenommen. Die hierbei entstehende Korrosion kann dann das Radlager in seiner Funktion beeinflussen (Verschleißbildung). Der Prüfling muss trotzdem eine bestimmte Mindestlaufzeit bis zum Ausfall absolvieren.

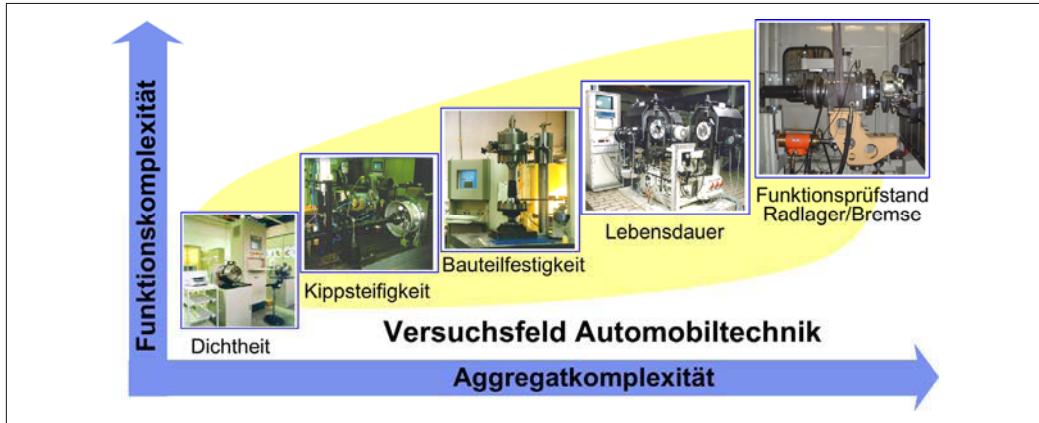


Bild 3-391: Prüfeinrichtungen für Radlager im Fahrzeug

Die Ermittlung der Kippsteifigkeit auf einem statischen Kippsteifigkeitsprüfstand dient zur Verifizierung von Berechnungen und Hochlastlebensdauerprüfungen (Überrollfestigkeit). Dazu werden Verkippungsmessungen 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 zueinander aufgebracht werden. Hierbei ist es üblich die theoretische Ermüdungslebensdauer 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 tragen 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 mit Einzelkomponenten 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.



Bild 3-392:
Leichtbauschwenklager [86]

Hinsichtlich Werkstoffentwicklung seien hier als Beispiele einfach zu bearbeitende, austenitisch getemperte Gusseisen (ADI) [84] oder neue Sphärogusslegierungen mit erhöhten Anteilen an Silizium und Bor genannt, die eine Schwingfestigkeitssteigerung von 25 % und eine höhere Zähigkeit erwarten lassen [85]. 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 Serieneinsatz auf Sonderlösungen beschränkt bleiben. Ein neues Verfahren kann sich nur dann auf dem Markt durchsetzen, wenn es den Gewichtsvorteil bei nahezu gleichen Kosten bieten kann. Viel versprechender erscheinen hier ein- oder mehrteilige Stahlblechkonstruktionen, wie in Bild 3-392 beispielhaft als Radträger für eine McPherson-Achse gezeigt [86]. Eine Innen- und eine Außenschale werden durch MAG- oder Plamaschweißen 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 versteift. 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-Schwenklager ist das Stahlblech-Schwenklager ca. 20 % leichter [86]. 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 3-393 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 eingepresst 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 Aluminiumradträgern angewendet werden und bringt an einer Radlagerung für ein Fahrzeug der unteren Mittelklasse (VA-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 verrippete 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 3-394). 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.



Bild 3-393:
Leichtbau-Radlagereinheit

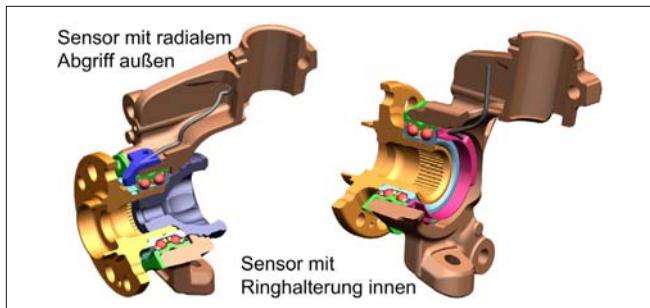


Bild 3-394:
Neue ABS-Sensorkonzepte

Ein weiteres Konzept ist im Bild 3-394 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 Luftspalts realisieren, wenn der Sensor über den Ringträger direkt mit dem Lager verbunden ist. Allgemeine 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 3-395 zeigt eine „Määndernabe“, die in Kombination mit einem geänderten Bremsscheibentopf eine 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 Momentes angezogen (Bild 3-395 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 3-396) [87].

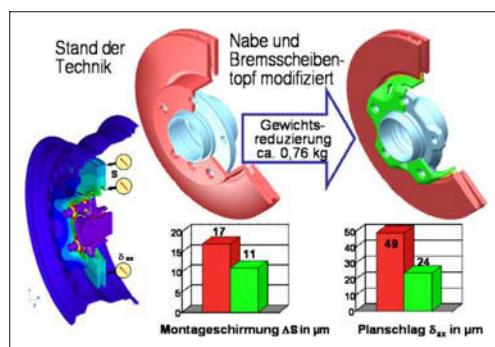


Bild 3-395: Modifikation der Schnittstelle Radnabe-Bremsscheibe

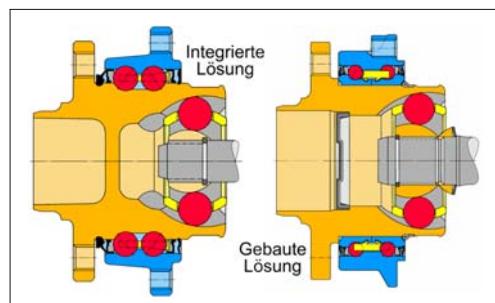


Bild 3-396: Radlagereinheit der 4. Generation

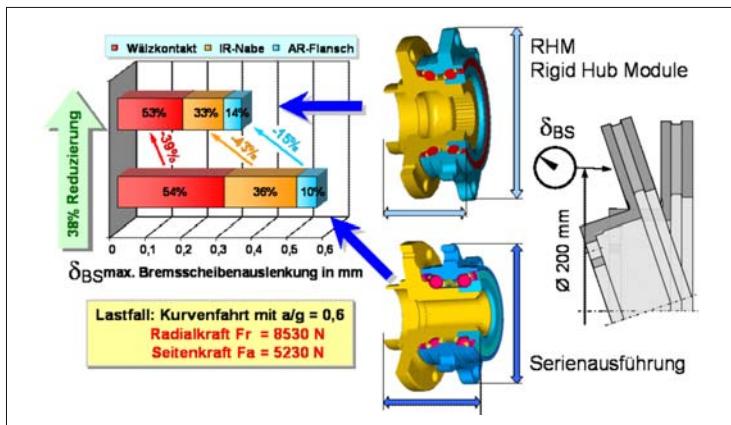


Bild 3-397:
Bremsscheibenauslenkung
der kurz- und hochbauenden
Radlagereinheit

Die unterschiedlichen Arten der Integration der Gelenkaußenumkontur in die Radlagereinheit haben jedoch alle den Nachteil, dass sie für die Montage einen Radträger 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 kurz und hochbauende Radlagereinheiten (RHM, *Rigid Hub Module*) dar, mit denen die Bremsscheibenauslenkung deutlich reduziert werden kann. Für die Ausführung in **Bild 3-397** 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, so dass sich Störmomente reduzieren und ein größerer Lenkeinschlag umsetzen lässt. Die Steifigkeit des Lagers kann auch erhöht werden, indem bei gleichem Reihenabstand der Teilkreis der äußeren Wälzlagerringreihe vergrößert und damit die Anzahl der Wälzkörper erhöht wird.

Zur Reibungsminimierung kann das vierreihige Schräkgugellager beitragen (**Bild 3-398**). 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.

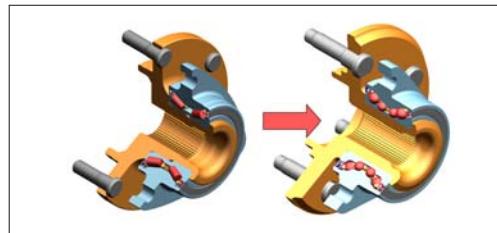


Bild 3-398: Vierreihiges Schräkgugellager

Einen Beitrag auf dem Weg zum „Global Chassis Management“ kann das kraftmessende Radlager leisten (**Bild 3-399**). Alle Kräfte werden im Radaufstands punkt 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 3-399**, oben). Die geometrische Gestaltung des Außenringes erlaubt es, dass der Bremssattelhalter direkt mit dem Radlager verbunden wird und die Bremskräfte der Betriebsbremse sich so ebenfalls korrekt messen lassen (**Bild 3-399**, 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 3-399**, rechts). Erste Prototypen befinden sich bereits in Erprobung, ein Einsatz in Großserie dürfte jedoch erst nach 2012 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 Fahrzeulebensdauer ausgelegt und Ungenauigkeiten durch das Übertragungsverhalten von Bauteilen oder die Integration indirekter Größen, wie z.B. Beschleunigungen, entfallen.

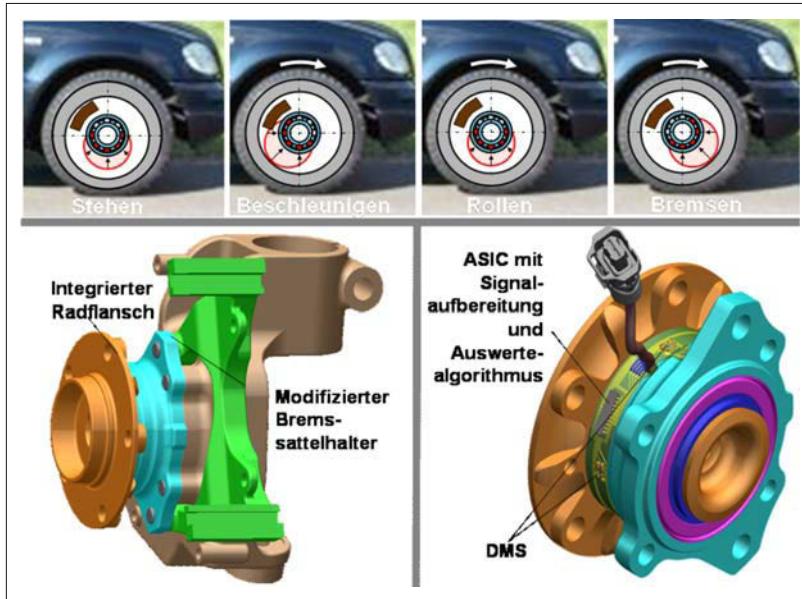


Bild 3-399:
Rad und bremskraft-messendes Radlager

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.

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.

Die dynamischen Eigenschaften eines Fahrzeugs 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 3-400**).

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.

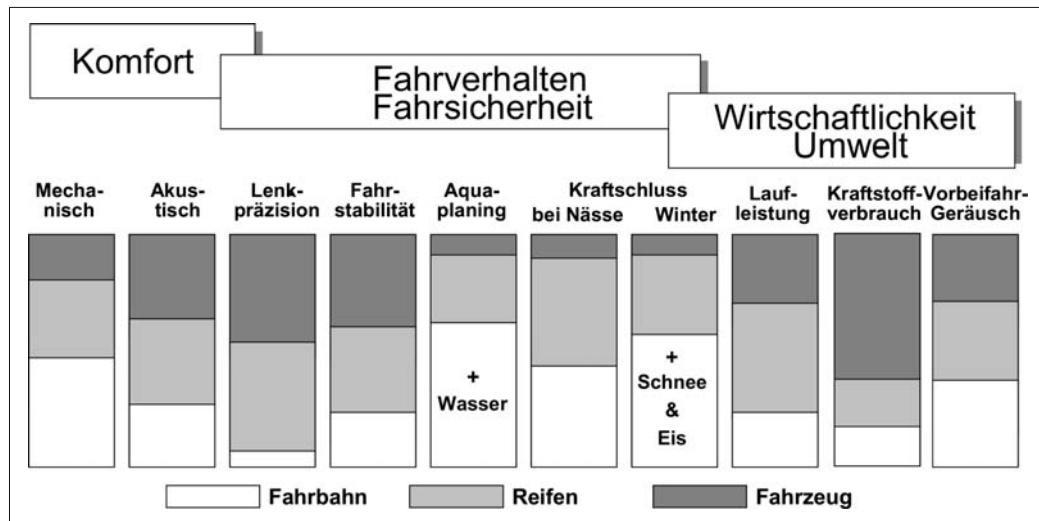


Bild 3-400: Einfluss von Fahrbahn, Reifen und Fahrzeug auf die Gebrauchseigenschaften

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 3-6 zeigt die typischen Abhängigkeiten von Einflussgrößen der Reifenauslegung auf die Gebrauchseigenschaften.

Tabelle 3-6: 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 Gebrauchseigenschaften 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 Gebrauchseigenschaften, die heute im Rahmen technischer Reifenfreigaben geprüft werden müssen.

1960 gab es für Pkw-Reifen im Wesentlichen 10 Kriterien, die am Fahrzeug oder auf dem Prüfstand untersucht 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 Radialreifen nicht relevant waren.

Heute hat sich ein Beurteilungskatalog mit mehr als 40 einzelnen Beurteilungskriterien als sinnvoll herausgestellt (Tabelle 3-7). Die darin aufgeführten fahrdynamischen 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.

Trotzdem 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 Reifeneigenschaft, kann eine Optimierung bezüglich der gewünschten Eigenschaft gezielt erfolgen.

Tabelle 3-7: 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	Wirtschaftlichkeit/Umwelt
Traction	Strukturelle Dauerhaltbarkeit	Lebenserwartung
Bremsweg	Hochgeschwindigkeitstüchtigkeit	Rollwiderstand
Rundenzeiten	Platzdruck	Runderneuerungsfähigkeit
Aquaplaning	Durchschlagsfestigkeit	Vorbeifahrgeräusch

Für den Bereich Fahrkomfort wurde durch Messung der Vertikalbeschleunigung an der Hinterachse eines Pkw bei der Überfahrt einer Schlagleiste ein Zusam-

menhang zwischen der subjektiven Beurteilung und den Spitzenwerten der Beschleunigung im Frequenzbereich bis 100 Hz gefunden (**Bild 3-401**).

Der Winterreifen regt bei der vertikalen Beschleunigung die Achse mit seiner Vertikalmode (ca. 75 Hz) wesentlich stärker an als der Sommerreifen, dessen Frequenz um ca. 10 Hz höher liegt. Diese fahrzeugspezifische 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 Beschleunigungsfrequenzspektren am Fahrzeug lassen sich die vorhandenen Frequenzspitzen erklären und die notwendigen konstruktiven Änderungen vornehmen. Auch beim Reifenfahrbahngeräusch ist die Wechselwirkung mit der Fahrbahn entscheidend.

Bild 3-402 zeigt, dass die Bandbreite der Geräuschentwicklung infolge unterschiedlicher Fahrbahnoberflächen größer ist als die Bandbreite durch Reifengrößen und Profilausführungen.

Zur Beurteilung des Fahrverhaltens im Proportionalbereich, d.h. bei Querbeschleunigungen bis zu $0,4 \text{ g}$, lassen sich zusätzlich zur subjektiven Beurteilung die Übertragungsfunktionen eines Fahrzeugs heranziehen, wobei die Übertragungsfunktionen durch unterschiedliche Fahrmanöver ermittelt werden können (**Bild 3-403**).

Günstig ist im Allgemeinen für eine gute subjektive Beurteilung:

- ◆ ein großer Frequenzbereich hoher Verstärkung der Querbeschleunigung,
- ◆ eine große Gierdämpfung und
- ◆ eine kleine Phasenverschiebung.

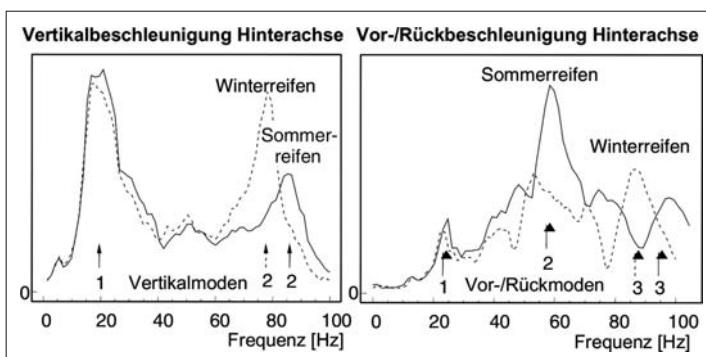


Bild 3-401:

Vergleich Komfort von Winter- und Sommerreifen bei Überfahrt einer Schlagleiste (Zahlen im Bild geben die Ordnung der Eigenfrequenzen wieder)

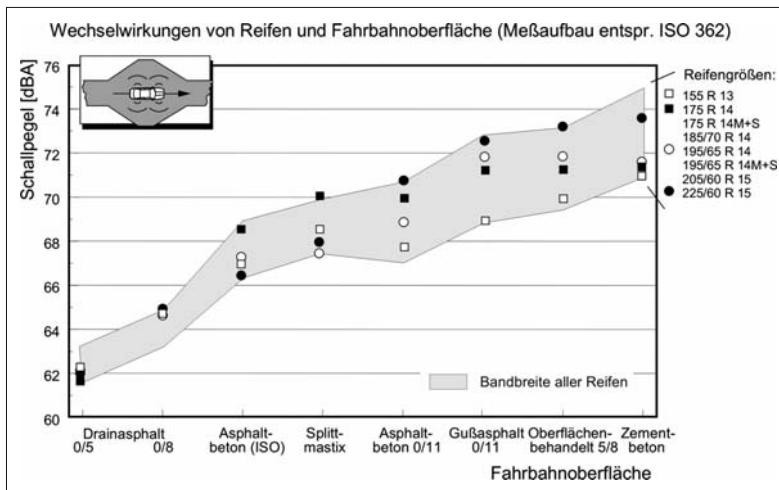


Bild 3-402:
Schallpegel auf unter-
schiedlichen Fahrbahn-
oberflächen

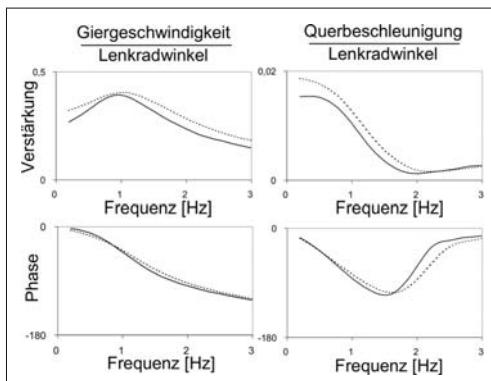


Bild 3-403: Übertragungsfunktionen für einen typischen Pkw mit subjektiv sehr gutem (gestrichelte) und mäßig gutem (durchgezogene Linie) Reifensatz

Auf dem heutigen Entwicklungsstand haben Qualitätsreifen hohe Haltbarkeitsreserven und damit auch eine zunehmende Missbrauchsresistenz. Trotzdem sind Ausfälle durch Verletzungen und Betriebsfehler nicht ganz auszuschließen.

Eine eindeutige Analyse der „Schadensgeschichte“ 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 Innenseelenverfärbungen.

Der Energieaufwand für ein Reifenleben betrifft weniger die Herstellung oder die Verwertung als vielmehr den Betrieb am Fahrzeug. Durch den Rollwiderstand der Reifen muss ständig vom Motor Arbeit zur Überwindung aufgebracht werden. Je weniger Rollwiderstand die Reifen besitzen, desto geringer ist der Kraftstoffverbrauch.

In Bild 3-404 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.

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. Die Reifen tragen in einem Kreis ein E und die Nummer des Genehmigungslandes sowie nachgestellt eine mehrstellige Genehmigungsnummer.

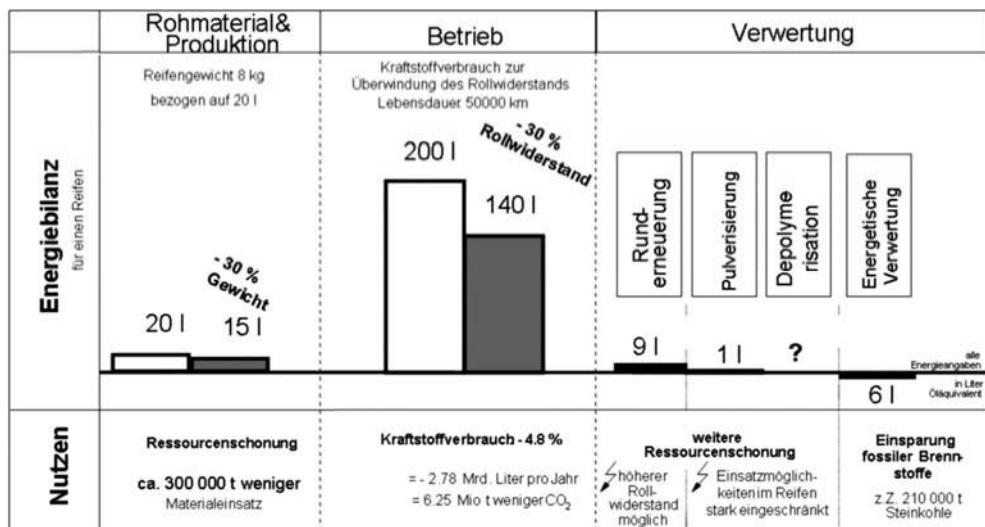


Bild 3-404: Energiebilanz von der Produktion über Betrieb bis zur Verwertung von Reifen (BRD 1997)

Die Normung von Reifen und Rädern ist in der ETRTO und der DIN festgeschrieben. Als Beispiel die Bezeichnung der Reifengröße **195/65 R 15 91 T**:

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 = 190 km/h)

Weitere Kennzeichnungen auf der Seitenwand:

TUBELESS schlachthalos

TUBE TYPE Reifen dürfen nur mit Schlauch montiert werden

DOT Department of Transportation (Verkehrsministerium der USA)

0302 verschlüsseltes Produktionsdatum
(03 = 3. Woche, 02 = Jahr 2002) (bis 2000 stand nach der dritten Ziffer ein Dreieck)

TWI Kennzeichnung des Profilnutzungsanzeigers (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

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 3-405 dargestellt.

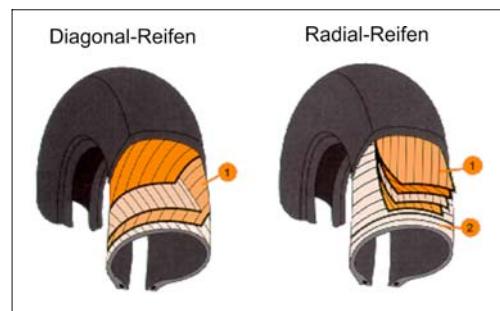


Bild 3-405: Bauarten von Reifen

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°. Kleiner Fadenwinkel verleiht bessere Seitenführungeigenschaften, geringeren Rollwiderstand und kleinere Ausdehnung des Reifens in radialer Richtung durch die Fliehkraft. Der Reifen wird aber dadurch härter und somit seine Federungseigenschaft schlechter.

ter. 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 bestehen kann, 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 3-406**).

Der Radialreifen besteht aus den Hauptbauelementen

- ◆ Reifenwulst,
- ◆ Karkasse,
- ◆ Gürtel,
- ◆ 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.

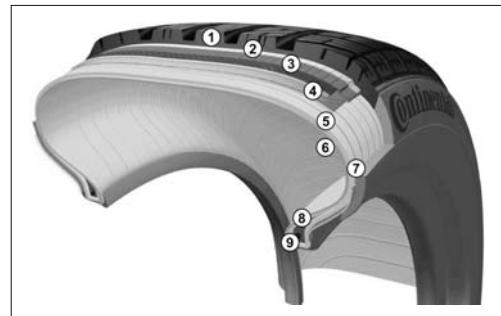


Bild 3-406: Reifenaufbau für einen typischen Pkw-Reifen mit den Bauteilen: 1) Laufstreifen, 2) Unterplatte, 3) Nylonbandage, 4) Stahlkord-Gürtellagen, 5) Karkasse, 6) Innenschicht, 7) Seitenwand, 8) Kernprofil, 9) Kern

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. Die abriebfeste Seitenwand schützt die Gewebelagen vor äußeren Einflüssen.

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 3-407**).

3.9.2.3 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 Straße. **Bild 3-408** zeigt die prozentuale Verteilung der Festigkeitsträger sowie der wesentlichen einzelnen chemischen Bestandteile von Gummi.

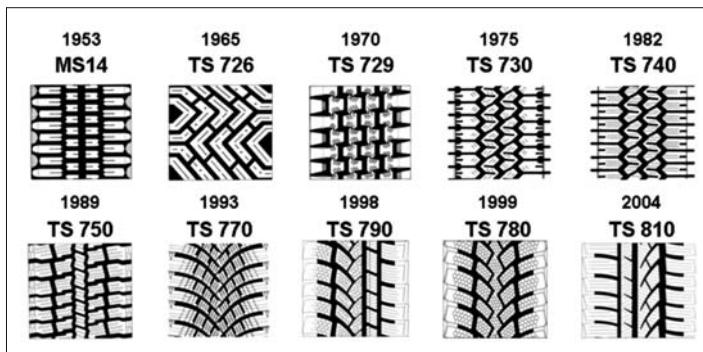


Bild 3-407:
Entwicklung der Profile von
Winterreifen

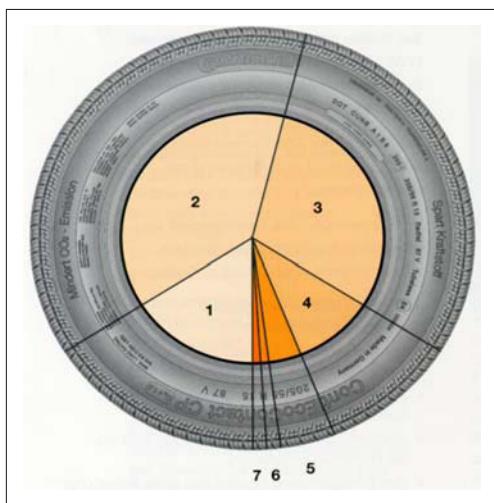


Bild 3-408: Gewichtsanteile der einzelnen Materialien im Reifen:

- 1) Festigkeitsträger (Stahl, Rayon, Nylon) 16 %, 2) Kautschuk (Natur und Synthesekautschuk) 38 %, 3) Füllstoffe (Ruß, Silicia, Kreide...) 30 %, 4) Weichmacher (Harze und Öle) 10 %, 5) Chemikalien Vulkanisation (Schwefel, Zinkoxid) 4 %, 6) Alterungsschutzmittel (gegen Ozoneinwirkung) 1 %, 7) Sonstiges 1 %

Das Ausgangsprodukt zur Gummiherstellung Kautschuk ist ein klebrig, zähes und plastisches Material mit sehr langen, nachgiebigen und biegsamen Molekülketten. Der Naturkautschuk war lange Zeit der alleinige Basisrohstoff der Gummiindustrie. Er wird vor allem aus dem Saft des Gummibaumes („Hevea Brasiliensis“) gewonnen. In den Kautschukplantagen Asiens kerbt man seine Rinde ein und sammelt den austretenden Kautschuksaft, den Latex. Dieser enthält ca. 35 % feste Kautschukbestandteile, die durch Zugabe von Säure ausgeschieden werden (koagulieren). Das eingedickte Material wird gewalzt, getrocknet, zum Teil geräuchert und gepresst.

Synthesekautschuk ist ein Erzeugnis der organischen Chemie. Sein Ausgangsprodukt ist Rohöl, speziell Schwerbenzin (Naphtha), das beim Spalten (*Cracken*) des Rohöls in der Raffinerie entsteht. Durch die Verknüpfung seiner Kohlenstoffatome mit Wasserstoffatomen ergeben sich die Vorprodukte des synthetischen Kautschuks: Ethylen, Propylen, Butadien und, über das Zwischenprodukt Benzol, auch Styrol. Unter Zusatz von Wasser, Emulgatoren und Katalysatoren emulgieren diese Vorprodukte, so dass ein Gemisch kleinsten, dicht aneinander gereihter Tröpfchen entsteht. Diese Emulsion wird polymerisiert und bildet eine synthetische Latexmilch. Wie beim Naturkautschuk wird auch hier der feste Bestandteil nach Koagulation ausgeschieden. Sein Anteil am weltweiten Kautschukverbrauch liegt heute bei über 60 %.

Füllstoffe werden in größeren Mengen dem Kautschuk zugesetzt, um seine Verarbeitung zu ermöglichen und die gewünschten Gummieigenschaften (z.B. Härte, Zugfestigkeit, Reißdehnung, Abriebwiderstand) zu erreichen. Der am häufigsten verwendete Füllstoff ist Ruß, der großtechnisch durch unvollständige Verbrennung von Erdöl oder Erdgas erzeugt wird. Industrieruß ist fast reiner Kohlenstoff, der sehr feinkörnig und durch seine große innere Oberfläche äußerst reaktiv ist. Die verstärkende Wirkung von Ruß wird durch die an der Oberfläche entstehenden Bindungskräfte zwischen den Russteilchen und den Kautschukmolekülen erzielt. Der Ruß gibt somit dem Gummi seine innere Festigkeit.

Kieselsäure-Füllstoffe (*silica fillers*) haben sich als Zusätze in verschiedenen Bereichen der Kautschukindustrie bewährt, wo es auf hohe Beanspruchbarkeit und Leistungsfähigkeit des Werkstoffes ankommt. Wie der Ruß besitzen auch sie eine sehr große Oberfläche. In der Reifenindustrie führt der gezielte Einsatz von Kieselsäure (z.B. im Laufstreifen) zu herabgesetztem Rollwiderstand und optimierter Haftung („Silica-Reifen“).

Im Vulkanisationsvorgang werden abschließend die langen Kautschuk-Molekülketten mit Hilfe des zugemischten Schwefels unter Druck und Temperatur verknüpft und gehen eine feste Verbindung ein. Aus plastischem Kautschuk wird das Elastomer Gummi.

3.9.2.4 Viskoelastische Eigenschaften von Gummi

Die mathematische Beschreibung des Verhaltens von Gummi ist wegen des stark nichtlinearen und über der Zeit veränderlichen Verhaltens anspruchsvoll. **Bild 3-409** 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.

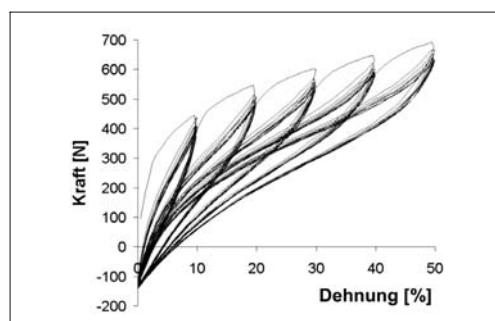


Bild 3-409: Experimentelle Untersuchung des Dehnungsverhaltens einer russgefüllten Gummiprobe bei zyklischer Belastung über 5 Laststufen

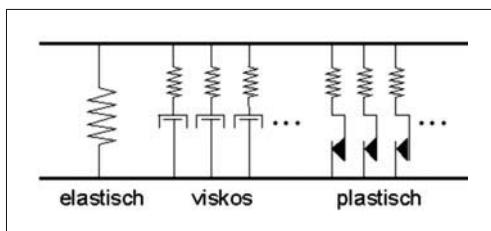


Bild 3-410: Ersatzmodell für Gummiverhalten

Dieses Materialverhalten modellmäßig abzubilden erfordert einen hohen Aufwand für die Simulation. Die Nachbildung kann z.B. durch eine Anordnung von Federn, Dämpfern und Reibeelementen erfolgen, die für verschiedene Dehngeschwindigkeiten das elastische, viskose und plastische Gummiverhalten beschreiben (Bild 3-410).

Die einzelnen Anteile lassen sich wie folgt physikalisch erklären: 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 kommt 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 so genannten komplexen Elastizitätsmodul E^* beschrieben, der aus Speichermodul E' und Verlustmodul E'' besteht (in komplexer Zahlenschreibweise: $E^* = E' + iE''$). 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 3-411) 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, wodurch eine Reibungshysterese hervorgerufen wird. Sichtbar wird dieses Verhalten in Bild 3-412 dadurch, dass die Kraft auch bei niedrigen Dehngeschwindigkeiten bei Dehnungszunahme (Belastung) größer ist als bei Dehnungsabnahme (Entlastung).

Die Anpassung erfolgt über die Prandtl-Elemente (Feder und Reibelemente), die den plastischen Materialanteil beschreiben (Bild 3-410). Sowohl die Kurvenform als auch die typische Gummihysterese für gefüllte Netzwerke wird richtig wiedergegeben.

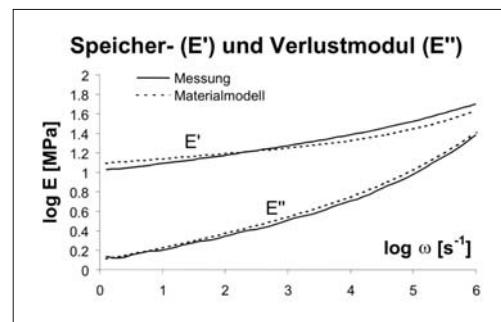


Bild 3-411: Materialgesetzanpassung an die Messwerte über einen Frequenzbereich von 5 Dekaden

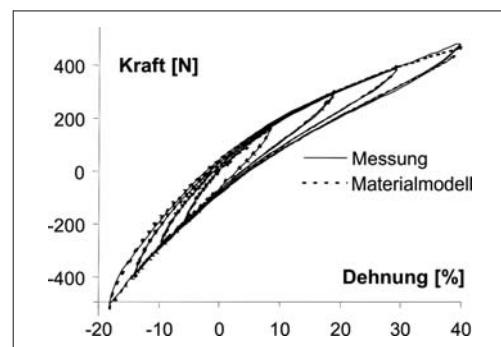


Bild 3-412: Materialgesetzanpassung an die Materialhysterese im stationären Zustand bei unterschiedlichen Dehnamplituden

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 3-413). Beim Reifen kommt durch die steife Schalenstruktur des Reifens noch ein zusätzlicher Strukturtraganteil (k) von ca. 10 bis 15 % hinzu. Bei Reifen mit Notlaufeigenschaften ist k deutlich größer (s. Abschnitt 3.9.5.2).

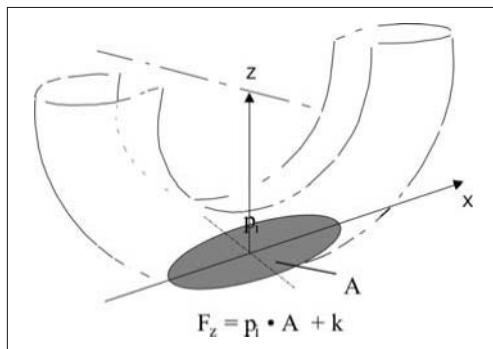
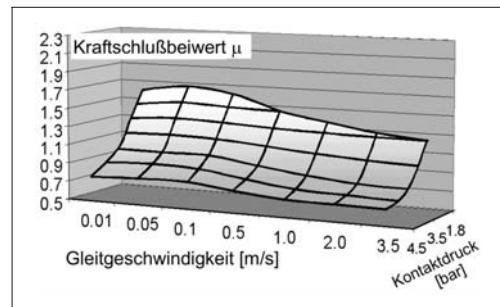


Bild 3-413: Tragverhalten eines Luftreifens

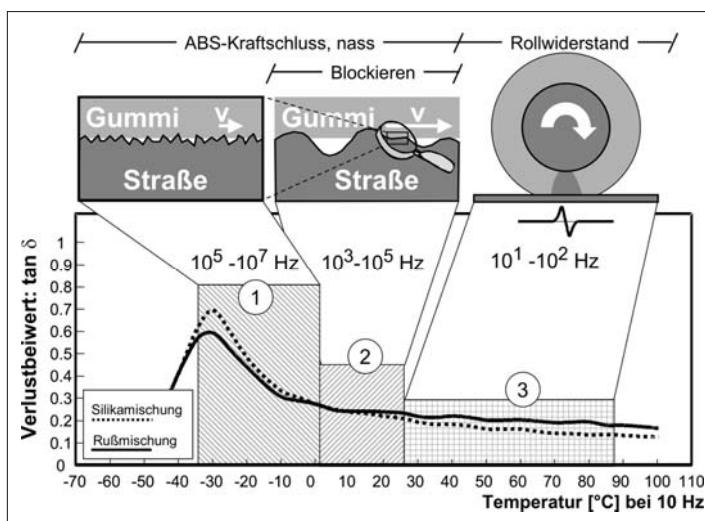
3.9.3.2 Kraftschlussverhalten, Aufbau von Horizontalkräften

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. Im Allgemeinen gilt: Je niedriger der Kontaktdruck gehalten werden kann und je homogener die Druckverteilung innerhalb der Bodenaufstandsfläche ist, desto höher sind die übertragbaren Seiten- und Umfangskräfte. Bei höheren Schlupf- oder Gleitgeschwindigkeiten nehmen die Kraftschlussbeiwerte ab (**Bild 3-414**). 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.

Bild 3-414: Kraftschlussbeiwert μ abhängig vom Kontaktdruck und der Gleitgeschwindigkeit auf Korund-180 für eine typische Laufflächenmischung

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.

Bild 3-415:
Verlauf des Verlustbeiwerts $\tan \delta$ über der Temperatur mit den relevanten Bereichen für Kraftschluss auf nasser Straße und Rollwiderstand für zwei Reifenmischungen (Rus- und Silikamischung)

Als stark verkürzte Erklärung mag hier genügen, dass der Entwickler verschiedenen Temperaturbereichen der $\tan \delta$ Kurve auf Basis eines Temperatur-Frequenz-Äquivalentprinzips (WLF-Transformation) bestimmte typische Reifeneigenschaften zuordnen kann. Physikalisch unterscheiden sich die in **Bild 3-415** gekennzeichneten Bereiche der $\tan \delta$ Kurve: Bereich 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. Anschaulich: Je kleiner die Rauigkeitsskala im Kontakt Reifen–Straße wird, desto höher ist die zugeordnete Frequenz.

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 3-415** zu entnehmen, ist dies bei Silikaminschungen gelungen.

3.9.3.3 Antreiben und Bremsen, Umfangskräfte

Im **Bild 3-416** wird beispielhaft ein Bremsvorgang ohne ABS dargestellt. Hier soll nicht auf Bremssysteme, 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 seitenkraftfrei rollendem Rad definiert als

$$\lambda = \frac{R_{\text{dyn}} \cdot \omega - v}{v} \quad (3.109)$$

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 3-416 macht deutlich, dass Reifen über den ganzen Bereich bis zum Schlupf 100 % gefordert werden können. Bemerkenswert ist, dass die Reifen beim Bremsen mit blockierten Rädern die gesamte kinetische Energie umwandeln müssen, beim ABS-

Bremsen wird der größte Anteil von der Bremsanlage „übernommen“. Mit Erhöhen des Bremsschlupfes bilden sich zunehmende Gleitbereiche in der Aufstandsfläche aus (**Bild 3-417**).

Vom Auslauf, jeweils auf der rechten Seite 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.

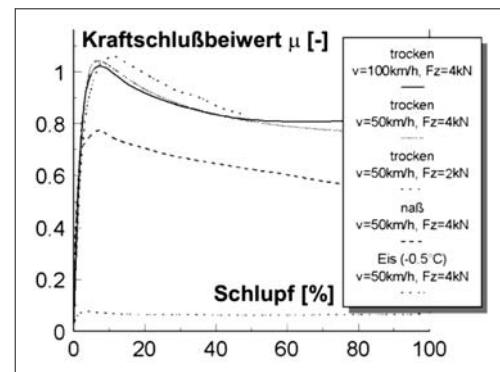


Bild 3-416: Kraftschlussbeiwert μ bei unterschiedlichen Fahrbahnzuständen und Einsatzbedingungen

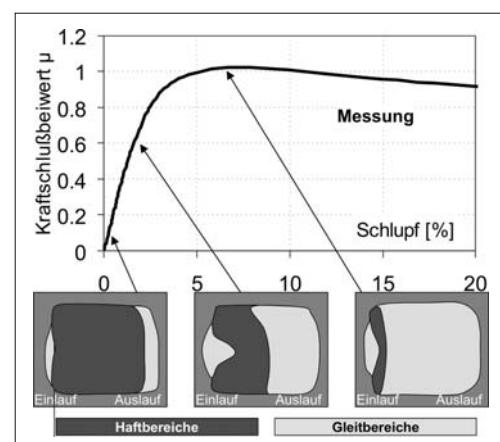


Bild 3-417: Haft- und Gleitzonen in der Bodenaufstandsfläche eines Reifens beim Bremsen (links: Einlauf, rechts: Auslauf) bei unterschiedlichem Radschlupf

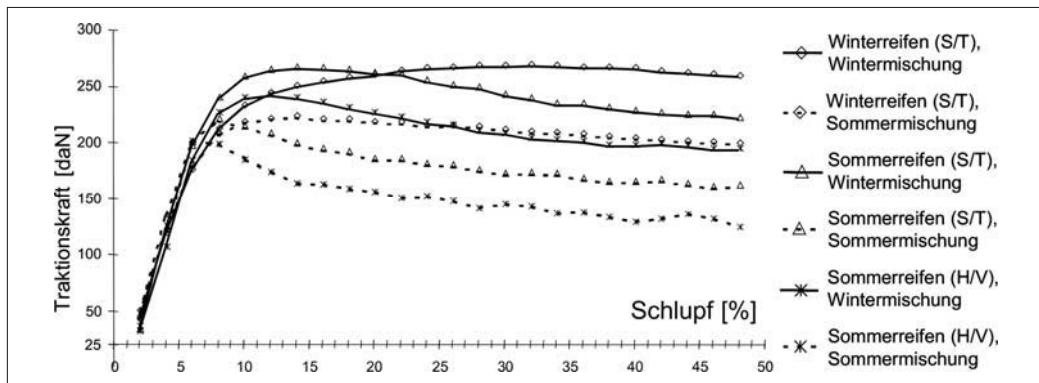


Bild 3-418: Beeinflussung des Kraftschlusspotenzials durch Reifen und Laufflächenmischungen bei Traktion auf Schnee

Die Darstellungen in den Bildern 3-416 bis 3-418 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 Traktion auf Schnee erzeugen (Bild 3-418). Die Kombination zeigt, dass für die Wintereigenschaften vor allem die Laufflächenmischung mit Wintereigenschaften entscheidend ist, die bei tiefen Temperaturen elastischer bleibt gegenüber typischen Sommermischungen.

3.9.3.4 Schräglauft, 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 Schräglauftwinkel des Reifens wird die Seitenkraft radlastabhängig bis zu einem Maximalwert im Bereich zwischen 5° und 15° Schräglauftwinkel aufgebaut (Bild 3-419).

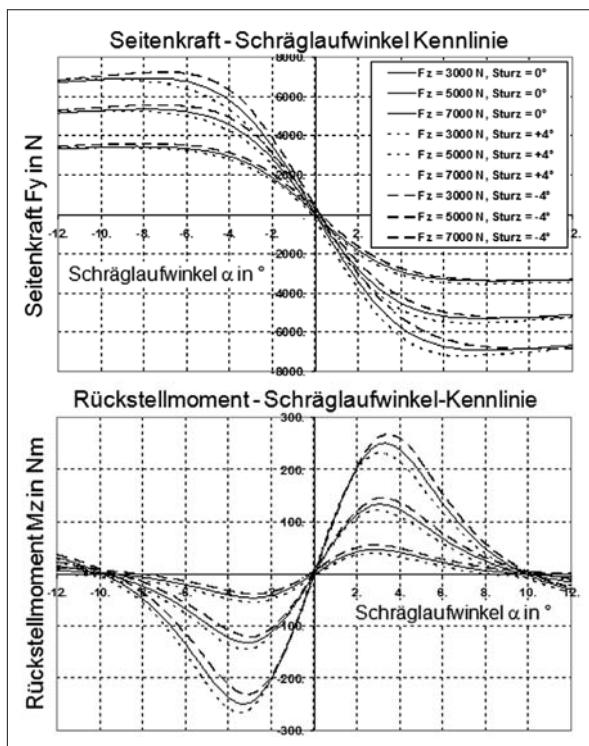


Bild 3-419:

Rückstellmoment M_z und Seitenkraft F_y als Funktion des Schräglauftwinkels α , der Radlast F_z und des Sturzes

Durch die bei Schräglauflauf linear ansteigende Querverformung der Profilklötzte von Latscheinlauf zu Auslauf zwischen Gürtel und Fahrbahn rutscht der Angriffspunkt der Seitenkraft, der so genannte 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 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 Schräglaufstifigkeit

Eine wichtige Kenngröße für die Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen ist die Anfangssteigung der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie aus dem Ursprung. Diese Anfangssteigung ist die Schräglaufstifigkeit oder *Cornering-Stiffness*. Ein Beispiel für die Schräglaufstifigkeit und den Einfluss des Fülldruckes ist in Bild 3-420 dargestellt.

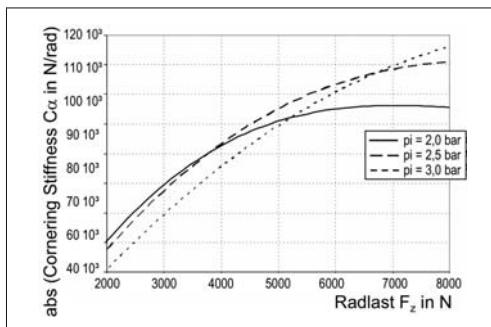


Bild 3-420: Schräglaufstifigkeit abhängig von der Radlast für verschiedene Fülldrücke

Für kleine Radlasten ist die Schräglaufstifigkeit 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° größere Felgenmaulweite ermöglicht eine um ca. 10 % vergrößerte Schräglaufstifigkeit (Bild 3-421).

Eine kompakte Darstellung der Reifenkräfte ermöglicht das so genannte Gough-Diagramm (Bild 3-422) 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.

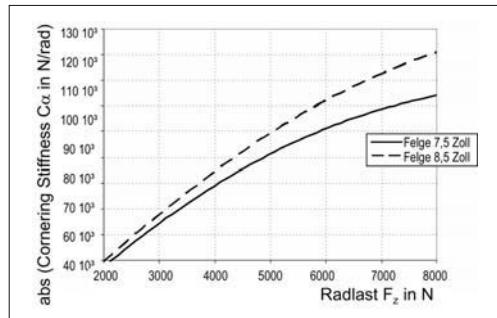


Bild 3-421: Einfluss der Felgenmaulweite auf die Schräglaufstifigkeit

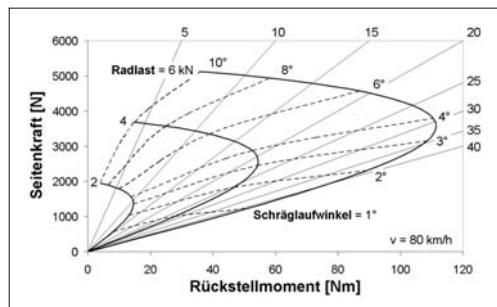


Bild 3-422: Gough-Diagramm für einen Pkw-Reifen

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 Seitenkraft $F_y = F_{y0} \cdot (1 - 1/e) = 0,63 \cdot F_{y0}$ erreicht (Bild 3-423). 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.

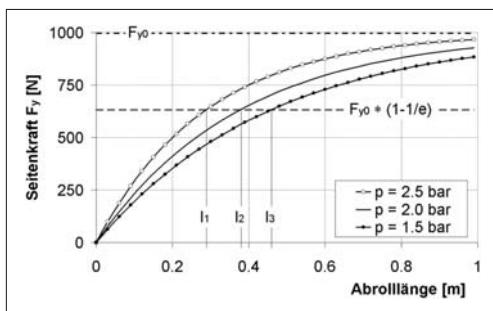


Bild 3-423: Aufbau der Seitenkraft mit zugehörigen Einlaufängen $l_{1,2,3}$ in Abhängigkeit vom Fülldruck p bei einer stufenförmigen Schräglauwinkeländerung von 0° auf 1°

Grundsätzlich gibt es Einlaufängen für alle Kraftrichtungen. Bei periodischen Änderungen der Betriebsbedingungen ergibt sich ein Phasengang. Dazu kommt die dynamische Antwort des schwingungsfähigen Systems im Zeitbereich.

In **Bild 3-424** ist eine Kennlinie für den Umfangskraft-Bremsschlupf für zwei Geschwindigkeiten dargestellt. 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 Antwortverhalten des Reifens auf die Änderung des Bremsmoments wird dabei bestimmt von der Reifendynamik und der Einlaufänge in Umfangsrichtung.

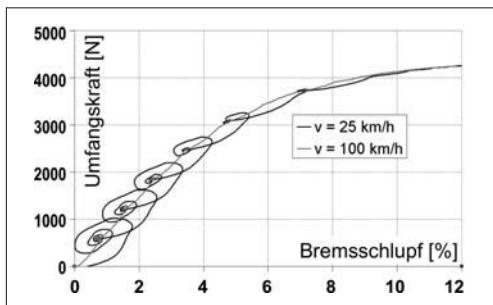


Bild 3-424: Dynamische Reifenantwort auf eine stufenweise Erhöhung der Bremskraft

3.9.3.6 Reifen unter Quer- und Längsschlupf

Hier ist neben der Frage des Kraftschlusses insbesondere auch die Reifencharakteristik für die Beherrschbarkeit eines Fahrzeugs im Grenzbereich interessant. Sportlich geübte Fahrer nutzen einen höheren, schmalen Grenzbereich für höhere Kurvengeschwindigkeiten, für den Normalfahrer ist ein breiter Grenzbereich anzustreben. Zunächst soll **Bild 3-425** die Geschwin-

digkeits- und Schlupfverhältnisse am rollenden Rad unter Schräglauf verdeutlichen (s. Abschnitt 2.2).

Der Reifen kann sein max. Kraftschlusspotenzial jeweils nur in einer Richtung anbieten (**Bild 3-426**). 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 Schräglauwinkel ist das Verhältnis Seiten- zu Umfangskraft in **Bild 3-427** dargestellt.

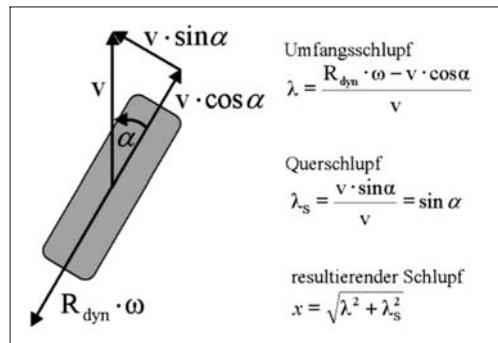


Bild 3-425: Geschwindigkeits- und Schlupfverhältnisse am rollenden Rad unter Schräglau

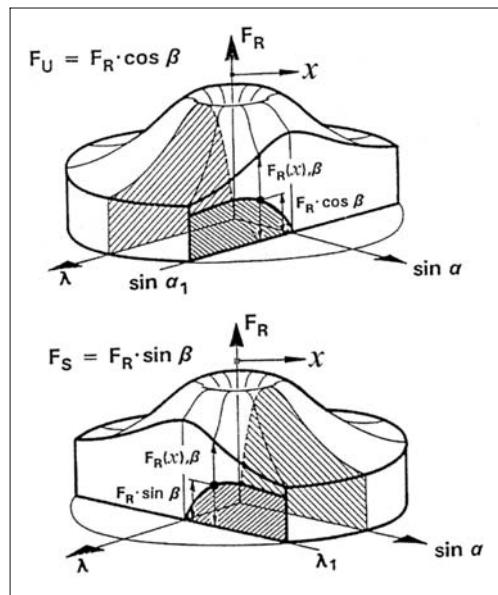


Bild 3-426: „Reibungskuchen“ nach Prof. Weber als eine Darstellung für die resultierenden Führungskräfte am Reifen: F_U Umfangskraft, F_S Seitenkraft, F_R Reibkraft, λ resultierender Schlupf, α Schräglauwinkel, α_1 beliebiger Schräglauwinkel $\neq 0$, λ Längsschlupf, λ_1 beliebiger Längsschlupf $\neq 0$, β Reibkraftrichtungswinkel im Kammschen Kreis

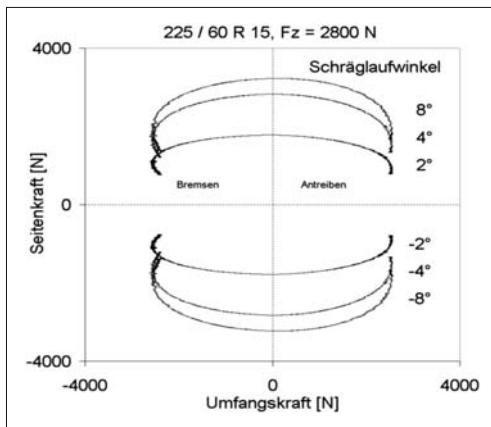


Bild 3-427: Kraftschlusspotenzial bei kombinierter Reibkraft durch Seiten- und Umfangskraft

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 Schräglauwinkel Null konstante Seitenkräfte, die ein Abweichen von der idealen Gerade bewirken. Diese Kräfte setzen sich zusammen aus der 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 3-428**).

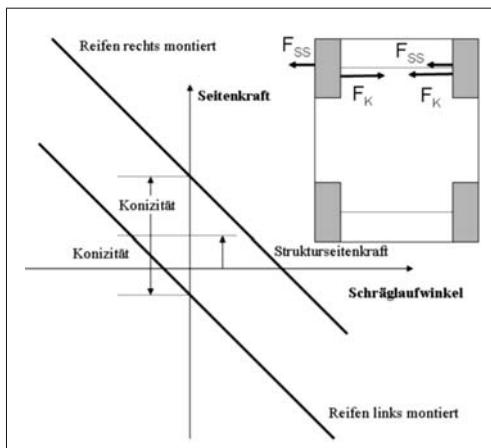


Bild 3-428: Einfluss der Drehrichtung auf die Resultierenden aus Strukturseitenkraft F_{SS} und Konizität F_K

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 eingesetzt, die sich zur Kopplung mit Fahrzeugmodellen aufgrund der sich ergebenen Rechenzeiten nicht eignen (**Bild 3-429**). Die in der Mitte stehenden MKS-Modelle bilden die Reifenphysik in ihrer Beschreibung des Gesamtverhaltens ab, erfassen aber meist keine Strukturdetails.

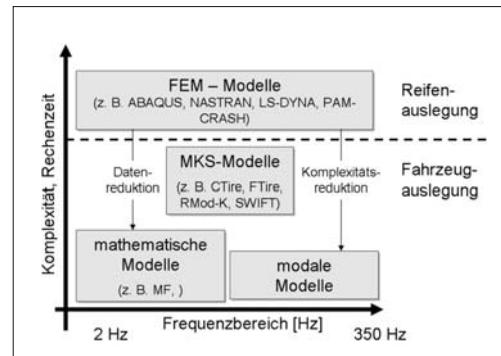


Bild 3-429: Darstellung unterschiedlicher Einsatzfelder für Reifenmodelle

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

Charakteristik-Verhalten des eingesetzten Reifens ausreichend genau beschreiben. Die Magic Formula [88] 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.

Im Gegensatz zu konventionellen Messprozeduren, bei denen für eine konstante Radlast und einen konstanten Sturzwinkel der Schräglaufwinkel 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 Schräglaufwinkel-, Sturzwinkel- und Radlastbedingungen 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 3-430 zeigt Ergebnisse aus Fahrversuchen, die im Rahmen des TIME-Projektes [89] durchgeführt wurden.

Basierend auf Untersuchungen an typischen Fahrzeugen ergeben sich realistische Belastungskorridore für Reifenmessungen an Prüfständen. Ein Beispiel für hauptsächlich vorkommende Radlast-Schräglauwinkel-Kombinationen zeigt Bild 3-431.

Das Diagramm deckt vier unterschiedliche Achstypen: eine Vorderachse mit Frontantrieb, eine Vorderachse mit Standardantrieb, eine Hinterachse mit Standardantrieb und eine Hinterachse mit Starrachse ab.

Während der Reifenmessung nach der TIME-Prozedur werden Schräglaufwinkel, 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 3-432 zeigt den Ablauf der gesamten Messprozedur für einen Reifen.

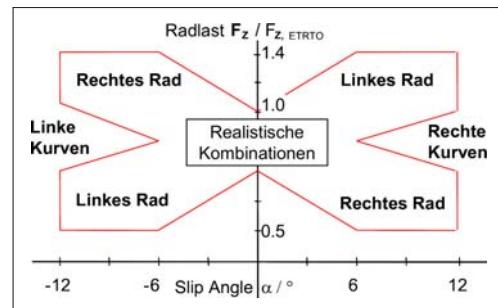


Bild 3-431: Qualitative Zuordnung der Radlasten an den vier Radpositionen in Abhängigkeit vom Schräglauwinkel für front- und heckgetriebene Fahrzeuge

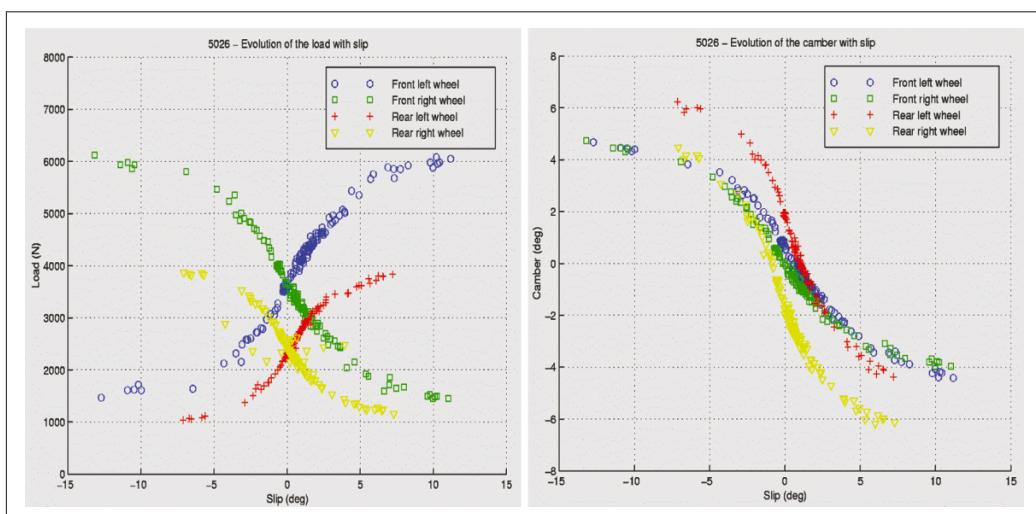


Bild 3-430: Gemessene Abhängigkeiten der Radlasten und des Sturzes an den vier Radpositionen in Abhängigkeit vom Schräglauwinkel

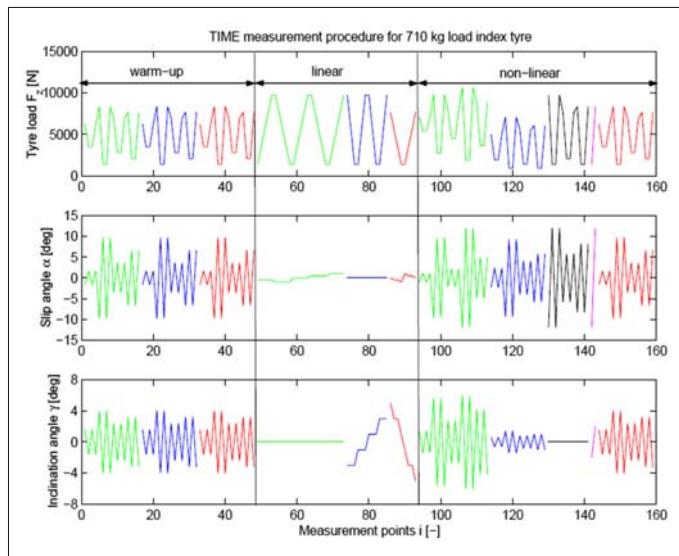


Bild 3-432:
Ablauf der Reifenmessprozedur
TIME

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 Schräglauftum im stationär rollenden Zustand. Die Informationen über die lokalen Kraft- und Reibverhältnisse in der Bodenaufstandsfläche erleichtern die Optimierung von Kraftschluss unter Seitenkraft bei Antrieben und Bremsen (**Bild 3-433**). 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 Profilklötzte und der Temperatur in der Kontaktzone.

Die Parameter dieser 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 3-414** gezeigte Abhängigkeit des Reibkoeffizienten μ vom Kontaktdruck und der Schlupfgeschwindigkeit muss für eine erfolgreiche Berechnung berücksichtigt werden.

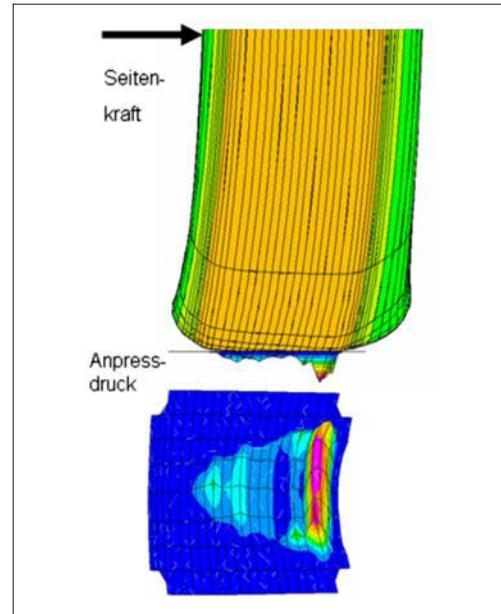


Bild 3-433: Reifenberechnung mit FE-Methode für einen stationär rollenden Reifen unter Schräglauftum mit berechnetem Kontaktdruck

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. 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 3-434**. Weitere Anwendung findet die FEM bei der Vorhersage von Haltbarkeit, Rollwiderstand, Temperaturverteilung, Abrieb, Aquaplaning, usw.

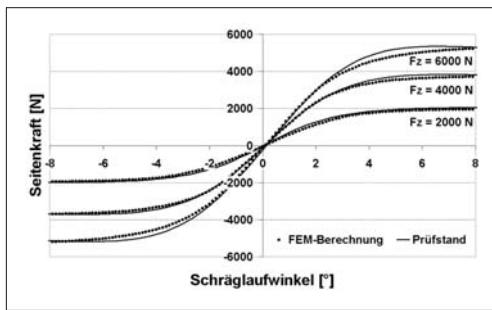


Bild 3-434: Vergleich von Prüfstandswerten mit FEM berechneten Seitenkraft-Schräglaufkennlinien für einen Standard-Pkw-Reifen bei drei Radlasten

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 3-435** 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 des Reifens auf so genannte Reifenmoden, die experimentell oder simulativ mit der FE-Methode bestimmt werden.

3.9.4.4 Reifenmoden

Die Eigenschwingungen von Reifen unter Innendruck und Radlast können unterschiedliche Bewegungsformen annehmen (**Bild 3-436**). 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, so dass 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 3-437**) 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.

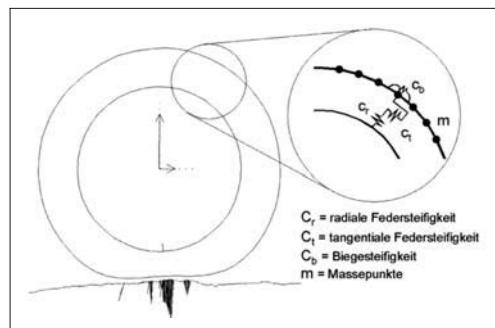


Bild 3-435: Einfaches MKS-Reifenmodell zur Fahrt über eine raue Straßenoberfläche, Darstellung der Achs- und Kontaktkräfte nach Größe und Richtung

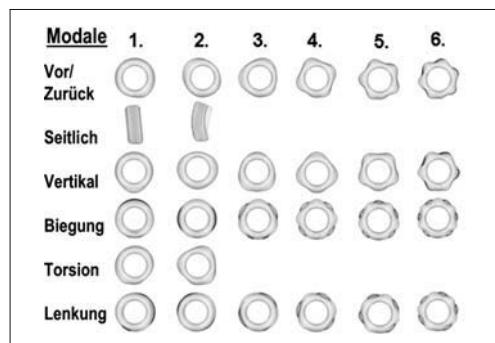


Bild 3-436: Reifenmoden

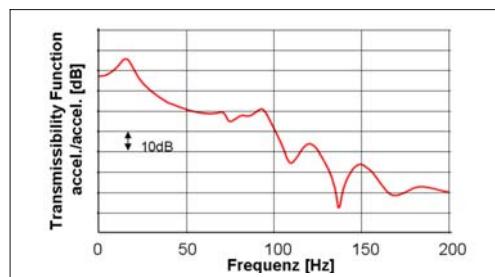


Bild 3-437: Übertragungsfunktion von der Reifenaufstandsfläche zur Felge

3.9.4.5 Eigenschwingung der Kavität

Eine besonders intensive Anregung erfolgt durch die Schwingung der Luftsäule im Reifen (**Bild 3-438**). 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.

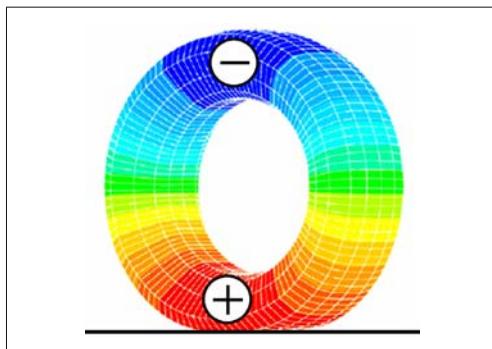


Bild 3-438: Schwingung des Reifeninnendrucks

3.9.4.6 Gesamtmodelle

Der Austausch der Modelle zwischen Reifen- und Fahrzeugindustrie verbreitert die Fahrzeugkompetenz in Verbindung mit einer Ausweitung der automotiven Produktpalette. Zur Simulation des komplexen Zusammenspiels von Fahrzeugkomponenten und Reifen kommen bevorzugt Mehrkörpersystem-Programme zum Einsatz (**Bild 3-439**).

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 Reifendrücke und -momente auch auf unebenen Fahrbahnen mit wechselnden μ -Werten liefern.

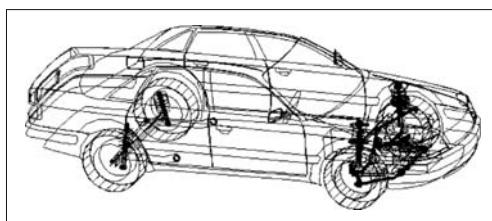


Bild 3-439: Komplexes Fahrzeugmodell für die Fahrdynamiksimulation

Vergleich der Reifenmodelle für Fahrdynamik

Nach Jahrzehnten der Entwicklung von Reifenmodellen im Umfeld von Hochschulen in Zusammenarbeit mit Fahrzeug- und Reifenherstellern werden diese Reifenmodelle kommerziell am Softwaremarkt angeboten. Die Lieferanten von MKS-Simulationsprogrammen haben für diese kommerziell verfügbaren Reifenmodelle Schnittstellen in ihren Produkten eingebaut. Für die Benutzer der MKS-Programme stellt sich nicht nur die Frage nach Qualität der Reifenmodelle, d.h. der Übereinstimmung von Simulation der Reifeneigenschaften mit Versuchsergebnissen, sondern auch die Frage nach Zuverlässigkeit dieser Modelle für Einsatzbedingungen außerhalb des Validierungsräumes. Zudem spielen Fragen der Interaktion/Kompatibilität des eingesetzten MKS-Programms mit dem gewählten Reifenmodell eine entscheidende Rolle. Ebenso ist der Aufwand für die Generierung der Reifenmodellparameter von ökonomischer Bedeutung.

Dies war Anlass für einen so genannten *Tire Model Performance Test* (TMPT) Benchmark zwischen den verfügbaren Reifenmodellen im Zusammenspiel mit den hauptsächlich in Verwendung stehenden MKS-Programmen. Durchgeführt wurde dieser Benchmark von einem internationalen Team von Vertretern der Reifenindustrie, Fahrzeugherstellern und Lieferanten der Reifenmodell- bzw. MKS-Software. Das Institut für Mechanik und Mechatronik der Universität Wien initiierte und koordinierte diesen Benchmark. Erste Ergebnisse sind in [90] beschrieben.

Bild 3-440 zeigt den grundsätzlichen Aufbau des Benchmarks. Von den Reifenherstellern Continental und Michelin wurden stationäre und dynamische Messdaten eines Reifens der Größe 205/55 R 16 zur Verfügung gestellt. Der Umfang der Arbeit ergab sich aus einem Kompromiss zwischen Wünschen der Modell-Lieferanten und einem ökonomisch vertretbaren und technisch machbaren Messaufwand.

Acht Reifenmodell-Lieferanten stellten sich als Teilnehmer diesem Benchmark zur Verfügung. Die Modelle wurden in Verbindung mit 3 verschiedenen MKS-Programmen zur Simulation 7 unterschiedlicher Reifenversuche eingesetzt. Die unterschiedlichen Versuche wurden auf einem virtuellen Teststand simuliert, der in **Bild 3-441** dargestellt ist. Damit kann das Reifenmodell mit beliebiger Last und Bremsmoment, Schräglauf und Sturzwinkel bei wählbarer Geschwindigkeit zum Rollen gebracht werden. Alle Teilnehmer erhielten den gleichen Zugang zu den Messergebnissen der Reifenhersteller, führten unabhängig voneinander die Parameteridentifikationen ihrer Modelle durch und bauten sie mit Unterstützung der MKS-Softwarelieferanten über ein standardisiertes Reifeninterface (STI) in den virtuellen Teststand ein.

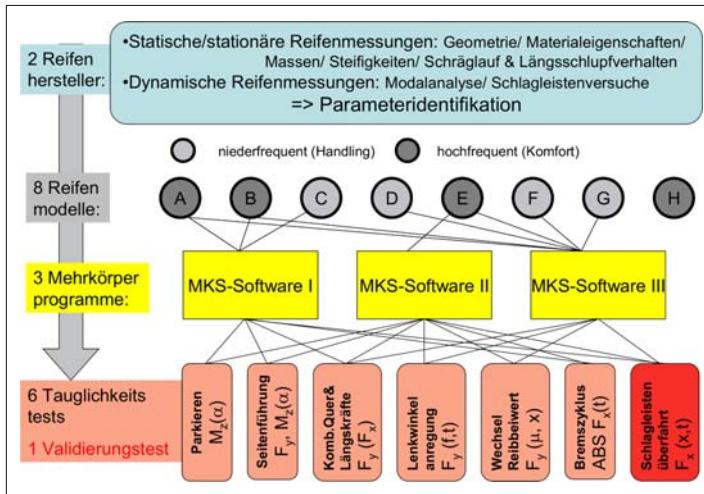


Bild 3-440:
Struktur des Tire Model Performance Tests (TMPT)

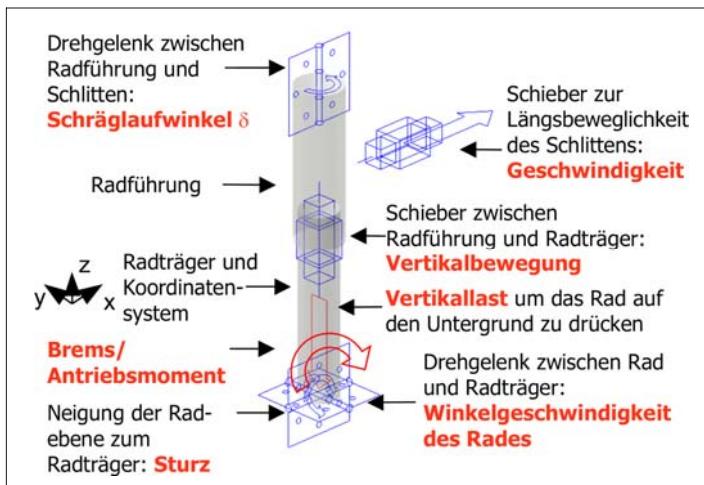


Bild 3-441:
Virtueller Teststand

Dabei ging es zunächst darum, Versuchsergebnisse nachzustellen, wie z.B. die Überfahrt einer Schlagleiste in **Bild 3-442**. Die dort gezeigte gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation folgt natürlich auch aus dem Sachverhalt, dass genau diese Messungen zur Identifikation der Modellparameter herangezogen wurden. Interessant sind die Gruppe der so genannten „Tauglichkeitstests“, also Fahrsituationen für die keine Messergebnisse vorliegen und für die nur eine generelle Bewertung der Anwendbarkeit der untersuchten Reifenmodelle durch ihren Grad der gegenseitigen Übereinstimmung gegeben werden kann.

Bild 3-443 zeigt für den Fall der Seitenführung über dem Schräglauftwinkel nicht nur ein deutliches Aufspreizen der untersuchten Reifenmodelle A, B sondern auch unterschiedliche Ergebnisse je nach Wahl des MKS-Programms I oder III. Ursachen liegen

möglicherweise in der Schnittstellengestaltung oder auch in unterschiedlichen Steuerparametern des numerischen Integrationsverfahrens.

Besonders groß sind die Wechselwirkungen zwischen Reifen und Mehrkörpermodell im Fall des Rückstellmoments **Bild 3-444**. Aus Sicht des Reifenexperten sind die Unterschiede in den Simulationsverläufen von einer Größenordnung, die im Entwicklungsprozess eines Reifens Spreizungen zwischen optimalen und nicht akzeptablen Varianten abdecken würden.

Die klare Schlussfolgerung daraus bedeutet, dass Reifenmodelle für ihren Einsatz zur Vorhersage des Fahrverhaltens einer sorgfältigen Validierung genau für ihren Einsatzfall bedürfen. Ebenso sind die numerischen Steuerparameter des in Verwendung stehenden MKS-Programms genau auf das Reifenmodell abzustimmen und mögliche Fehlerquellen in der Schnittstellenanwendung auszuschließen.

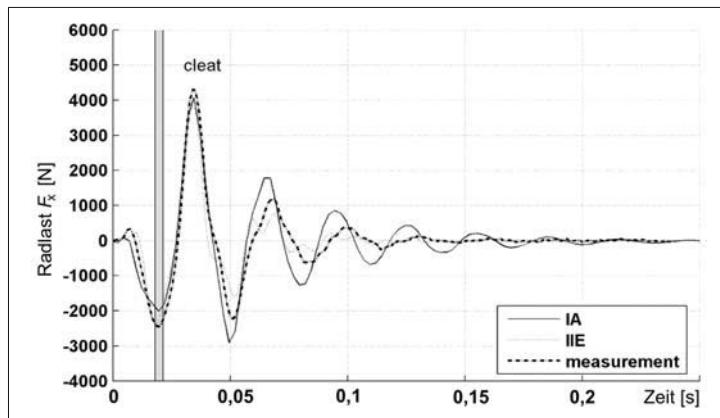


Bild 3-442:
Überfahrt einer Schlagleiste
20 × 20 mm; mit $v = 30 \text{ km/h}$

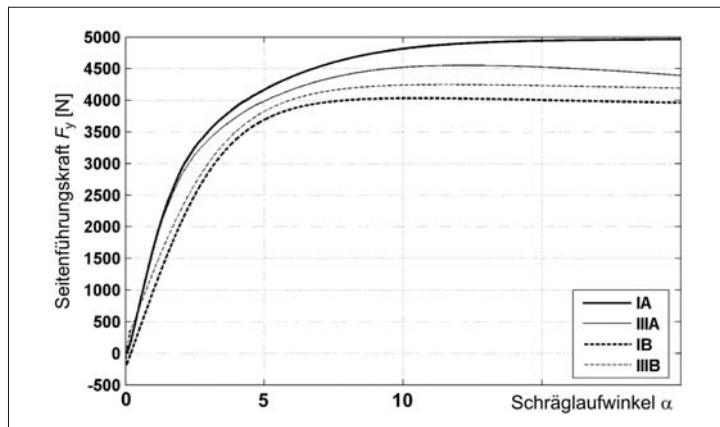


Bild 3-443:
Seitenführungskraft vs. Schräglauwinkel α ; $v = 80 \text{ km/h}$

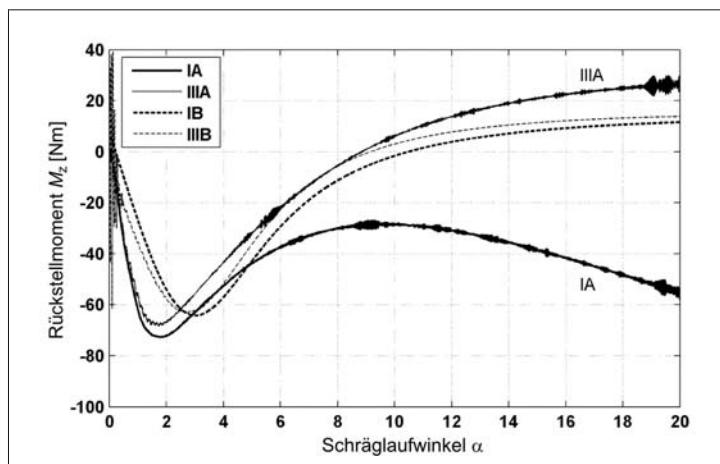


Bild 3-444:
Rückstellmoment vs. Schräglauwinkel α ; $v = 80 \text{ km/h}$

Deshalb bleibt der reale Fahrversuch für die abschließende Beurteilung unterschiedlicher Reifenvarianten auf absehbare Zeit unverzichtbarer Bestandteil der Reifenentwicklung. Unter Verwendung eines gleich bleibenden Fahrzeugmodells können jedoch Maßnahmen in der Konstruktion, der Mischung und des Profils von Reifen qualitativ beurteilt werden.

3.9.5 Moderne Reifentechnologien

3.9.5.1 Reifensorik

Der wirtschaftlich bedeutendste Teil des Gebiets Reifensorik ist die Ermittlung des Reifeninnendrucks. Daneben wurden und werden eine Reihe von Systemen untersucht, die weitergehende Informationen über den Reifen ermitteln sollen. Ein weiter gehender Überblick über das Gebiet der Reifensorik befindet sich in der Literaturangabe [91].

Reifendruckkontrolle

Besonders seit in den USA entschieden wurde, dass alle Neuwagen (außer Lkw und Bussen) ab 1. Sept. 2007 mit einer Reifendruckkontroll-Vorrichtung ausgerüstet werden müssen [92], haben Systeme, die den Luftdruck im Reifen direkt messen, wirtschaftlich an Bedeutung gewonnen. Dabei befindet sich in jedem Rad ein Modul, das den Reifenluftdruck mit einem Drucksensor direkt misst und diesen Wert per Funk an einen Empfänger im Fahrzeug zur weiteren Auswertung oder Anzeige sendet, **Bild 3-445**. 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 [93]. 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 kostengünstigere Systeme, die einen Druckverlust im Reifen anhand der Analyse der Radgeschwindigkeiten erkennen. Diese Systeme 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 Raddrehgeschwindigkeit kann mit ABS-Sensoren erfasst werden, wodurch dieses System kostengünstig zu realisieren ist (**Bild 3-446**) [94].

Andere Sensorsysteme

Sensorsysteme, die andere Größen am Reifen ermitteln befinden sich zumeist noch im Forschungsstadium. Im Wesentlichen wird an der Ermittlung des Kraftschlusspotenzials zwischen Reifen und Fahrbahn, der Ermittlung der aktuell vom Reifen übertragenen Kräfte, der Detektion von Aquaplaning und der Detektion der strukturellen Integrität des Reifens gearbeitet. Continental hat mit dem *Sidewall Torsion Sensor* (SWT) [95] ein System vorgestellt, das mittels Magnetfeldsensoren am Fahrwerk die Verformung der Reifenseitenwand ermittelt und daraus die vom Reifen übertragenen Längs- und Querkräfte berechnet (**Bild 3-447**). Die Kenntnis der Radkräfte erlaubt es, zusätzlich zur Abweichung der Fahrzeug-Gierrate von der Vorgabe des Fahrers den Schwimmwinkel des Fahrzeugs zu ermitteln und auf diese Weise die Fahrzeugregelung wesentlich zu verbessern. Dies wurde mit Fahrzeugen demonstriert, die mit SWT ausgestattet waren.

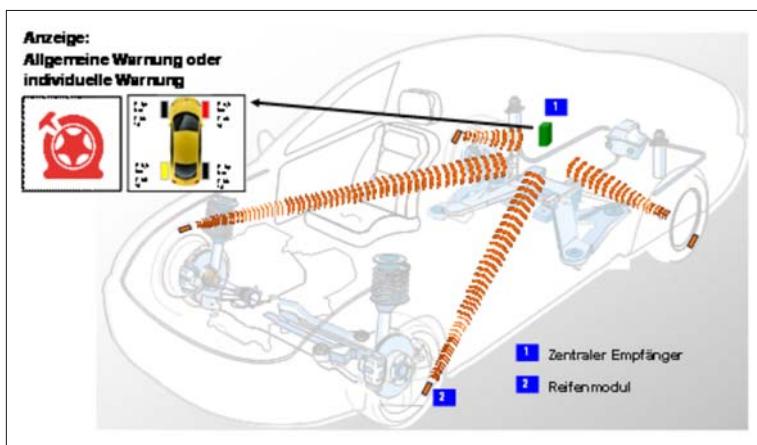


Bild 3-445:
Signalübertragung und
Auswertung der Reifenluftdruckmessung am Fahrzeug

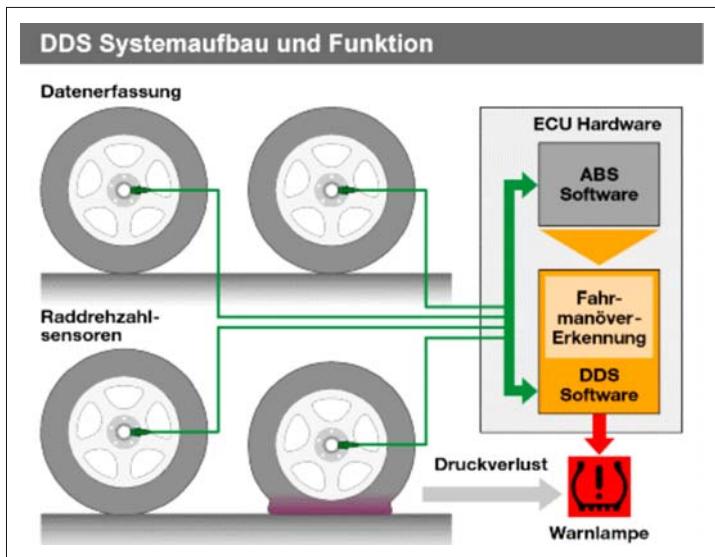


Bild 3-446:
DDS (Deflection Dedection System): Luftdruckkontrolle durch Analyse der ABS-Sensorsignale

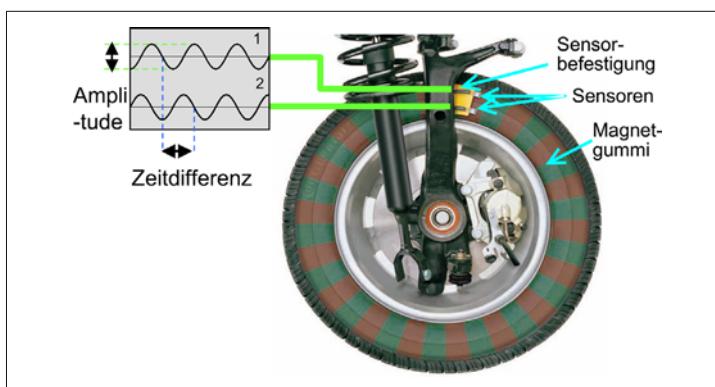


Bild 3-447:
Messprinzip des SWT-Sensors

Mittels im Profil eingebetteter Sensoren wurde an der TU Darmstadt 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 [96, 97]. In **Bild 3-448** ist eine andere Version zu sehen, die in Kooperation mit Siemens und Continental entwickelt wurde, bei der die Verformung eines Oberflächenwellen (OFW)-Sensors zur Gewinnung der Messdaten herangezogen wurde [98]. Des Weiteren sind Ansätze zur Ermittlung des Kraftschlusspotenzials aus der Analyse der ESP-Sensorik untersucht worden. So bietet die schwedische Firma NIRA Dynamics ein System an, das beruhend auf den Arbeiten von F. Gustafsson [99, 100] die Radgeschwindigkeitssignale auswertet. Die TU Karlsruhe hat ein Verfahren entwickelt, bei dem das Kraft-

schlusspotenzial zur Fahrbahn aus einer größeren Zahl von Informationen (z.B. Akustik, Temperatur, Regen) durch ein Schrankenverfahren indirekt abgeschätzt und vorgegebenen Wertebereichen zugeordnet wird [101].

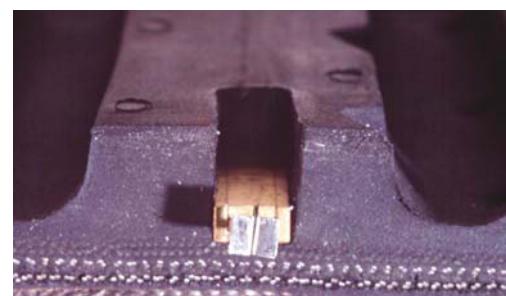


Bild 3-448: Oberflächenwellensensor zur Messung der Profilverformung

3.9.5.2 Reifennotlaufsysteme

Die Forderung nach Reifen mit Notlaufeigenschaften wird in zunehmendem Maße von der Automobilindustrie 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-Felgekombinationen kompatible Systeme sind die selbsttragende Karkasse sowie im Rad integrierte Stützringe.

Bei der selbsttragenden Karkasse (**Bild 3-449**) werden die Reifenflanken so verstärkt, dass im Falle eines Luftverlustes die Reifenstruktur die Trageigenschaften 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.

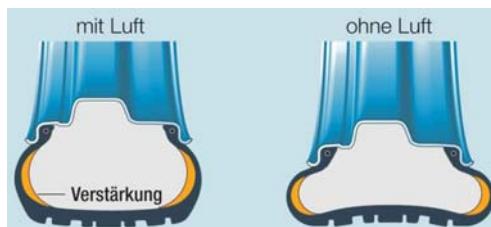


Bild 3-449: Reifen mit selbsttragender Karkasse

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.

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 3-450**). Das Tragelement besteht aus einem profilierten Metallring mit Gummilagern. Im Pannenfall erfolgt eine Schmierung der Kontaktfläche zum Reifen, da hier große Relativbewegungen auftreten.

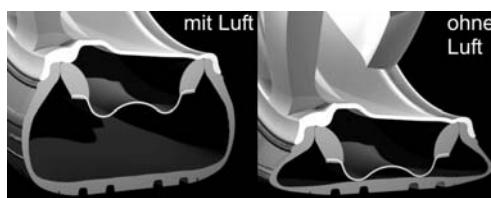


Bild 3-450: Metallring mit Gummilagerung im Standardreifen als Stützelement beim Pannenlauf

Ein völlig neuer Weg wird mit dem PAX-System beschritten (**Bild 3-451**). 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.

Neueste Entwicklungsansätze sind Reifen ohne Innendruck, bei denen die ganze Traglast von der Reifenstruktur getragen wird.

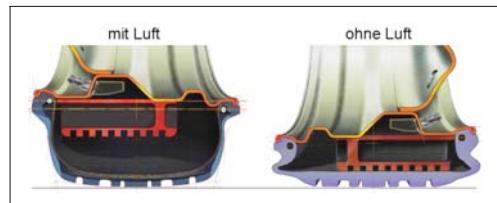


Bild 3-451: PAX-System mit Stützring

3.9.5.3 Reifen und Regelsysteme

Wintereigenschaften

Eine konsequente Abstimmung zwischen der Charakteristik von Winterreifen und dem ABS-Regler ermöglicht 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 -Schlupf-Kurve nehmen. Die μ -Schlupfcharakteristik beeinflusst entscheidend das Regelverhalten. Speziell für Winterreifen ergeben sich Ansätze, den Zielkonflikt zwischen dem Bremsen auf trockener und schneebedeckter Fahrbahn auf höherem Niveau zu lösen [102].

Im **Bild 3-452** ist der Verlauf des Kraftschlussbeiwertes μ für Längs- und Seitenkräfte (bei einem Schräglauftwinkel von 1°) über dem Bremschlupf 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.

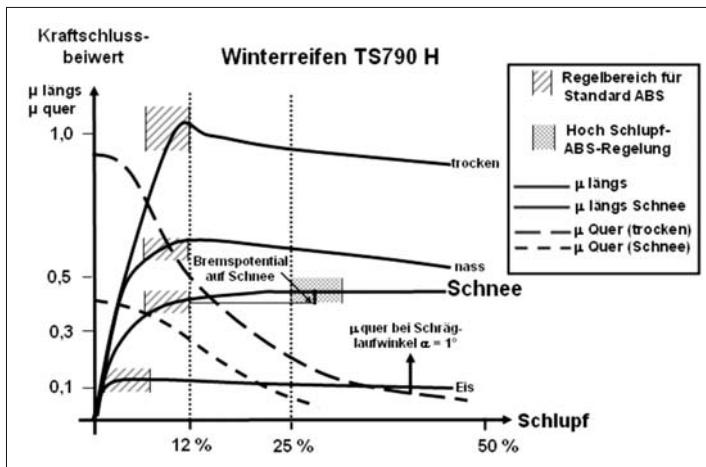


Bild 3-452:
μ-Schlupf-Verlauf von Winterreifen bei unterschiedlichen Fahrbahnzuständen

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 %.

3.9.5.4 High Performance (HP) und Ultra High Performance (UHP) Reifen

Die fast explosionsartige Steigerung von Breitreifenformaten 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. Zum Ende des Jahres wird die Zahl der verkauften schnellen Sommerreifen weit über 3,8 Millionen liegen – 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 [103]. Eigenschaften auf trockener wie auf bewässerter Fahrbahn geben den Breitreifen ein hervorragendes Sicherheitszeugnis: Auf trockener Straße kommt nach einer Studie des VDAT 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 Erbanslagen für den zivilen Gebrauch“ schrieb einst Conti in einer Werbung. Schräglauftsteifigkeit, 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 um, während der Reifen weniger beansprucht ist als mit konventionellen Bremsanlagen [103].

Die Hochgeschwindigkeitstauglichkeit, welche im Hochgeschwindigkeitstest (s. Abschnitt 3.9.7.2) ermit-

telt wird, ist durch die Breitreifen wegen des niedrigeren Reifenquerschnitts erheblich besser geworden. Es wäre nahezu undenkbar, einen ZR-Hochgeschwindigkeitsreifen (**Tabelle 3-8**) in der Serie 80 zu bauen.

Tabelle 3-8: Speedindex (Si, Geschwindigkeitsindex, Geschwindigkeitssymbol) nach ECE R 30

SI	km/h	SI	km/h	SI	km/h
C	60	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

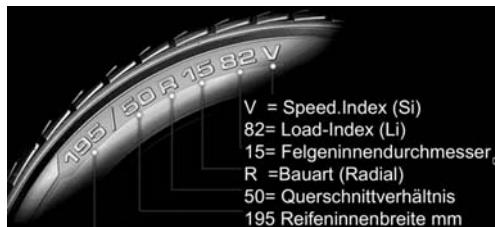


Bild 3-453: Reifenbeschriftung nach ECE R30

HP-Reifen (High Performance) haben einen Speedindex (Si) von V (bis 240 km/h), UHP-Reifen (Ultra High Performance) von über 270 km/h. 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 inzwischen bis 360 km/h zugelassen werden (z.B. ContiSport Contact2 Vmax).

Eine vergleichbare Entwicklung gibt es auch bei den Winterreifen (**Bild 3-454**).



Bild 3-454: HP-Winterreifen und UHP-ContiSport Contact2 Vmax bis 360 km/h

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 beispielsweise der Oberklasse zu finden. Durch die hohen Gewichte dieser Fahrzeuge ergeben sich hohe Anforderungen an das Festigkeitsverhalten (**Tabelle 3-9**).

Besonders anspruchsvoll wird der Einsatz im Premium-Segment der SUV und Crossover (**Bild 3-455**), mit Radlasten bis 1000 kg und Geschwindigkeiten an die 270 km/h.

Tabelle 3-9: 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 3-455: UHP-Reifen am SUV

3.9.6 Test und Messmethoden im Fahrversuch

In aufwendigen Tests untersuchen die Reifen – und Fahrzeughersteller ob Konstruktion, Laufflächenprofil und Gummimischung eines Reifens den Kunden erwartungen im Hinblick auf Sicherheit, Fahrcharakter, Komfort und Verschleiß genügen [104]. Auch wenn objektive Versuchs- und Bewertungsmethoden immer weiter ausgebaut werden, haben die subjektiven

ven 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 soll. 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 3-10**) [103], Referenzkollektivbildung [105] 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 3-10: 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

3.9.6.1 Subjektive Testverfahren

Die Bestimmung der Eigenschaften der Reifen in dynamischen Fahrzuständen erfolgt i.d.R. 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 [105]. Die Fahrmanöver sind dabei im Ablauf aus Ort, Geschwindigkeit und Lenkeingabe klar definiert. Auf dem Handlingkurs beispielsweise orientiert man sich üblicherweise an einer markierten Mittellinie, um das Fahrzeugverhalten besser bewerten zu können (**Bild 3-456**). 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 Übersteuerverhaltens (z.B. Lastwechsel, Bremsen in Kurve, Beschleunigen in Kurve), 6. nächster Reifensatz bzw. Einstellung.



Bild 3-456: Fahrtest auf dem Handlingkurs

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 3-11** Punkte zwischen 10 und 1 (die Vergabe von halben Punkten ist möglich) oder mit Plus und Minus nach der Referenzskala aus **Tabelle 3-12** vergeben. Während die Punkteskala bei Fahrzeugherstellern üblich ist, bedienen sich die Reifenhersteller zumeist der Referenzskala. Beide Verfahren haben gewisse Vor- und Nachteile.

Tabelle 3-11: 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 3-12: Referenzskala

+++	++	+	0	-	--	----
-----	----	---	---	---	----	------

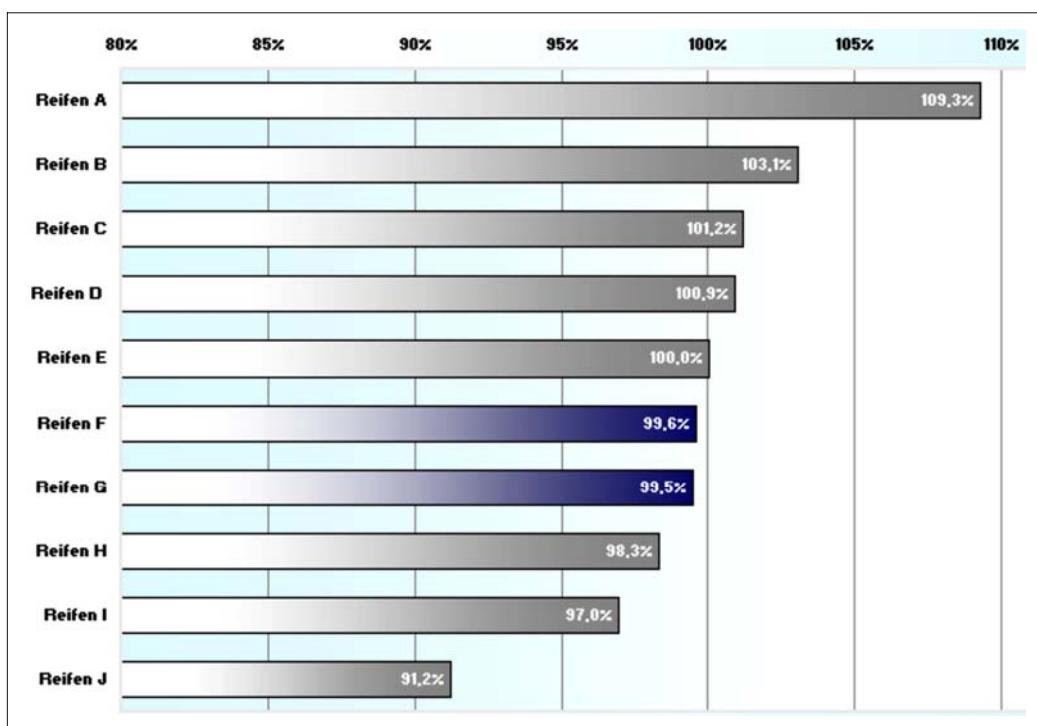
3.9.6.2 Objektive Testverfahren für die Längshaftung

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 [105]. 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 3-457**). 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 Geschwindigkeit mit einer Fahrzeugseite in ein Wasserbecken mit 6 bis 8 mm Wassertiefe eingefahren und im Wasserbecken beschleunigt (**Bild 3-458**).

**Bild 3-458:** Fahrtest Aquaplaning in Längsrichtung**Bild 3-457:** Streuung der relativen Längshaftungseigenschaften auf nasser Fahrbahn von Premium-Winterreifen (100 % = 6,06 m/s²)

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.

3.9.6.3 Objektive Testverfahren für die Seitenhaftung

Die Bestimmung der Leistungsfähigkeit in der Seitenführung erfolgt u.a. bei der stationären Kreisfahrt (trocken, nass, Schnee, Eis) [105]. 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 dem 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 einem Wasserbecken mit 6 bis 8 mm Wassertiefe innerhalb der Kreisbahn eingefahren. Die Auswertung des Seitenhaftungspotenzials der Reifen erfolgt durch den Querbeschleunigungsabriß (**Bild 3-459**). Bewertet werden das Querbeschleunigungsmaximum sowie die Grenzbereichsbreite durch die Degression [103].

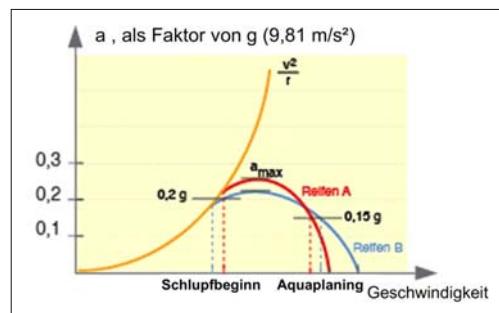


Bild3-459: Auswertung Aquaplaning quer [103]

3.9.6.4 Akustik

Zur Bestimmung des Abrollgeräusches werden Reifen im Standardverfahren, wie in der Richtlinie 92/23/EWG (mit Erweiterung 2001/43/EG) beschrieben, 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.



Bild 3-460: Reifengeräuschmessfahrzeug

Um die Reifenakustikeigenschaften vom Fahrzeug besser zu trennen, werden mittels erweiterten Methoden in Motor, Antriebsstrang, Ansauganlage und Abgasanlage speziell gekapselte Fahrzeuge, wie in **Bild 3-460** 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 Geräuschquelle Reifen–Fahrbahn zum Innengeräusch.

3.9.7 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 kostenoptimiert zu arbeiten. Auf der anderen Seite lassen sich gerade die Festigkeitsprüfungen aus Sicherheitsgründen nicht im Fahrversuch darstellen. Außerdem gibt es spezielle Verfahren wie die Vermessung von Streckenprofilen, Verlustleistungsanalysen und Messungen der Reifentemperatur, die ebenfalls zum Testumfang einer Reifenentwicklung gehören.

3.9.7.1 Grundkonzepte für Reifenprüfstände

Originäres Ziel von Prüfstandstests ist es, im Laborversuch die Bedingungen 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 3-461**).

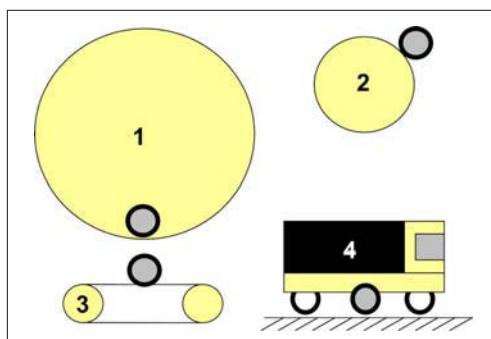


Bild 3-461: Grundkonzepte für Reifenprüfstände: 1) Innentrommel, 2) Außentrommel, 3) Flachband, 4) Reifenmessfahrzeug

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 haben sich auf Grund des Kosten-Nutzen-Verhältnisses für nahezu alle Anwendungen am meisten verbreitet. Innentrommelprüfstände hingegen sind weitgehend Unikate, bieten aber einzigartige Möglichkeiten der Applikation verschiede-

ner Streckenbelagsvarianten, welche mittels Kasetten 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.

3.9.7.2 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) [106, 107, 108, 109] 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, Luftdrücke oder Umgebungstemperatur durchgeführt [105]. 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 (109, 119, 139) [106, 107, 108, 109] bei definierter Geschwindigkeit, Luftdruck und stufiger Radlast gefahren, um entweder für den Reifen eine Mindestlaufleistung sicherzustellen oder die Maximallaufleistung zu ermitteln.



Bild 3-462: Prüfstandsaufbau für Dauerfestigkeitstest

3.9.7.3 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 verschiedene Prüfstandkonzepte (s. Abschnitt 3.9.7.1) zum Einsatz. Ein Beispiel zeigt **Bild 3-463**. Bei den Prüfstandkonzepten 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 Rückstellmomente als Funktion der Parameter Radlast, Schräglauwinkel, Schlupfraten, Geschwindigkeit und Reifentemperatur (s. Abschnitt 3.9.3 und 3.9.7.9) darzustellen.



Bild 3-463: Hochleistungsprüfstand von TÜV-Süd für Charakteristikmessungen, Verlustleistungs- und Temperaturanalysen (2 × 400 kW Antrieb, 350 km/h)

3.9.7.4 Charakteristikmessungen mit dem Laborfahrzeug

Zum besseren Verständnis für die Reibmechanismen auf realer Straße macht es Sinn, Laborfahrzeuge (fahrende Reifenprüfstände) einzusetzen (**Bild 3-464**). Dort wird, meist an einem Lkw, ein Zusatzrad mit den notwendigen Betriebsparametern beaufschlagt und mittels Messrad 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.



Bild 3-464: Reifenlaborfahrzeug der TNO

3.9.7.5 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 leistet der Rollwiderstand einen signifikanten Beitrag zur Energiegesamtbilanz des Reifens (**Bild 3-404**) sowie des Betriebes 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. 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 3-465 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 der Rollwiderstandskraft bzw. des Rollwiderstandscoeffizienten:

$$F_{RR} = F_{Gesamt} - F_{Reifen,frei} - F_{Trommel,frei} \quad (3.110)$$

$$C_{RR} = \frac{F_{RR}}{F_z} \quad (3.111)$$

Die Umrechnung von der Trommelkrümmung auf die ebene Fahrbahn erfolgt mittels Korrekturgleichung:

$$F_{RR, Ebene} = F_{mess} \cdot \sqrt{\frac{R_{Trommel}}{R_{Trommel} + R_{Reifen}}} \quad (3.112)$$

Bild 3-466 zeigt eindrucksvoll, wie groß sich die Streuung des Rollwiderstands bei unterschiedlichen Reifentypen und **Bild 3-467** zeigt, wie stark sich der Rollwiderstand bei verschiedenen Reifenkonstruktionen darstellen 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 3-465: Prüfstand für Rollwiderstandsmessungen
[Quelle: TÜV-Süd]

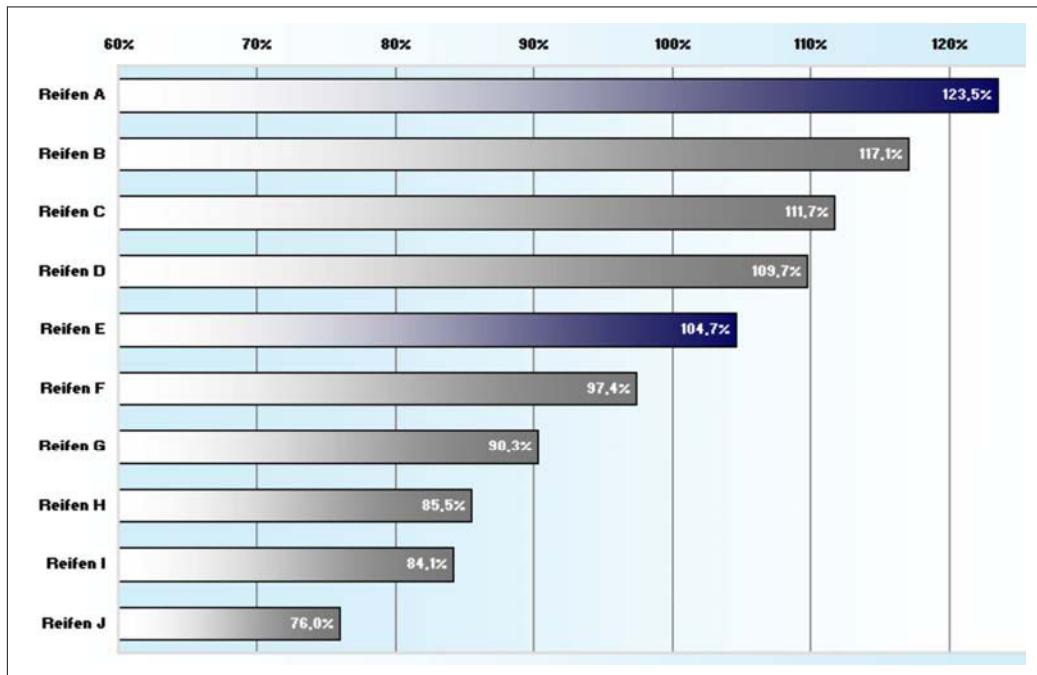


Bild 3-466: Streuung Rollwiderstand bei Premium Winterreifen bei 80 km/h, 80 % Nennlast

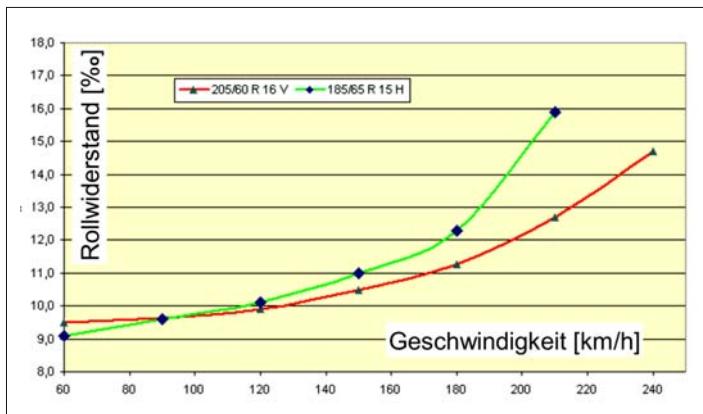


Bild 3-467:
Verlauf Rollwiderstand beiwerte über der Geschwindigkeit zweier Reifen gleichen Herstellers

3.9.7.6 Uniformity- und Geometrie-Messung

Als große Herausforderung für das Komfortverhalten von Fahrzeugen gilt der Einfluss der Gleichförmigkeit der Reifen. Nicht nur die heutigen Reifen- und Fahrzeugkonzepte regieren sensitiv auf dieses Phänomen, sondern vielmehr zeigen die Kundenreklamationen, in Bezug auf unangenehme Vibratoren, die Wichtigkeit dieser Eigenschaften. Dabei unterscheidet man grundsätzlich zwischen geometrischen Gleichförmigkeiten (Höhen-/Seitenschlag) und Steifigkeitsschwankungen (vertikal, lateral, längs). Geometrische Effekte werden in der Regel mittels optischer Systeme (Laser, Lichtschmittverfahren) bei verschiedenen Geschwindigkeiten auf dem Prüfstand gemessen (**Bild 3-468**). 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 auf, wenn ein aufgeheizter Reifen nach Ende der Fahrt in der Abkühlphase durch die natürliche Radlast einen Standplatten aufbaut, welcher bei neuerlichem Betrieb Vibratoren 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.



Bild 3-468: Uniformity-Prüfstand

3.9.7.7 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 3-469**) [110]. 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 aufgebaut 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 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 the Loop Simulation (HIL-Simulation) und in der Reglerabstimmung, beispielsweise von Fahrwerksregelsystemen gesehen.

3.9.7.8 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 [111]. Die Betriebsparameter eines Reifens sind in der Realität doch wesentlich komplexer, als sie auf einem Prüfstand darzustellen sind.. So wird der Reifen 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 [111, 112]. Bilanziert wird dabei welche Leistung in den Reifen eingespeist wird und welche Leistung von ihm abgegeben wird.

$$P_{\text{loss}} = P_{\text{in}} - P_{\text{out}} \quad (3.113)$$

Dabei sind alle Bewegungsgrößen aus Geschwindigkeiten und Drehgeschwindigkeiten sowie entsprechende Momente und Kräfte von Bedeutung, um die Verlustleistung in seine entsprechenden Bestandteile aufzulösen.

$$\begin{aligned} P_{\text{loss}} = & \underbrace{P_{\text{loss,roll}}}_{\text{roll.res.}} + \underbrace{P_{\text{loss,vx}}}_{\text{slip x}} + \underbrace{P_{\text{loss,vy}}}_{\text{slip y}} \\ & + \underbrace{P_{\text{loss,vz}}}_{\text{vert. defl.}} + \underbrace{P_{\text{loss,wx}}}_{\text{camber}\equiv 0} + \underbrace{P_{\text{loss,wz}}}_{\text{slip toe}} \end{aligned} \quad (3.114)$$

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.

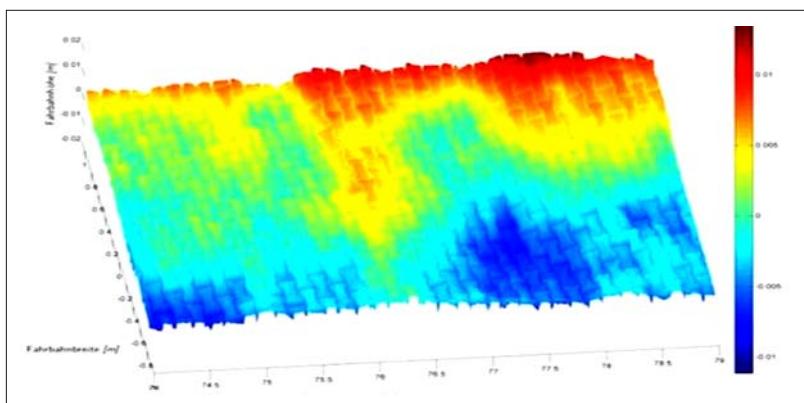


Bild 3-469:
3D-Track Streckenmodellierung

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 Rollwiderstandsmessungen darstellbar sind (**Bild 3-463**). 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 [111] aufintegriert werden und bietet deutlich bessere Aussagen über die Energiebilanz als der reine Rollwiderstandskeffizient. Bei einer derart umfassenden Betrachtung ist zu erkennen, dass auch die FahrwerkSENTwicklung durch geeignete Achsauslegungen einen Betrag zur Reduzierung der Energiebilanz leisten kann.

3.9.7.9 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 Reifenbetriebsbedienungen 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 aufwändi-

gen Infrarot-Hochgeschwindigkeitskameras (**Bild 3-470**, 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 (s. **Bild 3-471**) bringen deutliche Einschränkungen der Aussagequalität. Bei der TÜV-Süd Automotive wurde ein Temperaturverfahren (T³M) entwickelt, bei dem ein Mikrosensor in den Laufstreifengummi eingebracht wird (s. **Bild 3-470**, rechts), um damit die Temperaturen bei verschiedenen Betriebsbedingungen im Hinblick auf die Haftungs-, Lebensdauer- und Verschleißeigenschaften zu bewerten und zu modellieren [113]. Die Applikationen sind heute u.a. auch in den wichtigsten Rennsportklassen im Einsatz. Simulationsmethoden auf Basis dieser Technologie runden die Toolkette ab.

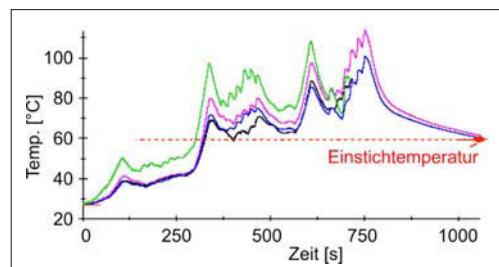


Bild 3-471: Temperaturnutzung eines Rennreifens mit T³M-Sensoren (ein vulkanisiert)

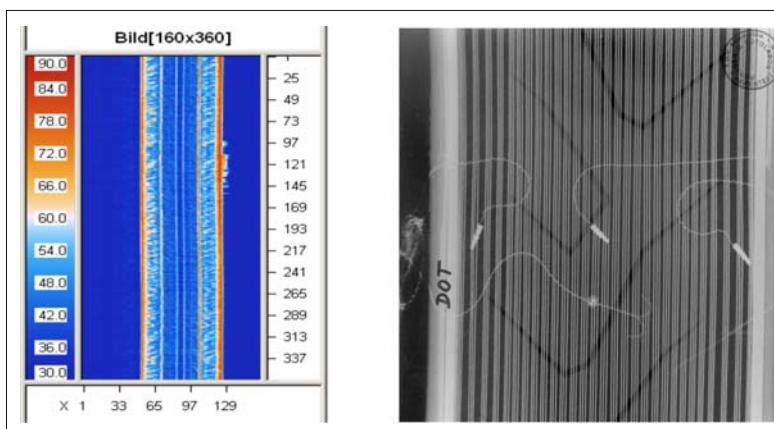


Bild 3-470:
Links: IR-Temperaturbild
des Laufstreifens,
rechts: T³M-Sensoren
ein vulkanisiert (X-ray)

3.9.8 Zukünftige Reifentechnologien

Der 100 Jahre alte Reifen – jünger als das Automobil – hat erhebliches Potenzial für die Zukunft. Insbesondere die Wechselwirkung mit Fahrzeugregelsystemen wird zu neuen Technologieansätzen führen. Bei den klassischen Gebrauchseigenschaften werden besonders der Rollwiderstand, die Fahrsicherheit und der Fahrkomfort im Vordergrund stehen. Zunehmend gefordert wird eine ausreichende Pannenlauffähigkeit bei Luftverlust.

3.9.8.1 Materialentwicklung

Die Anhebung der Kompromisslage zwischen Kraftschlusserhöhung und Rollwiderstandsreduzierung steht seit jeher im besonderen Blickpunkt der Materialentwicklung. Mit der Einführung der Silicatechnologie ist bereits ein bedeutender Schritt zur Überwindung der Kompromisslage gelungen (**Bild 3-472**).

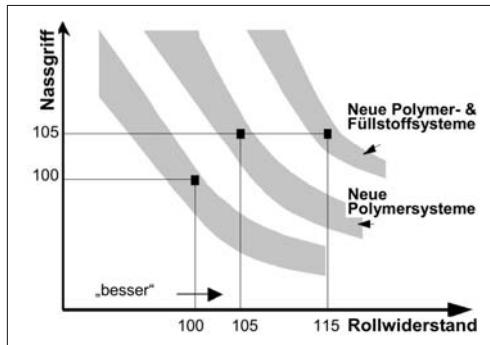


Bild 3-472: Potenzial neuer Mischungskonzepte zur Minderung der Kompromisslage Nassgriff zu Rollwiderstand (Rollwiderstand > 100 % bedeutet geringere Energiedissipation, daher „besser“)

Darüber hinaus zeichnet sich ab, dass der Gummi selbst noch ein Entwicklungspotenzial in Richtung eines adaptiven Werkstoffes besitzt. Als Beispiel dafür sind so genannte „partiell thermoreversible Kautschuknetzwerke“ zu nennen. Zusätzliche, chemisch maßgeschneiderte, thermoreversible Vernetzungsdomänen auf der Basis supramolekularer Strukturen werden in das konventionelle Polymernetzwerk so integriert, dass sich die viskoelastischen Eigenschaften einer Reifenlauffläche den Einsatzbedingungen hinsichtlich Temperatur, Frequenz und Verformung anpassen können.

Die Entwicklung des Verständnisses bruchmechanischer Vorgänge auf molekularem Niveau und die Erarbeitung darauf aufbauender Konzepte zur Vorhersage der Lebensdauer von Gummierwerkstoffen sind eine weitere Herausforderung an die Materialforschung am Reifen.

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.: Fahrwerkstechnik für PKW. Landsberg am Lech: Verlag Moderne Industrie, 2004
- [4] Museo Nazionale della Scienza e della Tecnologia Leonardo da Vinci (www.museoscienza.org) Mailand, Italien
- [5] Herlach, U.: Mechanical v.s. elektronical intelligence for safety onroad. 5. Grazer Allradkongress, S. 16/1-16/5 Graz, 2004
- [6] Sacchettini, P.: Torsen Center Differential. 7. Grazer Allradkongress, S. 14/1-14/16. Graz, 2006
- [7] Pelchen, C.: Der modulare Torque Vector Antriebsstang in SUC. 7. Grazer Allradkongress, S. 11/1-12/8. Graz, 2006
- [8] Mehrhof / Hackbarth: Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge. Alsbach: Leuchtturm, 1982
- [9] Preukschat, A.: Fahrwerkstechnik: Antriebsarten. Würzburg: Vogel Verlag, 1988
- [10] Schuermans, R.: Development of 4WD System for new Toyota RAV4. 7. Grazer Allradkongress, S. 5/1-5/8. Graz, 2006
- [11] N.N.: NTN Firmenprospekt Constant Velocity Universal Joints. Cat No 5601-II, 2000
- [12] Breuer, B.; Bill, K.-H.: Bremsenhandbuch. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2003
- [13] Reimpell, J.; Betzler, J. W.: Fahrwerkstechnik: Grundlagen. Würzburg: Vogel Verlag, 2000
- [14] Strien, H.: Auslegung und Berechnung von Pkw-Bremsanlagen. Selbstverlag. Alfred Teves GmbH, Frankfurt/Main
- [15] Reimpel, J.; Burckhardt, M.: Fahrwerkstechnik: Bremsdynamik und PKW-Bremsanlagen. Würzburg: Vogel Verlag, 1991
- [16] Oehl, K.-H.; Paul, H.-G.: Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge. Bibliothek der Technik Band 49. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 1990
- [17] Brecht, J.: Materialeigenschaften von Reibwerkstoffen. 23. Internationales μ -Symposium, 24./25.10.2003 Bad Neuenahr.
- [18] Weisse, J.: Gibt es Verbesserungspotenzial für den Bremsassistenten? 23. Internationales μ -Symposium, 24./25.10.2003 Bad Neuenahr.
- [19] Rieth, P.: Elektronisches Stabilitätsprogramm – Die Bremse, die lenkt. Bibliothek der Technik Band 223. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 2001
- [20] Fennel, H.: ABS plus und ESP – Ein Konzept zur Beherrschung der Fahrdynamik. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift (1998), Heft 4
- [21] Fennel, H.; Gräber, J.; Seibert, W.: Traction Control System with Teves ABS Mark II. SAE Doc.No. 860506, 1986
- [22] Robert Bosch GmbH: Kraftfahrzeugtechnisches Taschenbuch. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2003
- [23] 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
- [24] Stoll, U.: SBC – Die elektrohydraulische Bremse von Mercedes-Benz. 20. Internationales μ -Symposium, 27./28.10.2000 Bad Neuenahr
- [25] Schmittner, B.; Rieth, P.: Das HybridBremssystem – Die Markteinführung der elektromechanischen Bremse EMB. brems.tech 2004, 9./10.12.2004 München

- [26] Semmler, S.; Rieth, P.: Global Chassis Control – Das vernetzte Fahrwerk. 13. Aachener Kolloquium „Fahrzeug und Motorenmechanik“ 04.–06. Oktober 2004
- [27] 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
- [28] Rat der europäischen Gemeinschaften: EU-Richtlinie 70/311/EWG, 1999
- [29] Poestgens, U.: Servolenkssysteme für PKW und Nutzfahrzeuge. Verlag Moderne Industrie, 2001
- [30] Reimpell, J.: Fahrwerkstechnik: Grundlagen; Vogel Verlag, 2005
- [31] Fecht, N.: Komponenten für Fahrwerk und Lenkung. Bibliothek der Technik, Bd. 152. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 1997
- [32] Krüger, H.-P.; Neukum, A.; Schuller, J.: Bewertung von Fahrzeugeigenschaften – Vom Fahrgefühl zum Fahrergerfühl. VDI-Fortschritt-Bericht, 1999
- [33] Neukum, A.; Krüger, H.-P.: Fahrerreaktionen bei Lenksystemstörungen – Untersuchungsmethodik und Bewertungskriterien. VDI-Berichte, 2003
- [34] Stoll, H.: Fahrwerkstechnik: Lenkanlagen und Hilfskraftlenkungen. Vogel Verlag, 1992
- [35] Fischer, F.; Vondracek, H.: Warm geformte Federn. Bochum, 1987
- [36] Wallentowitz, H.: Querdynamik von Kraftfahrzeugen, Begleitbuch zur Vorlesung Kraftfahrzeuge II. Aachen, 1996
- [37] N.N.: Federelemente aus Stahl für die Automobilindustrie. Bibliothek der Technik, Band 140, Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 1997
- [38] Kobelev, V.; Neubrand, J.; Brandt, R.: CAD-Modellbildung und FE-Simulation der Schraubenfedern und Stabilisatoren. Seminar Fahrzeugfedern. Technische Akademie Esslingen, 2005
- [39] Borlinghaus, A.: Schraubendruckfedern mit progressiven und linearen Kennlinien aus Drähten mit inkonstantem Durchmesser und Schraubendruckfedern angepasst an besondere konstruktive Bedingungen. Lindlar
- [40] Muhr, K.-H.; Schnaubelt, L.: Patentschrift DE3734450
- [41] Kobelev, V.; Neubrand, J.; Brandt, R.; Libioda, M.: Patentschrift DE10125503
- [42] 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
- [43] Niephage, P.; Müller, H.: Ein hybrides Verfahren zur Untersuchung beliebig beanspruchter Schraubendruckfedern ohne Windungsberührung. Siegen
- [44] Hoffmann, E.; Brandt, R.; Osterhage, K.; Neubrand, J.: Vom Konzept zum validierten Bauteil. Verkürzung der Validierungszeit am Beispiel einer kaltgeformten Vorderachsenschraubenfeder: DVM-Tag Berlin, 2002
- [45] Schraubenfederprüfung in allen Lagen. Informations Broschüre der Fa. Zwick GmbH & Co. KG. Ulm, 2005
- [46] Neubrand, J.: Entwicklungstendenzen bei Werkstoffen für Fahrwerksfedern. Tagung „Federung und Dämpfung im Fahrwerk“. Düsseldorf: Car Training Institute, 2004
- [47] Schauerte, O.; Metzner, D.; Krafzig, R.; Bennewitz, K.; Kleeman, A.: Fahrzeugfedern federleicht. In: ATZ 103 (2001), Wiesbaden, 2001
- [48] Ersøy, M.; Vormeyer, J.; Grannemann, B.: Schaltbare Stabilisatorssysteme. 5. Grazer Allradkongress, Graz 2004
- [49] Ersøy, M.; Gärtner, A.; Vormeyer, J.: AOS+ Adaptive Stabilisatorssysteme mit semiaktiver Zusatzdämpfung. 7. Grazer Allradkongress. Graz, 2006
- [50] Causemann, P.: Kraftfahrzeugstoßdämpfer. Verlag Moderne Industrie, 1999
- [51] Eulenbach, D.: Hydropneumatische Niveauregelelemente. Weiterbildung TAE, Oktober 2002
- [52] Behmenburg, C.: Alternative Dämpfungssysteme mit geschlossenem Luftversorgungssystem für Luftfederfahrzeuge. IIR-Tagung „Federung und Dämpfung im Fahrwerk“ 16./17.11.2004. Düsseldorf, 2004
- [53] Pelz, P.; Sonnenburg, R.: Bestimmung komfortoptimaler Designparameter eines LuftfederDämpfers im Fahrzeugmodell – Vergleich mit konventioneller hydraulischer Dämpfung. VDI-Tagung Berechnung, 2004
- [54] 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
- [55] ZF Sachs: Technisches Handbuch für den Konstrukteur (Kraftfahrzeugstoßdämpfer)
- [56] Baalmann, H.: Endanschlüsse für Stoßdämpfer. Tagung Kraftfahrzeugstoßdämpfer, Haus der Technik, 2003
- [57] Gilsdorf, H.-J.; Heyn, St.; Gundermann, F.: Amplitudenselektive Dämpfung (ASD). Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorenmechanik 2004
- [58] Wilhelm, R.: Das Dämpfungssystem der neuen A-Klasse. IIR-Tagung „Federung u. Dämpfung im Fahrwerk“, Düsseldorf 16./17.11.2004
- [59] Stretz, K.: Baukasten für Dämpfer und Federbeinmodul-Komponenten. Tagung Kraftfahrzeugstoßdämpfer, Haus der Technik, 2003
- [60] Causemann, P.: Schwerpunkte der Entwicklung semiaktiver und aktiver Fahrwerke. Technische Konferenz, Fichtel u.Sachs AG. Sitev, 1990
- [61] ZF Sachs: Interne Präsentationen
- [62] Causemann, P.: Semiaktive Schwingungsdämpfung. Weiterbildung, TAE, Oktober 2002
- [63] Spina, M.: Fullrange rear architecture suspension using flex arm. Vehicle Dynamics Expo, Stuttgart 2004
- [64] Volmer, J.: Getriebetechnik, Leitfäden. Berlin: VEB Verlag Technik, 1974
- [65] Matchinsky, B.: Radführungen der Straßenfahrzeuge, 2. Auflage, Berlin/Heidelberg: Springer Verlag, 1998
- [66] ZF Lemförder Fahrwerkstechnik: WerkOTOS, Interne Präsentationen
- [67] Reimpell, J.: Fahrwerkstechnik: Radaufhängungen. Würzburg: Vogel Verlag, 1986
- [68] Seewald, A.; Kostyra, H.: Gewichtsreduzierung im Fahrwerk, Chancen und Aussichten. HdT Tagung Fahrwerkstechnik in München, 6.-7. Juni 2000
- [69] Dyckhoff, J.; Haldenwanger, H.-G.; Reim, Herwig.: Lenker aus Faserverbundwerkstoff mit Thermoplastmatrix. Sonderausgabe ATZ/MTZ 1999. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1999
- [70] Brungs, D.; Fuchs, H.: Leichtmetalle im Automobilbau, Trends und zukünftige Anwendungen. Sonderausgabe ATZ/MTZ 1999. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1999
- [71] Ersøy, M.: Konstruktionskataloge für PKW Leichtbauachsen. HdT Tagung Fahrwerkstechnik in München 6.-7. Juni 2000
- [72] Fa. Raufoss, Norwegen
- [73] Fa. St. Jean Industries, Frankreich
- [74] Fa Stampal / Fa UBE Europa, Italien
- [75] N.N.: Tribology Handbuch. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2000
- [76] Simrit, Firmenkatalog Freudenberg. Technische Grundlagen, 5. Auflage. Weinheim, 1997
- [77] Henker, E.: Fahrwerkstechnik. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1993
- [78] Göbel: Berechnung und Gestaltung von Gummifedern. Berlin/Heidelberg: Springer Verlag, 1955

- [79] Battermann, Köhler: Elastomere Federung – Elastische Lagerung. Berlin/München: Ernst & Sohn, 1982
- [80] ZF Sachs: Firmenprospekt. Schweinfurt
- [81] Frantzen, M.; David, W.; Simon, M.; Ohra-aho, L.: Reduktion störender Lenkmomente. In: ATZ 106 (2004), S. 434–440
- [82] Menge, M.; Rath, D.; Zeuner, T.: Neue Fahrwerksteile aus Aluminiumguss. In: ATZ 107 (2005), S. 195–197
- [83] Brändlein, J.; Eschmann, P.; Hasbargen, L.; Weigand, K.: Die Wälzlagertechnik. Mainz: Vereinigte Fachverlage, 1998
- [84] Stauber, R. C.; Cecco, C.: Moderne Werkstoffe im Automobilbau. In: Sonderausgabe ATZ/MTZ 2005
- [85] Menk, Werner: Eisen sticht Alu. In: Automobil Industrie 3/2004, S. 78–79
- [86] Bender, H. J.; Cussler, K. H.; Hummel, R.; Reintgen, P.; Lindtner, E.; Soproni, I.; Jung, U.: Innovatives Leichtbauschwenklager aus geschweißten Stahlblechen. Darmstadt: DVM-Bericht 132, 2005
- [87] Pösl, W.: Lagerungen der Vorderräder frontgetriebener Personenkraftwagen. In: Das moderne Kraftfahrzeug – eine Herausforderung an die Wälzlagertechnik, 1983, S. 24–29
- [88] Pacejka, H. B.: The Tyre as a Vehicle Component. Proceeding of XXVI FISITA Congress, ed. M. Apetaur. Prague, 1996
- [89] Van Oosten, J. J. M.; Savi, C.; Augustin, M.; Bouhet, O.; Sommer, J.; Colonot, J. P.: TIME, Tire MEasurements Force and Moment, A New Standard for Steady State Cornering Tyre Testing. EAEC Conference, Barcelona, 1999
- [90] Lugner, P.; Plöchl, M.: Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis. Proceedings of the 3rd International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis (TMVDA), University of Technology, Vienna, Austria, August 30-31, 2004. Supplement to the International Journal Vehicle System Dynamics, Volume 43, S. 48–62, Taylor & Francis, 2005
- [91] 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
- [92] FMVSS Standard No. 138 (Final Rule). Entnommen aus: Docket No. NHTSA 2005-20586
- [93] Bochmann, H. et al.: Stand und aktuelle Entwicklungen bei ReifendruckKontrollsystmen. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 107 (2005), 2, S. 110–117
- [94] Fennel, H. et al.: Reifenluftdrucküberwachung – Eine sinnvolle Erweiterung für elektronische Bremsysteme von Continental Teves. System Partners 2002. Sonderausgabe von ATZ und MTZ 2002, S. 24–31
- [95] Becherer, Th. et al.: Der Seitenwandtorsionssensor SWT. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102 (2000), 11, S. 946
- [96] Stöcker, J. et al.: Der „Intelligente Reifen“ – Zwischenergebnisse einer interdisziplinären Forschungskooperation. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 97 (1997), 12, S. 824
- [97] Ludwig, D. et al.: Messungen im Reifen mittels integrierter Sensoren. Darmstädter Reifenkolloquium. Fortschr.-Ber. VDI-Reihe 12, Nr. 285, S. 89–100, 1996
- [98] Cylik, A. et al.: Der intelligente Reifen – Anwendungsmöglichkeiten des Reifenprofilsensors. Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn, VDI-Bericht Nr. 1632, S. 115–124. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2001
- [99] Gustafsson, F.: Slipbased estimation of tire-road friction. In: Automatica 33 (1997), 6, S. 1087–1099
- [100] 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
- [101] Gnädler, R.; Marwitz, H.: Neues System zur Ermittlung des Kraftschlusspotenzials im Fahrbetrieb. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 106 (2004), 5, S. 458–467
- [102] 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
- [103] Michelin: Der Reifen – Haftung. 2005
- [104] Backfisch, K.-P.; Heinz, D. S.: Das neue Reifenbuch. Motorbuch Verlag, 2000
- [105] TÜV-Süd Automotive: TÜV SÜD Mark – Reifenprüfzeichen Testverfahren, 2006
- [106] Richtlinie ECE R30, R54
- [107] ISO-Normen, ISO 8767 (PKW), ISO 9948 (Leicht- und Schwer-LKW-Reifen) zu Rollwiderstandsmessung
- [108] Richtlinie 92/23/EWG (1992) mit Erweiterung 2001/43/EG (2001)
- [109] US Rule FMVSS 109, 119, 139 (Federal Motor Vehicle Safety Standards – Department of Transportation, DOT)
- [110] Schick, B.; Gimpler, 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
- [111] Frey, M.; Gnädler, R.; Günther, F.: Untersuchung der Verlustleistung am PKW Reifen. VDI-Berichte 1224. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1995
- [112] Reithmaier, W.; Staude, M.: Energie- und Kosteneffiziente Reifen. tire.wheel.tech, 2006
- [113] 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
- [114] Hofmann, H.; Tröster, M.: Kraftfahrzeug-Radlagerungen: Aktuelles für die Großserie. In: Wälzlagertechnik 1983-2 und 1984-1, S. 20–27
- [115] Hofmann, H.; Feser, W.: Kraftfahrzeug-Radlagerungen: Tendenz zu Lagerungseinheiten auch bei nichtgetriebenen Rädern. In: Wälzlagertechnik 1985, S. 12–18
- [116] Hofmann, H.; Bayer, O.: ABS-fähige Radlager. In: Wälzlagertechnik Industrietechnik, 1990

4 Achsen im Fahrwerk

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 Räder am Aufbau befestigt. 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 unmittelbare Verbindung aufgegeben; das Rad wird auf einem Radträger drehbar gelagert und der Radträger, als Koppelglied einer kinematischen Kette, durch mehrere Lenker mit der Achse verbunden. Es ist nun schwierig zu sagen, ob die Achse auch die Aufhängung und den Radträger beinhaltet oder die neuen Komponenten neben der Achse und Achsträger eine neue Baugruppe bilden (die Amerikaner als *Corner* bezeichnen). In diesem Buch wurde sich für die zweite Version entschieden, weil die Starrachsen und damit die ursprüngliche Grundlage einer Definition für Achsen bei Pkws langsam an Bedeutung verlieren.

Laut Definition im Kapitel 1 (**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, die am Bandende montiert werden, werden in diesem Kapitel nicht berücksichtigt (s. Abschnitt 3.9).

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 verbin-

det, um das Wanken des Aufbaus in den Kurven zu reduzieren. Die Stabilisatorstange wird mit zwei Gummilagern am Aufbau bzw. Achsträger befestigt. An den Enden verbinden die Stabilenker (s. Abschnitt 3.5.2.3) den Stabilisator räumlich gelenkig mit dem Radträger (oder Radlenker / Stoßdämpfer).

Die modernen Pkw-Achsen werden vorab auf einem Achsträger (auch Hilfsrahmen oder Fahrschemel genannt, s. Abschnitt 3.7.7) montiert und bei der Endmontage mit zwei bis vier Schrauben am Aufbau befestigt. Diese Befestigung erfolgt meist indirekt über großvolumige Hilfsrahmenlager. Die Gummilager reduzieren die Übertragung der von der Fahrbahn kommenden Schwingungen und des Körperschalls auf den Fahrgastraum. Gleichzeitig ermöglichen sie durch größere Längselastizitäten die Längsfederung der Achse, um die Abrollhärte abzuschwächen.

Lenkgetriebe und Spurstangen (s. Abschnitt 3.4) 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 Lenkgetriebefestigung 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 Lenkgetriebe-Anbindung auf 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 häufig auch als Träger für Motor und Getriebe, d.h., die Motor-/Getriebelagerung befinden sich auf dem Achsträger. Weitere Lagerpunkte können auf zusätzlichen Karosseriequertraversen oder Karosserielängsträgern angeordnet sein.

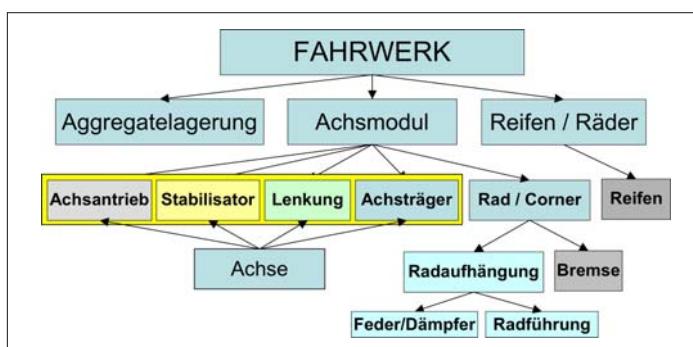


Bild 4-1:
Achsen und Radaufhängungen

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 5.7).

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 Aggregatsträger für den Antrieb. Auch das Hinterachsgetriebe wird, wie die Motor-/Getriebeeinheit der Vorderachse, über großvolumige Gummilager mit der Achse verbunden um das NVH Verhalten zu verbessern.

Der bewegliche Radträger wird durch die Radaufhängungssteile (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 verschlechtern und das Fahrverhalten bei Linkskurven 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 mehrere Unterscheidungsmerkmale sich überschneiden.

Die oberste Ebene der Systematik lässt sich jedoch durch die grundsätzliche Unterscheidung zweier Achskonzepte eindeutig festlegen:

- ◆ Starrachsen (abhängige Radführung),
 - ◆ Einzelradaufhängungen (unabhängige Führung).
- 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]

ACHSTYPEN	ACHSE		RADAUFHÄNGUNG		
	MERKMALE	Starr	Halb-starr	eben	sphärisch
Auslegungspotential	-	0	0	+	++
Längsfederung	-	-	0	+	++
Herstellkosten	+	+	0	-	--
Raumausnutzung	--	0	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 – die kinematischen Merkmale berücksichtigt werden wie ebene, sphärische, räumliche Getriebe. Es ist aber nicht durchgängig anwendbar. Noch sinnvoller eignen sich die Lenker- und Gelenkkarten (2-Punkt, 3-Punkt, 4-Punkt, Drehschub) als Unterscheidungsebene. Bei den Starrachsen lässt sich dieses durch Blattfedern erweitern, weil diese auch als Lenker dienen. Damit wären die zwei wichtigsten Unterscheidungsebenen festgelegt (**Tabelle 4-2**).

Als dritte Unterscheidungsebene eignet sich die Anzahl der Lenker, bei starren Achsen entsprechend der Gesamtlenkerzahl, bei Einzelradaufhängungen nur die Lenkeranzahl einer Radaufhängung.

Die vierte Ebene wird über die Orientierung der Lenker (längs, quer bzw. pendelnd, schräg, räumlich) gebildet. Schließlich lassen sich in einer fünften Ebene die unterschiedlichen Ausführungsvarianten als unterstes Unterscheidungsmerkmal berücksichtigen.

Damit ergeben sich 18 unterschiedliche Achs- und Aufhängungsarten.

MERK-MALE	STARR-ACHSEN		HALB-STARR	EINZELRAD-AUFHÄNGUNGEN								
	Gelenk-art	Drehgelenk + Schrauben-feder		Dreh-gelenk	Dreh-gelenk				Dreh-schub gelenk + Drehgelenk			
Gelenk-art	Blattfeder	Drehgelenk + Schrauben-feder		Dreh-gelenk								
Lenkeranzahl	1	2	1	1								
Lenkerlage	Längs	Längs	Schräg	Längs								
Zusatzmerkmale	Federverband	Dreieck Panhard Wattgestänge Deichsel	Torsion Koppel Verbund	Gerade	Längs	Schräg	Quer	2	3	4	5	
Lf.-Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
												13
												14
												15
												16
												17
												18

Tabelle 4-2:

Systematische Aufteilung der Achs- und Aufhängungskonzepte

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 aktuelle Einsatzfälle beschrieben. Außerdem wird für jede Gattung ein Eigenschaftsprofil in Form eines Spider-Diagramms dargestellt (wie im Bild 4-3), das alle wichtigen Anforderungen an die Achsen beinhaltet [2].

In den Abschnitten 4.4 und 4.5 werden die Einzelradaufhängung, die sich besonders als Vorder- oder Hinterachse eignen, zusätzlich beschrieben. Die restlichen Abschnitte behandeln das Gesamtfahrwerk und zukünftige Entwicklungen

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 vereinzelt eingesetzt, um die beste Geländegängigkeit zu erreichen (z.B. beim Jeep Rubicon, Baujahr 2007, Bild 4-2). Sie werden häufiger als angetriebene Hinterachse bei schweren Fahrzeugen (SUVs, Transporter, Light Trucks) mit geringem Komfortanspruch verwendet.

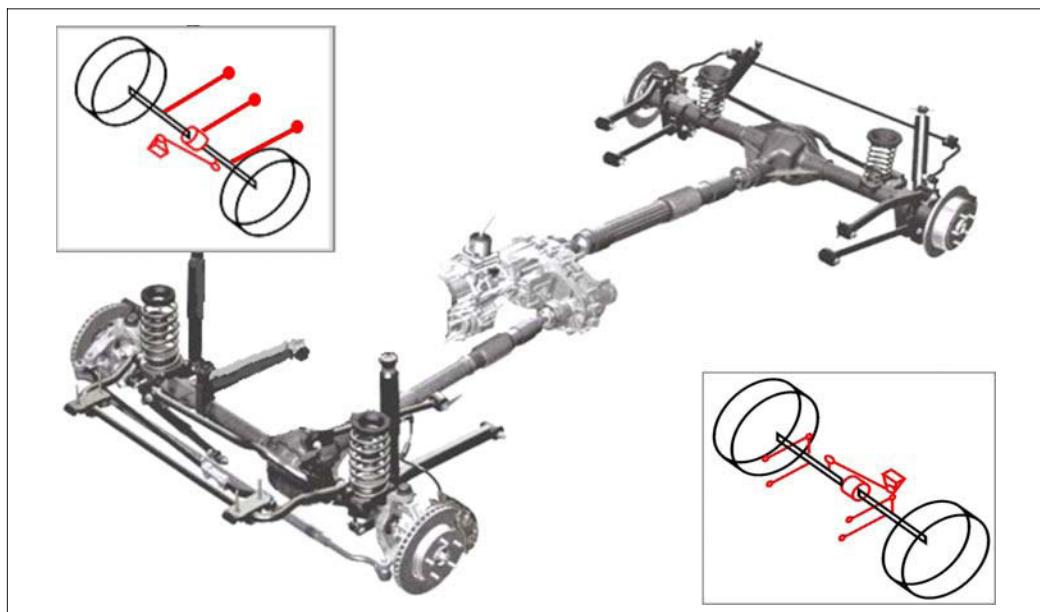


Bild 4-2: Allradangetriebenes Geländefahrzeug mit Starrachsen vorne und hinten (DC Jeep Rubicon, Bj. 2007)

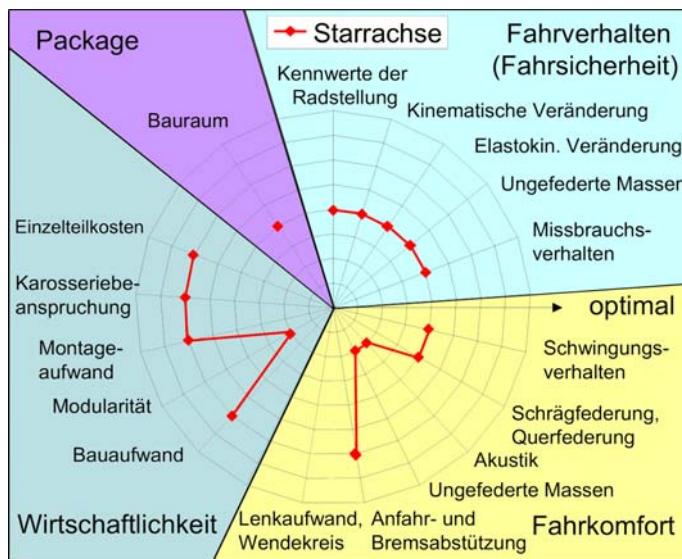


Bild 4-3:
Eigenschaftsprofil für die
Starrachsen [2]

Eigenschaften der Starrachsen sind (**Bild 4-3**):

- ◆ Einfachheit, Wirtschaftlichkeit, kostengünstige Integration der Hinterachsendifferenziale (Seitenwellen ohne Gelenk) im Achskörper,
- ◆ flache Bauweise → breite Ladefläche bei nicht angetriebener Achse,
- ◆ Robustheit, hohe Belastbarkeit,
- ◆ hohes Wankzentrum,
- ◆ identische Radstellung an beiden Rädern beim Federn (beide Räder haben stets dieselbe Spur und Sturz),
- ◆ hohe Verschränkungsfähigkeit der Achse im Gelände,
- ◆ große ungefederte Masse (Gesamtachse federt mit), bei angetriebenen Achsen doppelt so groß wie bei einer Einzelradaufhängung,
- ◆ gegenseitige Beeinflussung der Räder (Trampeln, reduzierte Anfederwilligkeit des Einzelrades) bei einseitiger Fahrbahnunebenheit,
- ◆ Vorspur und Sturz können nicht gezielt über anliegende Radkräfte (Elastokinematik) oder Einfederbewegung und damit fahrsituationsabhängig beeinflusst werden,
- ◆ notwendige, massive und relativ zum Aufbau bewegliche Querverbindung (Achskörper), mit viel Raumanspruch.

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 4-4**). Nicht angetriebene, hintere Starrachsen werden häufig mit einem statisch negativen Radsturz und einer Vorspur versehen, um das Seitenführungspositional zu verbessern.



Bild 4-4: Nicht angetriebene Starrachse (Chrysler PT Cruiser, Hinterachse mit Wattgestänge, Bj. 1997)

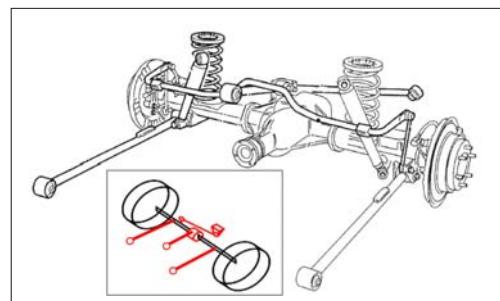


Bild 4-5: Angetriebene Starrachse mit Panhardstab und drei Längslenkern (Hinterachse Opel Frontera, Bj. 1995)

Bei angetriebenen Starrachsen ist das Differential mit dem Antriebsritzel und dem Zahnkranzrad entweder im Achsgehäuse integriert (konventionelle Ausführung **Bild 4-5**) oder das Differential wird getrennt und am Aufbau befestigt. Die erste Variante ist für schwere Fahrzeuge geeignet. Die zweite, die De-Dion-Achse, die eine deutlich geringere ungefederte Masse hat, wird eher für Pkw eingesetzt.

4.1.1 De-Dion-Achse: angetriebene Starrachse

Schon in den 30er Jahren hat der französische Auto- bauer 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, 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 separiert werden konnte (**Bild 4-6**).



Bild 4-6: De-Dion-Achse mit Deichsel, Oberrahmen ist der Aggregateträger (Hinterachse DC Smart, Bj. 1998)

4.1.2 Starrachsen mit Längsblattfederführung

Die Federung bei Starrachsen wird meist über Längsblattfedern realisiert. Je nach Ausführung kann die Blattfeder dabei die Führung der Achse vollständig oder teilweise übernehmen. Häufig werden Lenker zur Aufnahme von Quer- oder Längskräften hinzugefügt. Die Blattfedern haben zwar Vorteile bezüglich Bauraum durch die flache Anordnung und bezüglich Karosseriekrafteinleitung durch die niedrige Punktbelastung (zwei voneinander weit entfernte Abstütz-

punkte). Sie sind aber schwer, haben hohe Reibung, zeigen S-Schlagneigung und den Trampeleffekt bei Lastwechselreaktionen und können daher die heutigen Komfortanforderungen nicht erfüllen (**Bild 4-7**).

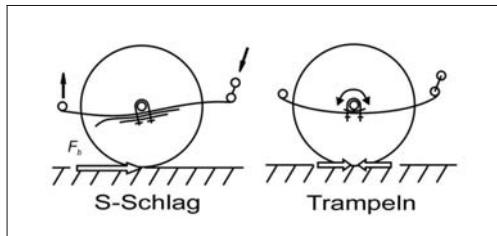


Bild 4-7: Die Nachteile der Blattfederführung

Auch einteilig hergestellte moderne Hightech-Blattfedern aus Kompositwerkstoffen, die leicht sind und sehr geringe Reibung haben, konnten sich nicht durchsetzen, weil nach wie vor die Radführung über eine Blattfeder kinematische Defizite aufweist. Eine sehr bekannte und immer noch bei SUVs und Light Trucks eingesetzte angetriebene Hinterachse mit elliptischen Blattfedern [3], ist die „Hotchkiss-Achse“ (**Bild 4-8**). Sie besitzt keinen Lenker; Blattfedern übernehmen die Längs- und Querführung.

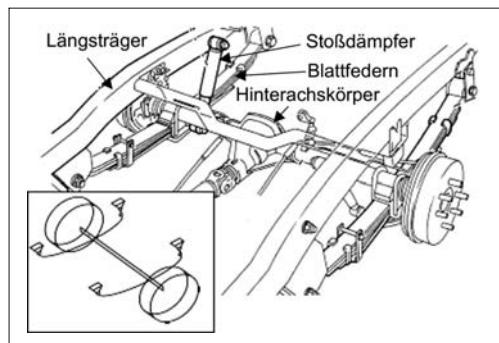


Bild 4-8: Angetriebene Starrachse mit elliptischen Blattfedern (Hinterachse Opel Campo, Bj. 1995)

Moderne Kleintransporter, die aus Kostengründen die Plattform der Serien-Pkws teilen, haben häufig hinten Starrachsen mit Blattfederführung, weil diese höher belastbar sind als Mittelklasse Pkw-Hinterachsen. Beispiele sind VW Caddy, Fiat Doblo oder Opel Campo (**Bild 4-9**). Es ist sicherlich das einfachste und kostengünstigste nicht angetriebene 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.

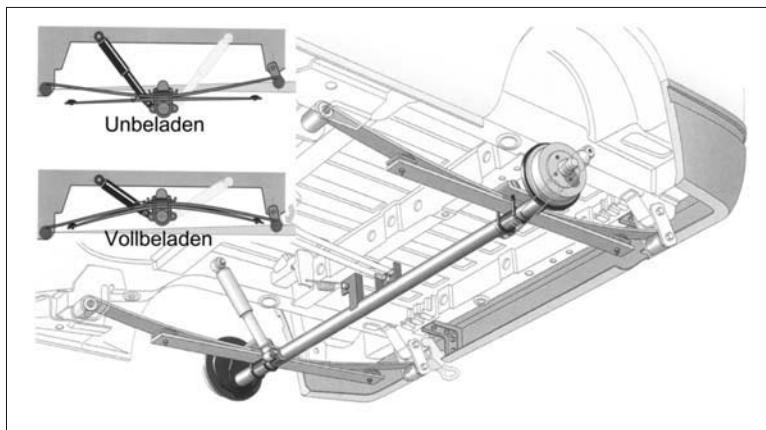


Bild 4-9:
Starre Hinterachse eines
Leichttransporters mit
Blattfedern (Hinterachse
VW Caddy 2, Bj. 1994)

4.1.3 Starrachsen mit Längs- und Querlenker

Die Führung einer Starrachse muss eine vertikale Translation und eine Rotation um die Fahrzeuggängsachse zulassen. Der Achskörper wird deshalb mindestens mittels eines Kugelgelenks und eines Lenkers mit dem Aufbau verbunden. Die Lösungen sind Deichsel (oder Schubkugelachse [4]) mit Panhardstab oder mit Scherenführung oder Wattgestänge (**Bild 4-10**). Die Federung übernehmen hier die reibungsfreien und leichten Schraubenfedern, die jedoch zur Achsführung nichts beitragen können. Der Panhardstab bzw. die alternativen Gestänge übernehmen die Übertragung der Seitenkräfte. Während der Panhardstab einen seitlichen Versatz des Aufbaus beim Ein- und Ausfedern verursacht, führt das Wattgestänge die Achse ohne Querbewegung. Für die mittelbare Ver-

bindung des Achskörpers über den Lenker steht die Kombination eines Dreieckslenkers mit zwei Längslenkern zur Verfügung. Eine immer noch aktuelle starre Hinterachse mit Schraubenfedern und Längslenkern ist die Ford-Mustang-Achse (**Bild 4-11**).



Bild 4-11: Starre Hinterachse von Ford Mustang

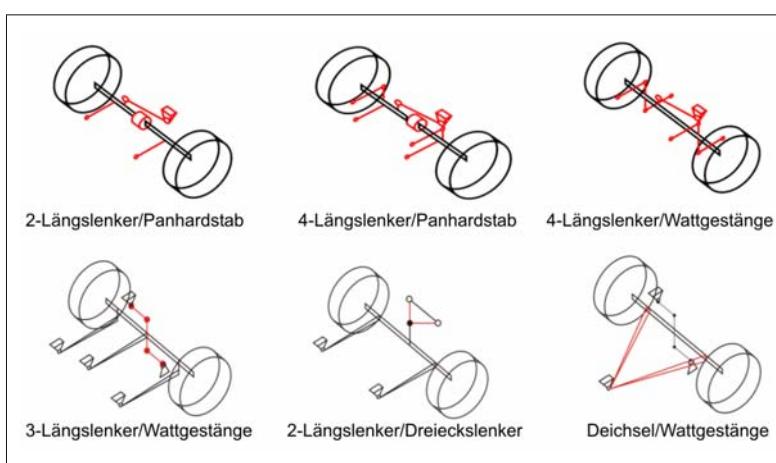


Bild 4-10:
Ausführungsvarianten der
Starrachsen

Bis vor ca. 30 Jahren war bei Ford die **Vierlenker-Starrachse** (**Bild 4-12**) als angetriebene Hinterachse mit Schraubenfedern [3] weit verbreitet. 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, der geringe Abstand der Lenker verursacht jedoch relativ große Kräfte. Die Schräglenger übernehmen die Querführung der Achse.

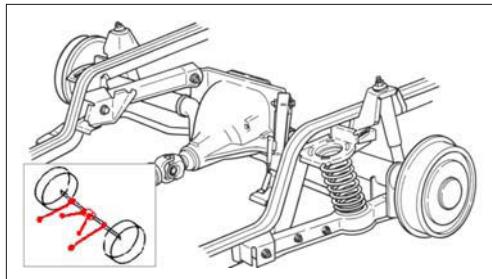


Bild 4-12: 4-Lenker Starrachse (Hinterachse, Ford Tau-nus, Baujahr 1970)

Bei Starrachsen mit Führung durch Längslenker erfolgt bei einseitigem Einfedern eine Lenkbewegung der Achse, und dies umso stärker, je näher der Längspol an der Achse liegt (**Bild 4-13**). Dieser Effekt bewirkt einen unruhigen Geradeauslauf beim Befahren unebener Fahrbahnen.

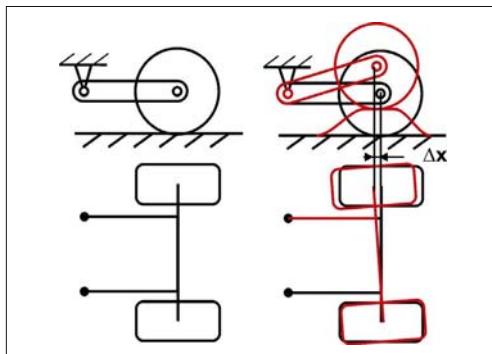


Bild 4-13: Lenkverhalten der Starrachsen bei einseitigen Bodenunebenheiten

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 die kinematische Optimierung der Anbindungspunkte der 4-Lenker lassen sich deutliche Verbesserungen in der Wankpolfestlegung, im Brems- und Anfahrnickverhalten und in der Wank-

lenkeigenschaft erreichen. In vereinfachten Fällen können die beiden oberen Stablenker durch einen Dreipunktlenger in A-Form ersetzt werden. Die Seitenführung wird häufig auch durch einen Panhardstab oder Wattgestänge übernommen.

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 Geradführung bei dieser Achsausführung wichtig. Deshalb kommt ein Scherenprinzip bzw. Wattgestänge zum Einsatz. Dennoch treten auch bei diesem Konzept beim einseitigen Einfedern leichte Lenkbewegungen auf, wie es bei den Starrachsen mit Längslenkern vorkommt.

Die Räder bewegen sich immer parallel, mit sehr geringer Sturzänderung – solange beide Räder parallel 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 neue A- und B-Klasse von Mercedes 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 4-14**).

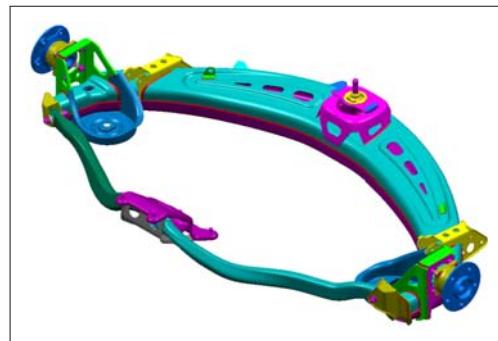


Bild 4-14: Mercedes A- und B-Klasse, Hinterachse

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 Verformung des VerbindungsElements Relativbewegungen 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 Wankzentrumshöhe sowie ein ausgeprägtes kinematisches Eigenlenkverhalten bei asymmetrischer Radfederung [4], wie es die Einzelradführung ermöglicht.

Die beiden Radträger sind auf den biege- und torsionssteifen Längslenkern befestigt, die wiederum in Querrichtung mit einem Träger 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 ist es tor-

sionsweich auszulegen, 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. Die beste Querverbindung ist jedoch ein Rohrprofil, dessen Querschnitt in eine C-Form zgedrückt ist. Damit sinkt die Torsionsrate drastisch und es lassen sich trotzdem ausreichend lange Schweißnähte an den Enden anbringen, die für eine lange Betriebsdauer unerlässlich sind.

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.

Die Halbstarrachse wurde zuerst 1974 beim VW Golf und Scirocco als Verbundlenker und kurz danach beim Audi 50 und VW Polo als Koppellenkerachse 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 4-15**).

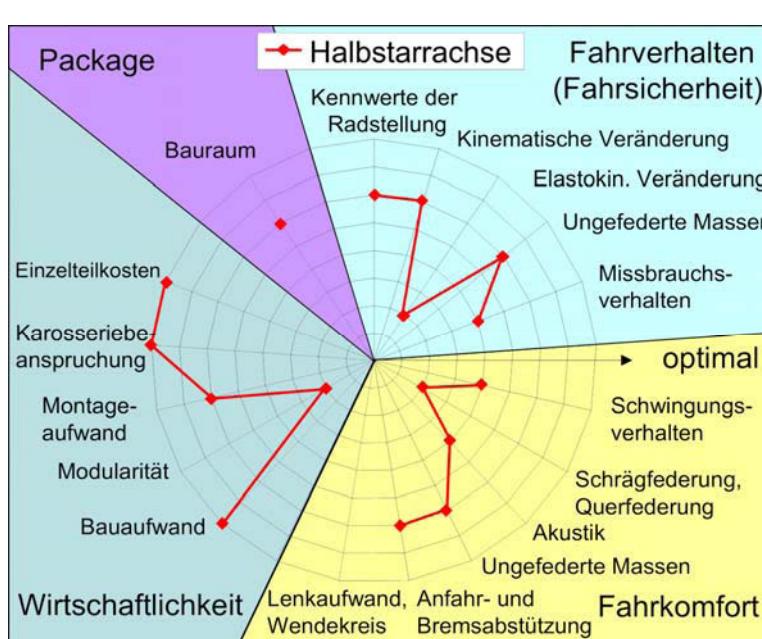


Bild 4-15:
Eigenschaftsprofil für
Halbstarrachsen

Die Vorteile der Verbundlenkerachsen sind [5]:

- ◆ sehr einfache Konzeption: sie besteht aus einem Bauteil und zwei Gummilagern,
- ◆ geringer Raumbedarf, flacher Aufbau: nur bei der Torsionskurbelachse erfordert der Verbund Freiraum beim Ein- und Ausfedern,
- ◆ leichte Montage und Demontage der Achse,
- ◆ Stabilisatorwirkung durch den Querträger,
- ◆ kleine, mit dem Rad verbundene Masse,
- ◆ günstige Übersetzung Rad zu Federdämpfer,
- ◆ beladungsunabhängiges Wankuntersteuern,
- ◆ guter Bremsnickausgleich,
- ◆ geringe Spurweitenänderung.

Diesen gegenüber stehen die folgenden Nachteile:

- ◆ Spannungsspitzen bei den Übergangstellen von Verdrehsteifen zu biegeweichen Bauteilen (Schweißnahtrisssgefahr),
- ◆ ohne spukorrigierende Lager übersteuerndes Seitenkraftverhalten,
- ◆ ungünstige Seitenkraftabstützung (schlechte Quersteifigkeit),
- ◆ ungeeignet als angetriebene Achse,
- ◆ ungeeignet für hohe Achslasten, wegen hoher Beanspruchung der Schweißnähte,
- ◆ eingeschränktes fahrdynamisches Optimierungspotenzial für anspruchsvolle Komfort- und Akustikeigenschaften.

Die Verbundlenkerachsen lassen sich, je nach der Lage der Querverbindungen als Torsionskurbel, Koppellenker und Verbundlenkerachse in drei Gruppen teilen (**Bild 4-16**):

- ◆ **Torsionskurbelachse:** wenn die Querverbindung sehr nah zur Radmitte liegt und damit ähnliche Eigenschaften einer Starrachse aufweist,

◆ **Koppellenkerachse:** wenn sich die Querverbindung am vorderen Drittel der Längslenker befindet und damit Vorteile der Längslenker- mit den Verbundlenkerachsen vereint,

◆ **Verbundlenkerachse:** wenn die Querverbindung nahe zur Längslenkerlagerung liegt und damit ähnliche Eigenschaften einer Längslenkerachse aufweist.

Die Übersteuertendenz der Verbundlenkerachse in der Kurve kann durch spukorrigierende Lager vermindert werden (s. Abschnitt 5.9).

Die spukorrigierenden Lager sorgen durch die speziell geformten konischen und asymmetrischen Lager bei Seitenverschiebung durch Querkraft für eine Entgegengesetzte Bewegung, wodurch Selbstlenkung vermieden und der Schwimmwinkel bei Kurvenfahrt verringert wird (**Bild 3-347**).

Die Verbundlenkerachsen sind in vielen europäischen und japanischen Kleinwagen weit verbreitet. Lange Zeit hatten auch zahlreiche Modelle der unteren Mittelklasse, sogar einige Mittelklasse-Modelle (z.B. Audi 100, VW Passat) dieses Achskonzept. 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. Bald folgten ihm VW, Audi und Peugeot.

4.2.1.1 Torsionskurbelachse

Die Torsionskurbelachsen sind die ältesten halbstarreren Achsen (Audi 100 aus 1969) und sind im Prinzip die Mischanhänger zwischen Längslenker und torsionsweichen Starrachsen (**Bild 4-17**). Hier fallen besonders der einfache, einteilige Blechlenker mit Federaufnahme und die nahe dem Radmittelpunkt ange schweißte Quertraverse auf.

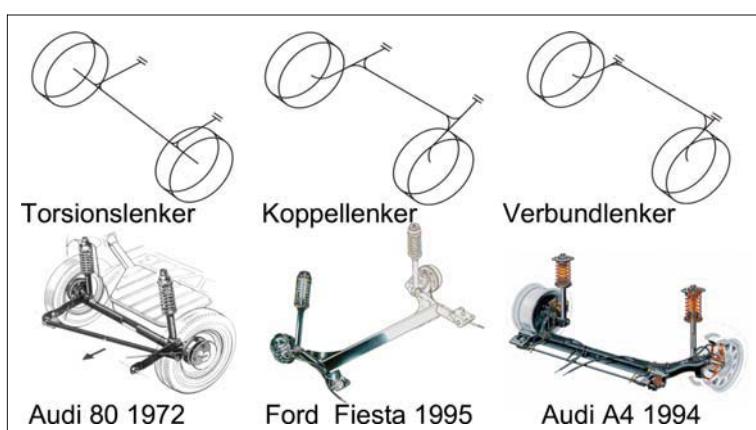


Bild 4-16:
Ausführungsformen der Halbstarrachsen

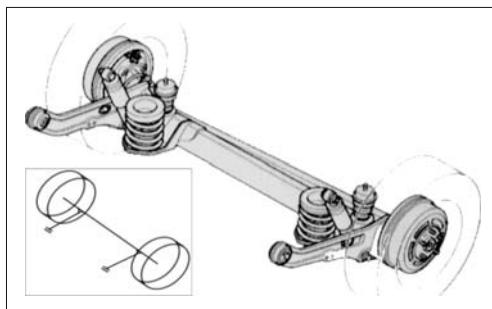


Bild 4-17: Torsionskurbelachse Mazda MPV, (2000)

4.2.1.2 Verbundlenkerachse

Bild 4-18 zeigt die Verbundlenkerachse des Opel Astra (Bj. 2004). Der Querverbindrer ist sehr nah an den hinteren Lagern angeordnet, um die Verschränkung der Räder möglichst groß zu halten.



Bild 4-18: Verbundlenker-Hinterachse Opel Astra (2004)

Der Hauptnachteil dieser Anordnung ist die hohe seitliche Nachgiebigkeit unter Querkraft, weil eine direkte Querunterstützung fehlt und damit eine Nachspurvergrößerung verbunden ist. Dieser Nachteil lässt sich mit

Hilfe einer optimierten Anordnung der Führungslager, wie in **Bild 4-19** gezeigt, entschärfen [6].

4.2.1.3 Koppellenkerachse

Bei den Koppellenkerachsen ist der Querverbindrer mittig zwischen Lagerstellen und Radmitte angeordnet, um die Seitenkraftabstützung zu verbessern. Außerdem ist die Sturzänderung beim wechselseitigen Federn deutlich geringer.

4.2.2 Dynamische Verbundachse

Als Ersatz für die angetriebenen starren Hinterachsen ohne das Package des Gesamtfahrzeugs zu ändern schlägt Magna Steyr 2001 die dynamische Verbundachse vor.

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 4-20**).

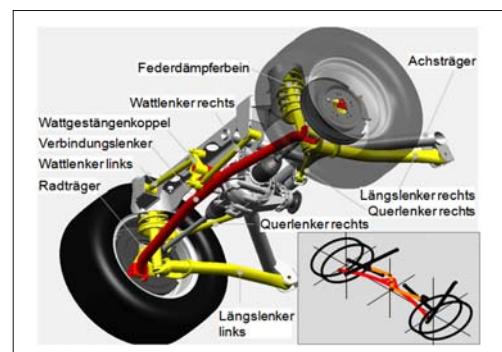


Bild 4-20: Dynamische Verbundlenkerachse, Hinterachse von Magna Steyr (nicht in Serie)

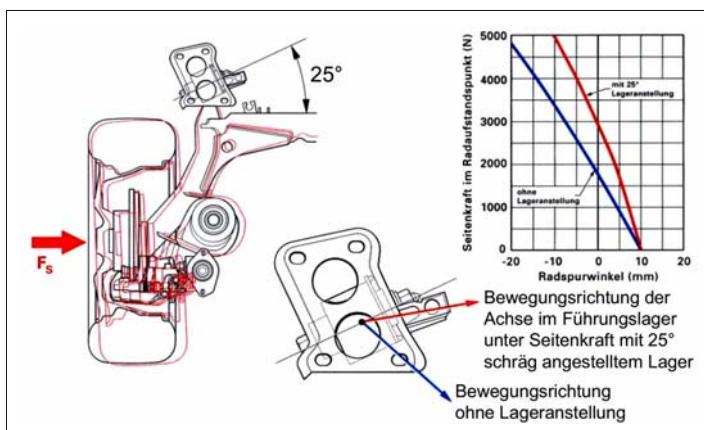


Bild 4-19:

Verbessertes elastisches Verhalten der Verbundlenker durch Schrägliegung der Gummilager

Diese Querverbindung in der unteren Lenkerebene verleiht der Achse die Qualitäten einer Starrachse [7]. Die Querverbindung wird in der Mitte durch ein Wattgestänge geführt. Dadurch wird die Aufbauquerverschiebung gegenüber einer Starrachse deutlich 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 Kippsicherheit bei Kurvenfahrt zur Folge (**Tabelle 4-3**).

Tabelle 4-3: DVA-Konzeptvergleich (DQL Doppelquerlenker, DVA dynamische Verbundachse) [7]

MERKMALE	Starr	DQL	Raum	DVA
Fahrverhalten	-	++	+	+
Geländetauglich	+	-	-	+
Komfort Straße	-	+	+	+
Komfort Gelände	++	-	-	+
Gesamtgewicht	+	++	++	++
Ungefед.Massen	-	+	+	++
Gesamtkosten	+	++	++	++

4.3 Einzelradaufhängung

Bevor die Vielfalt der Einzelradaufhängungen (*Independent Suspension*) 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. Sie kann von 1 bis 5 variieren. Das Rad ist am Radträger drehbar gelagert. Der Drehfreiheitsgrad des Rades ist Bestandteil einer jeden Radaufhängung. Er wird im Folgenden nicht mehr erwähnt.

Eine Einzelradaufhängung und damit der Radträger muss gegenüber dem Aufbau einen Freiheitsgrad besitzen, damit das Rad Fahrbahnunebenheiten folgend, sich entlang einer in der z -Richtung gerichteten Bahnkurve bewegen kann (Radfederung). Diese Einfederbewegung sorgt für eine Schwingungsisolierung des Aufbaus gegenüber den Fahrbahnunebenheiten 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 bei entsprechender Anordnung der anderen Lenker erreicht wird. Für weitere Betrachtungen wird dieser Lenker in seiner 0-Lage festgehalten; somit haben auch die vorderen Radträger nur einen Freiheitsgrad D.h., die Lenker müssen die prinzipiell sechs Freiheitsgrade des Radträgers auf eins reduzieren.

Die starren Lenker mit den Gelenken an den Enden bilden die kinematischen Glieder, die den Radträger mit dem Aufbau verbinden (**Bild 4-21**). 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.

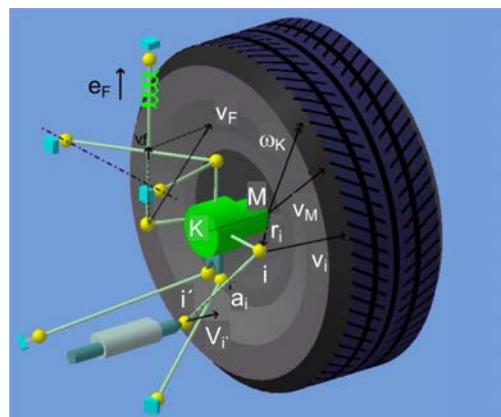


Bild 4-21: Einzelradaufhängung [4]

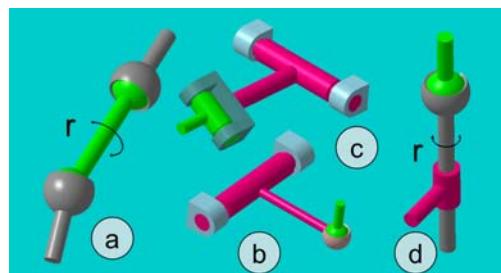


Bild 4-22: Lenkerarten im Fahrwerk [4]

Die erforderliche Anzahl der Lenker für eine Radführung hängt von den kinematischen Eigenschaften der verwendeten Lenkertypen ab (**Bild 4-22**).

Die einfachsten Lenker sind die **2-Punkt-Lenker** (Stablenker) (**Bild 4-22a**) mit Kugel- bzw. Gummilager als Gelenk. Jeder dieser Lenker reduziert einen Freiheitsgrad des Radträgers. Ist der Radträger mit

fünf dieser Lenker geführt, bleibt nur noch ein Freiheitsgrad für Federbewegungen übrig. Es handelt sich um eine **5-Lenker-Aufhängung** (Raumlenker).

Hat man einen **3-Punkt-Lenker** (Dreieckslenker) (**Bild 4-22b**), d.h., einen Lenker mit einem Gelenk am Rad und zwei Gelenken am Aufbau, dann werden zwei Freiheitsgrade reduziert. Ein 3-Punkt-Lenker ersetzt zwei 2-Punkt-Lenker. D.h., mit zusätzlich drei 2-Punkt-Lenkern entsteht eine **4-Lenker-Aufhängung** (**Bild 4-23**).

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 4-25**) ein, dann wird der Radfreiheitsgrad um 4 reduziert. Zusammen mit einem 2-Punkt-Lenker hat der Radträger nur noch einen Freiheitsgrad. Es ist 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 Bahnnkurve des mit einem rotatorischen Freiheitsgrad belassenen Radträgers beim Einfedern vor (**Bild 4-24**).

Weitere Gelenklagerarten sind Drehschublager, z.B. Stoßdämpfer, deren Kolbenstange relativ zum Dämpfergehäuse dreh- und verschiebbar sind (**Bild 4-22d**). Wenn das Dämpfergehäuse fest mit dem Radträger und die Kolbenstange mit einem Kugel- bzw. Gummilager am 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 (**Bild 4-67**) oder nur einem 3-Punkt-Lenker auf der unteren Ebene (**Bild 4-57**).

Es gibt darüber hinaus andere Lenker- und Gelenkartnen. Diese ermöglichen weitere Aufhängungsvarianten [4], die jedoch keine praktische Anwendung haben und hier nicht weiter vertieft werden.

Die Systematik für die Einzelradaufhängung wird schließlich um zwei weitere Aspekte erweitert um sie zu vollenden: Orientierung und Schnittpunkt der Lenker.

Die Orientierung der Lenker kann quer, längs oder schräg zur Fahrtrichtung sein (**Bild 4-24**).

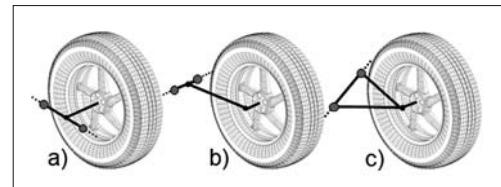


Bild 4-24: Quer-, Längs- und Schräganordnung der Lenker (Varianten a, b und c)

Je nach dieser Lage 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 bestimmen die grundsätzliche Art der kinematischen Kette. Die kinematischen Ketten lassen sich als ebene, als sphärische oder als räumliche kinematische Kette klassifizieren (**Bild 4-25**) [4].

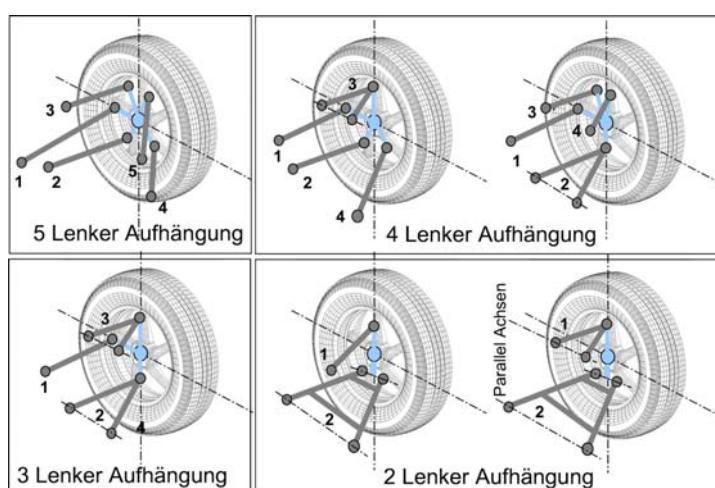


Bild 4-23:
Einzelradaufhängungen mit
5-, 4-, 3- und 2-Lenkern

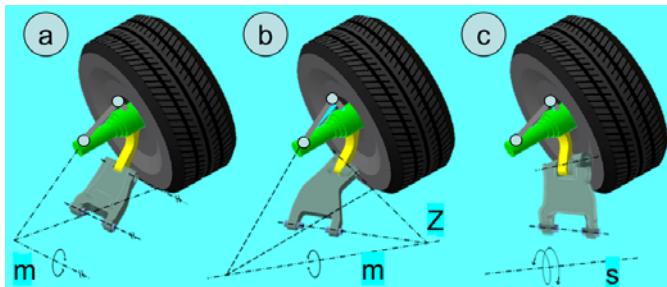


Bild 4-25:
Ebene, sphärische und räumliche
Einzelradaufhängungen mit Trapez-
lenker

Eine ebene Anordnung ist gegeben, wenn die Drehachsen 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 fahrzeugsseitigen Anlenkpunkt des Stablenkers gekennzeichnet ist. Diese Bewegung lässt sich auf eine Momentanschraubung um die Schraubbachse s zurückführen. Der Radträger vollzieht eine **räumliche Bewegung**.

Die kinamatischen 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. Somit kann man bei der Auslegung der Kinematik fünf unabhängige Kenngrößen bestimmen: Rollzentrum, Stützwinkel, Schrägfederungswinkel, Vorspuränderung und Sturzänderung.

Schließlich unterscheidet man als Klassifizierungsmerkmal zwischen den unteren und oberen Lenkerebenen (**Bild 4-26**).

4.3.2 Vorteile der Einzelradaufhängungen

Der Anteil der Einzelradaufhängung an den neuen Pkw-Modellen steigt ständig. Der Grund liegt in den folgenden allgemeinen Vorteilen der Einzelradaufhängung:

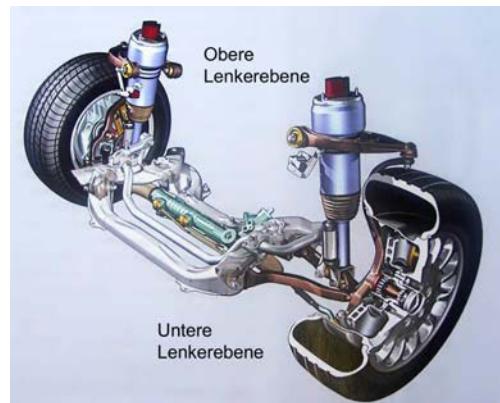


Bild 4-26: Obere und untere Lenkerebenen

- ◆ geringe ungefederte Masse,
- ◆ keine gegenseitige Beeinflussung der Räder bei Wechselbelastungen,
- ◆ große kinamatische und elastokinamische Auslegungsfreiheiten,
- ◆ einfache Isolierung der Fahrbahnschwingungen und -geräusche.

Die Nachteile dagegen sind:

- ◆ geringe Verschränkung, niedrige Bodenfreiheit im Gelände,
- ◆ 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 verbunden sein und zum Aufbau hin eine Drehlagerung aufweisen (**Bild 4-27**). Je nach der Ausrichtung der Lenkerdrehachse heißen sie dann a) Längslenker-, b) Schräglenger- oder c) Quer- bzw. Pendellenker-Einzelradaufhängung.

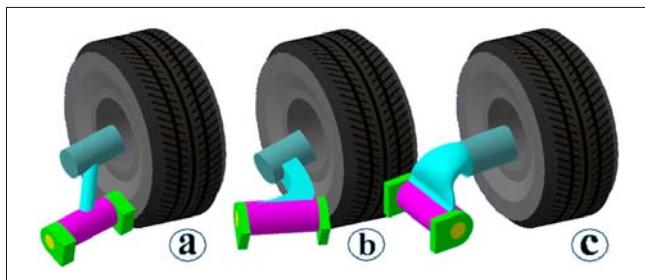


Bild 4-27:
Einzelradaufhängung mit einem Lenker

Da sowohl Längs- als auch Querkräfte von diesem Lenker aufgenommen werden müssen, muss er möglichst groß und steif gestaltet sein. Außerdem muss er die Drehverbindung zum Aufbau als Doppellager auf derselben Achse und mit weit auseinander liegenden Lagerstellen besitzen, um die im Lenker entstehenden Drehmomente mit möglichst kleinen Kräften in den Aufbau einzuleiten. In dieser Hinsicht ist die Schräglengerakachse die bessere Lösung.

Die Pendellenkeraufhängung mit nur einem Querlenker (**Bild 4-27c**) hat keine Bedeutung, weil ein einziger Querlenker die Längskräfte nicht übertragen kann.

Einzelradaufhängungen mit einem Lenker kommen heute nur noch an den Hinterachsen zum Einsatz.

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 Auto. 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 an der Vorderachse (sehr selten) ein schiebender Lenker. Der englische Name *Trailing Arm* bezieht sich auf den ziehenden Lenker.

Der Längslenker der Hinterachse wird beim Bremsen auf Zug und beim Beschleunigen auf Druck sowie beim Auftreten der Querkräfte auch auf Biegung und Torsion belastet. Um die Änderungen an Spur, Sturz usw. gering zu halten, muss er sehr steif gestaltet werden.

Ein wichtiger Vorteil der Längslenkeraufhängung ist der schmale Bau, der einen tiefen Kofferraum ermöglicht und viel Freiraum für Tank, Reserverad, Auspuffschalldämpfer übrig lässt.

Durch Variation des Lagerpunktes der Längslenker (Abstand und Höhe) lässt sich die Kinematik optimieren. 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.

Nachteilig sind der auf Fahrbahnhöhe liegende Momentanpol der Achse und die stärkere Neigung der Räder in den Kurven. 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 an der Lagerung geht das kurvenäußere Rad in Nachspur und das Fahrzeug tendiert zum Übersteuern.

Der Längslenker kann fest 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 in Kurvenfahrt zu erzielen. Ein Beispiel für eine Längslenker-Anordnung ist die Hinterachse der DC A-Klasse (**Bild 4-28**), die bei der Neuauflage in 2005 durch eine Deichselachse (**Bild 4-14**) ersetzt wurde.



Bild 4-28: Längslenkeraufhängung (*Trailing Arm Suspension*) (Hinterachse DC A-Klasse, Bj. 1997)

Die Vorteile der Längslenkeraufhängung sind:

- ♦ einfacher Aufbau, nur zwei Lenker,
- ♦ geringer Raumbedarf
- ♦ voneinander unabhängige Radmassen und
- ♦ voneinander unabhängige Radebenen.

Die Nachteile dagegen sind (**Bild 4-29**):

- ♦ geringe Rollsteifigkeit ohne Stabilisator,
- ♦ ohne Sondermaßnahmen elastische Verdrehung in Richtung Übersteuern bei Seitenkraft.

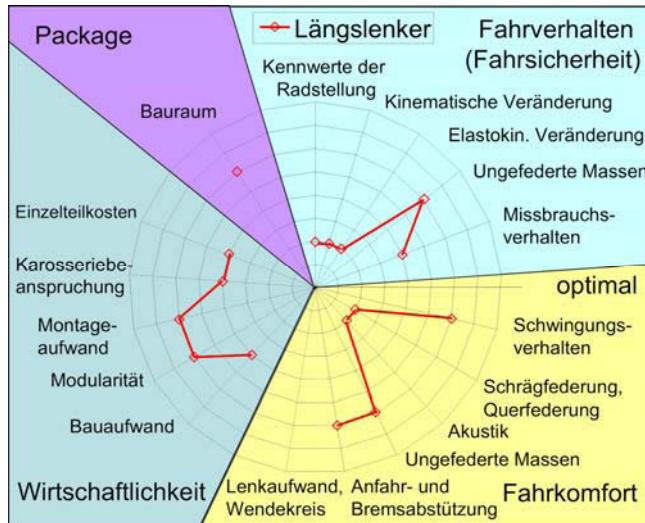


Bild 4-29:
Eigenschaftsprofil der
Längslenkeraufhängungen [2]

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 Suspension*) und auf bauseitig zwei Lagerstellen mit großem Abstand aufweist. Damit wird ein guter Kompromiss zwischen Längslenker- und Pendelachsen erreicht, der die technischen Vorteile der beiden Konzepte besitzt, ohne große Nachteile zu haben (**Bild 4-30**).

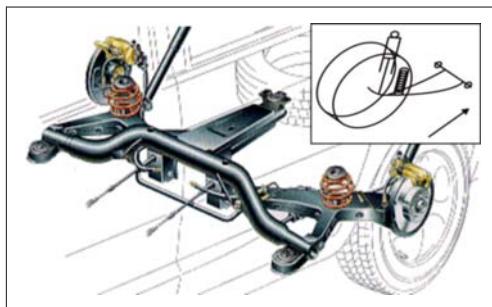


Bild 4-30: Schräglenger-Aufhängung (Hinterachse VW Sharan, Bj. 1996)

Die Drehachse liegt in der Draufsicht in der horizontalen Ebene in einem großen Winkel (Pfeilungswinkel α) von 10–15° und in der Quersicht in einem deutlich kleinerem Winkel (Dachwinkel β) von weniger als 5° zur Fahrzeugquerachse. Der Schräglenger ist fest am Radträger befestigt.

Bei gegebener Lenkerlänge lassen sich durch Anpassen der beiden Winkel α und β die gewünschten kinematischen Eigenschaften aufeinander abstimmen [6], ähnlich wie die Winkel der oberen und unteren

Lenker der Doppelquerlenker. Die Doppelquerlenker bieten jedoch zusätzlich zwei Drehpunkte als Optimierungsparameter am Radträger.

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 kurvenäußersten Rad zu erreichen.

Die Vorteile der Schräglenger-Aufhängung sind (**Bild 4-31**):

- ♦ guter Kompromiss aus Längslenker- und Pendelachsen,
- ♦ Auslegungspotenzial durch Optimierung des Pfeilungswinkels und Dachwinkels.

Die Nachteile dagegen sind:

- ♦ Seitenkräfte zwingen das Rad in Nachspur,
- ♦ große Sturzänderungen bei der Einfederung,
- ♦ 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.

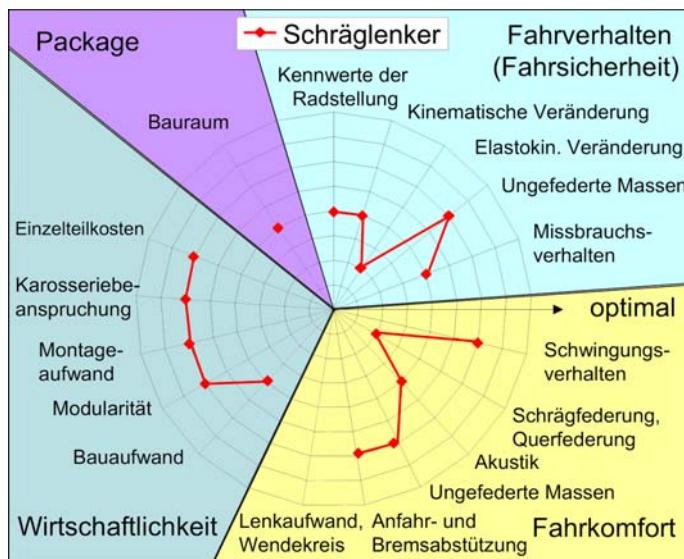


Bild 4-31:
Eigenschaftsprofil der
Schräglenkeraufhängung [2]

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 Radweg abhängig verschiebbar gestaltet, indem ein kurzes Zusatzgelenk unter den äußeren Arm angebracht wird (**Bilder 4-32, 3-278**), entsteht ein räumlicher Mechanismus. Durch die Festlegung der Länge und des Winkels des Zusatzgelenks können weitere Parameter beeinflusst werden (5er BMW, Bj. 1981).

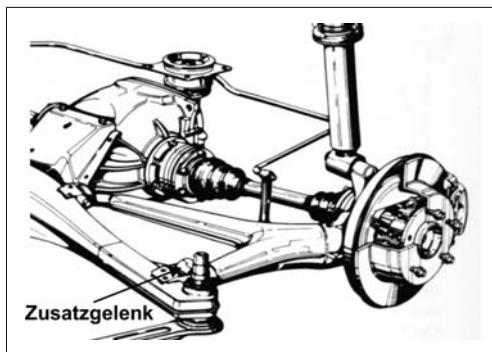


Bild 4-32: Schraublenkerachse (Hinterachse 5er BMW, Bj. 1981)

spiel 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 [4]. 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 4-33**). Zwei Längslenker übernehmen die Längsführung der Achse (MB 220, Bj. 1959, VW Käfer, Rover 2000, Bj. 1963).

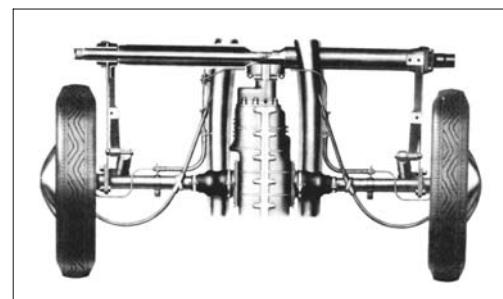


Bild 4-33: Pendelachse (Hinterachse VW Käfer, Bj. 1948)

4.3.4 Einzelradaufhängungen mit zwei Lenkern

Es ist einfacher, die Längs- und Querkräfte mit zwei Lenkern, die winkelig zueinander angeordnet sind, aufzunehmen als nur mit einem Lenker. Bestes Bei-

Obwohl es sich um ein einfaches und kostengünstiges Konzept für angetriebene Hinterachsen handelt, setzt man Pendelachsen heute überhaupt nicht mehr ein: Die sehr starken Sturzänderungen beim Ein- und Ausfedern lassen ein heute akzeptables Kurvenver-

halten nicht zu, abgesehen von sehr starkem Reifenschleiß. 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 [3]. Der Aufbau kann dann durch Aushebeln des Hinterwagens und Einklappen des kurvenäußeren Rades nach außen umkippen (*Jacking Force*).

4.3.4.2 Trapezlenker mit einem Querlenker (Audi 100 Quattro)

Eine Radaufhängung mit einem Trapezlenker und einem in der oberen Ebene angebrachten Querlenker bildet die Hinterachse des Audi 100 Quattro (Bild 4-34). 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 wichtig ist.

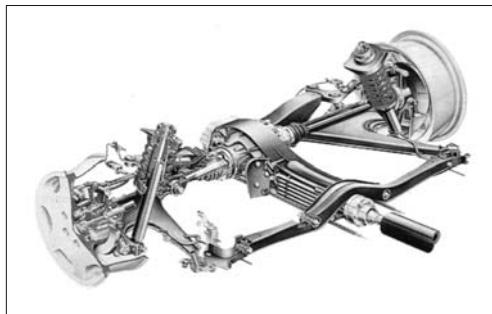


Bild 4-34: Trapezlenkeraufhängung (Hinterachse Audi 100 Quattro, Bj. 1984)

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 4-35). Der 2-Punkt-Querlenker kontrolliert den Sturzwinkel. Die Elastokinematik wird durch einen als Viergelenkgetriebe gestalteten Trapezlenker bestimmt. Sein vorderes, der Längsfederung dienendes Lager, ist eine Steuerbeschwingung, die durch ein Gummilager am Fahrgestell und ein Lager mit zwei harten Federratten am Trapezlenker befestigt ist. Diese Anordnung sorgt dafür, dass das Rad beim Bremsen oder Gaswegnehmen in Vorspur geht.

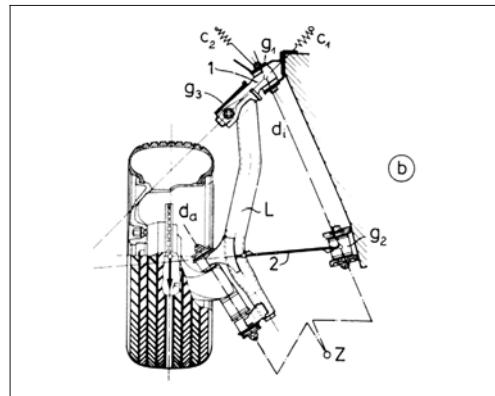


Bild 4-35: Trapezlenkeraufhängung (Porsche Weissachachse (Hinterachse), Porsche 928, Bj. 1977)

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 fest 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).

4.3.5.1 Zentrallenker-Einzelradaufhängung

Die „Zentrallenkerachse“ (Bild 4-36) ist eigentlich ein mit dem Radträger fest verbundener Längslenker, der auf bauseitig ein Gummilager besitzt. Die zwei zusätzlichen Querlenker, die die Querkräfte aufnehmen, haben Drehachsen, die durch den Anlenkpunkt des Zentralenkers am Aufbau durchlaufen. 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 der Hauptfederratten des großvolumigen Gummilagers im Längslenker unter Berücksichtigung der Grundrisspfeilung bestimmt [4]. Die Bauart einer Zentrallenker-Hinterachse mit zwei 2-Punkt-Querlenkern und einem Längslenker wurde auch für die BMW Mini Hinterachse übernommen.

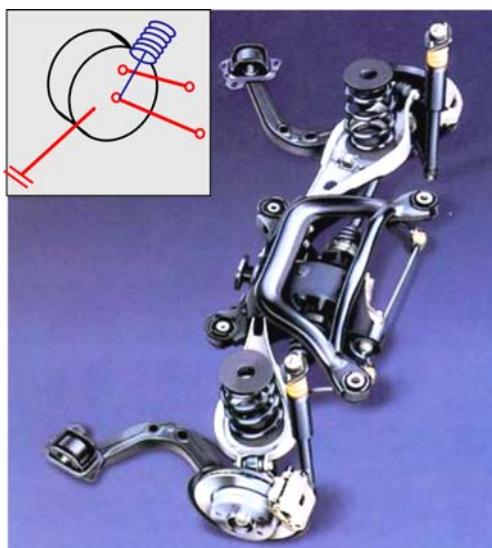


Bild 4-36: Zentrallenkeraufhängung (Hinterachse 3er BMW, Bj. 1990 und Bj. 1998)

4.3.5.2 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 abzustützen zu können (**Bild 4-37**). Zusätzlich wird ein Spurlenker benötigt, um das Lenken des Rades zu verhindern (oder zu ermöglichen). Diese Aufhängungsart heißt Doppelquerlenker-Aufhängung (*Double Wishbone Suspension*)

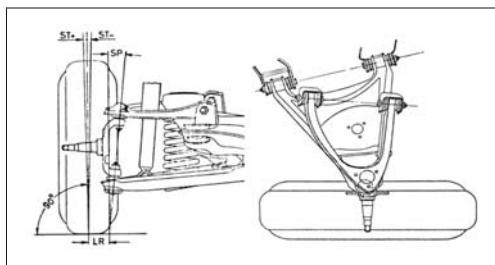


Bild 4-37: Doppelquerlenker-Radaufhängung (DQL)

Durch die doppelte Anbindung der 3-Punkt-Lenker am Aufbau, können die Querlenker neben den Querkräften auch die Längskräfte aufnehmen. Die Lenker haben radträgerseitige Kugelgelenke und aufbauseitig Gummilager, die relativ steif sind, um diese Kräfte aufzunehmen. Die beiden Gummilager sollten dieselbe Drehachse haben, um eine saubere Kinematik zu gewährleisten. Der Fahrkomfort wird dann durch einen zwischen Lenker und Aufbau angeordneten Achsträger erreicht, indem dieser mit großvolumigen und weichen

Gummilagern am Aufbau befestigt wird. Außerdem wird der Fahrkomfort auch dadurch verbessert, dass die Aufbaubelastungen und die Toleranzen zwischen den Lagerstellen gering gehalten werden können.

Die Doppelquerlenker-Kinematik lässt sich durch Änderung der sechs frei wählbaren Anbindungspunkte (Hardpoints) beider Querlenker großzügig optimieren. Die Verbindung der Mittelpunkte der beiden Kugelgelenke am Radträger entspricht der Lenkachse.

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 Sturz und Spurweite geringer. Der kurze obere Lenker zieht in der Kurve das einfedern-de kurvenäußere Rad zu negativem Sturz und vergrößert damit die Reifenlatschfläche. Außerdem ist es räumlich günstiger, wenn die obere Lenkerebene nicht zu sehr in den Motor- oder Kofferraum eindringt. Die Achsen der Gummilager 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.

Der Momentanpol kann in einem großen Bereich variiert werden. Er wird meist tief, in der Nähe der Fahrbahnoberfläche positioniert, um die Änderungen der Spurbreite klein zu halten. Der untere Arm liegt meist fast horizontal und der obere schräg nach unten, um beim Einfedern den Sturz in eine negative Richtung zu zwingen. Bei Wankbewegungen überträgt sich damit nur ein geringer Anteil des Wankwinkels auf den Sturzwinkel des kurvenäußeren Rades gegenüber der Fahrnbahn. Damit bleibt die Querführung der Achse weitgehend unbeeinflusst von Wankbewegungen des Aufbaus. Die Radträgerquerneigung ändert sich auf die gleiche Weise wie der Sturz und vergrößert das Rückstellmoment des stärker belasteten Außenrades in der Kurve [8].

Durch die Schräglagestellung der Verbindungsachse der beiden äußeren Gelenkpunkte liegt dann der Nickpol dicht hinter der Achse. Hierdurch wird während des Einfederns die Radträgerlängsneigung größer und es entsteht ein größerer Nachlauf, wodurch sich der Geradeauslauf verbessert, die Haltekräfte in der Lenkung bei Kurvenfahrt jedoch erhöhen. Die Anordnung der Drehachsen in der Horizontalebene beeinflusst auch die Lenkachsenwinkel während des Federns. Wenn dieser Winkel und die Stellungen der Querlenker richtig gewählt sind, kann die Radträgerbewegung auf die erforderlichen Kurseigenschaften eingestellt werden.

Eine weitere Möglichkeit, die kinematischen Eigenschaften weiter zu verbessern, ist die Verlegung der oberen Kugelgelenkanbindung oberhalb des Reifens. Damit kann die Lenkachse ohne Kollisionsgefahr mit der Felge fast frei gewählt werden (Reduzierung des Störkrafthebelarms, Rollwinkel usw.). Außerdem werden durch deutlich erweiterte Wirkabstände zwischen

den 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 Antriebsaggregat freizumachen. Der große Wirkabstand erhöht auch die Genauigkeit der Radführung. Der Nachteil ist jedoch mehr Gewicht und höhere Kosten des Radträgers.

Die Feder- und Dämpferkräfte werden direkt auf die Lenker eingeleitet und verursachen große Biegemomente, die das Gewicht und die Kosten des Lenkers deutlich erhöhen. Die Anstützung sollte möglichst dicht zum Radträger sein, um die Biegung und Feder-Dämpferkräfte klein und die Übersetzung groß zu halten. Prinzipiell können sowohl die oberen als auch die unteren Lenker diese Kräfte aufnehmen, geeigneter ist jedoch der untere Lenker. Bild 4-38 zeigt das Eigenschaftsprofil der Doppelquerlenkeraufhängung. Die Vorteile der Doppelquerlenker sind:

- ♦ großes Auslegungspotenzial; freizügige Auswahl der Wank- und Nickpole, Einschränkung der Sturz- und Spurweitenänderungen möglich,
- ♦ hohe Quersteifigkeit.

Die Nachteile dagegen sind:

- ♦ höhere Herstellungskosten,
- ♦ großen Raumbedarf (besonders ungünstig an der oberen Lenkerebene),
- ♦ resultierende Kräfte an den Lagerpunkten machen einen Achsträger unverzichtbar.

Die Doppelquerlenkeraufhängungen lassen sich in zwei Varianten auslegen:

- ◆ **Kurzer Abstand** (*Short Spindle*) zwischen den unteren und oberen Kugelgelenken, damit diese in der Felge Platz finden und dicht zur Radmitte hinneinragen (**Bild 4-39**).
- ◆ **Langer Abstand** (*Long Spindle*) zwischen den unteren und oberen Kugelgelenken, (oberes Gelenk ist oberhalb des Reifens) um den oberen Punkt ohne Felgenbegrenzung noch mehr nach außen platzieren zu können (**Bild 4-40**).

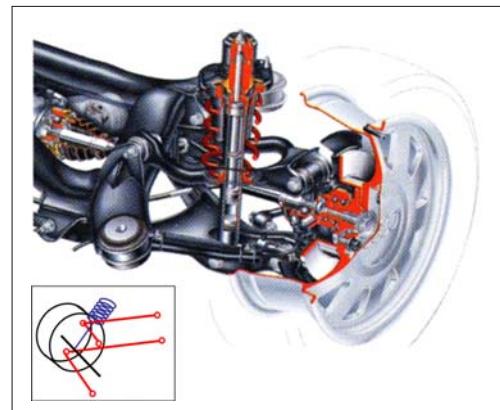


Bild 4-39: Doppelquerlenkeraufhängung mit kurzem Gelenkabstand, *Short Spindle* (Hinterachse Audi 100 Quattro, Bj. 1996)

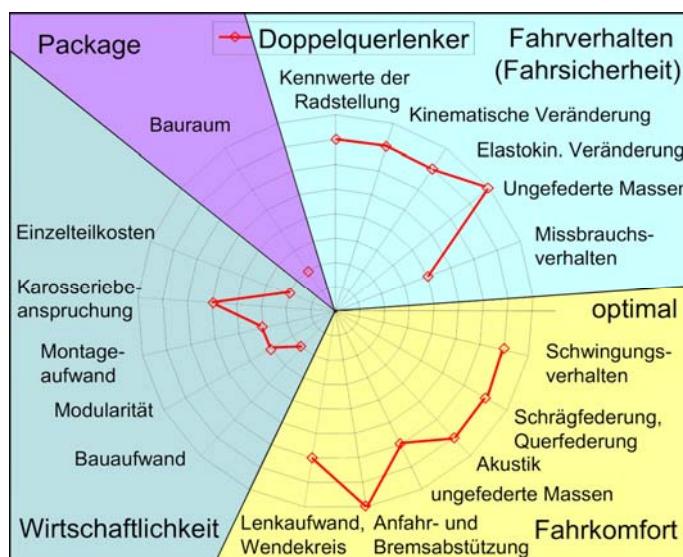


Bild 4-38:
Eigenschaftsprofil der
Doppelquerlenkeraufhängung [2]

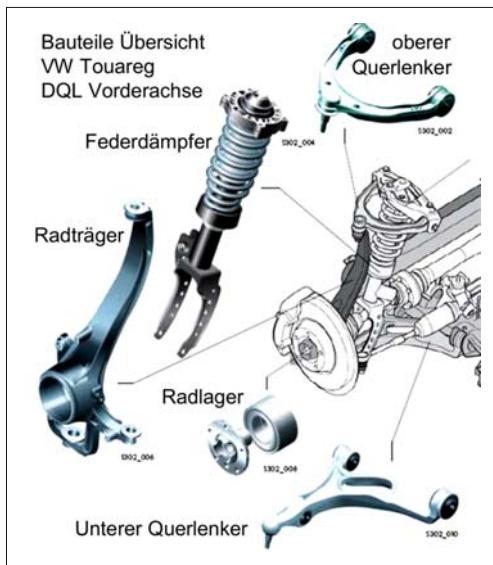


Bild 4-40: Doppelquerlenkeraufhängung mit langem Gelenkabstand, *Long Spindle* (Vorderachse VW Touareg/ Porsche Cayenne, Bj. 2002)

4.3.6 Einzelradaufhängungen mit vier Lenkern

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 eines der Lenker längs angeordnet wird. Da die Längslenker der Hinterachse sehr geringe Querkräfte

und Querwinkeländerungen haben, reicht es aus, wenn der Längslenker als Schwertlenker zwar fest am Radträger befestigt ist, selbst jedoch eine gewisse Elastizität besitzt, um die kinematisch bedingten Bewegungen ausgleichen zu können.

4.3.6.1 Mehrlenker-Einzelradaufhängungen an Hinterachsen

Da die Hinterräder nicht gelenkt werden, erfordert dies keine drehbaren (Kugel)Gelenke 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 [9] 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 Rollkomfort), und die anderen in der Querrichtung. In diesem Fall spricht man von Längs-Querlenker. Eine weitere Charakteristik der Mehrlenkeraufhängung ist, dass die radführenden Lenker nicht auf Biegung beansprucht werden [3].

Für die Mehrlenkeraufhängungen ist es nicht möglich, ein eindeutiges Eigenschaftsprofil zu geben, weil es sehr viele unterschiedliche Mehrlenkeraufhängungen gibt. Dennoch wird versucht, mit **Bild 4-41** ein allgemeines Profil zu erstellen [2].

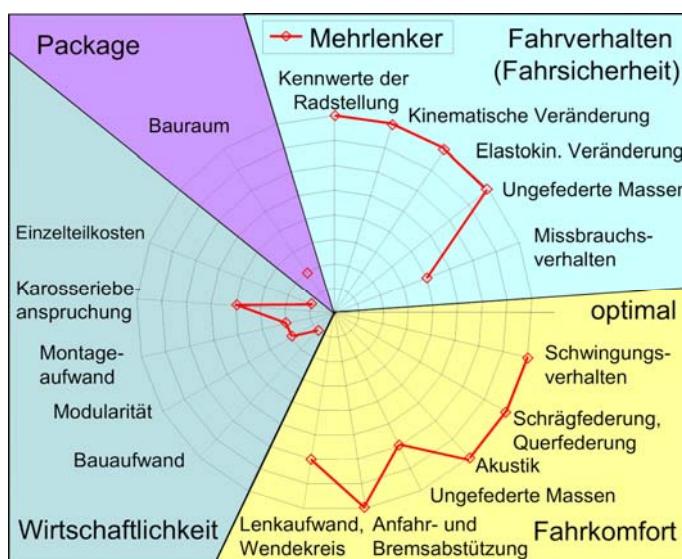


Bild 4-41:
Allgemeines Eigenschaftsprofil der Mehrlenkeraufhängungen

4.3.6.2 Mehrlenkerachsen durch Auflösung der unteren 3-Punkt-Lenker der DQL-Achse

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- und/oder Fahrkomfort verbessern. Die Kosten jedoch erhöhen sich, weil man nun vier statt drei Gelenke benötigt. 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 schräg-liegende Lenker den Aufrollkomfort erhöht, indem er weich gelagert wird; die beiden Lenker würden sich nicht mehr gegenseitig negativ beeinflussen. Dann hat man auch die Möglichkeit, durch unabhängige Auswahl der Gummilagersteifigkeiten, die Elastokinematik zu optimieren.

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. Beispiele dazu sind Porsche 911 und Jaguar S-Type (**Bild 4-42**).

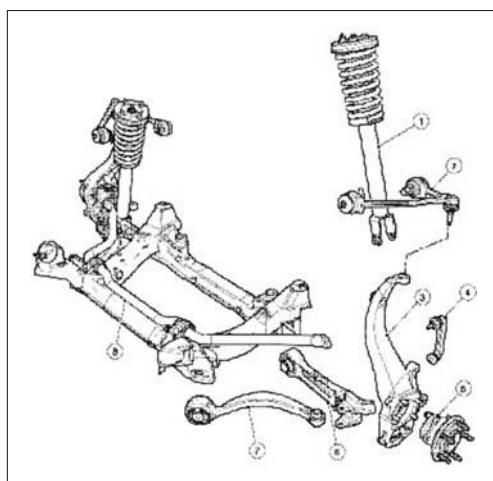


Bild 4-42: DQL-Aufhängung mit 2-teiligem unterem Lenker (Vorderachse Jaguar S-Type, Bj. 2000).

Noch interessanter ist es, 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 Beispiel ist die aufgelöste untere Ebene bei der DC S-Klasse Vorderachse zu nennen (**Bild 4-43**). Diese

Anordnung mit zwei dicht nebeneinander liegenden Kugelgelenken (Doppelgelenk) benötigt jedoch viel Platz in der Felge und erschwert die freie Auslegung.

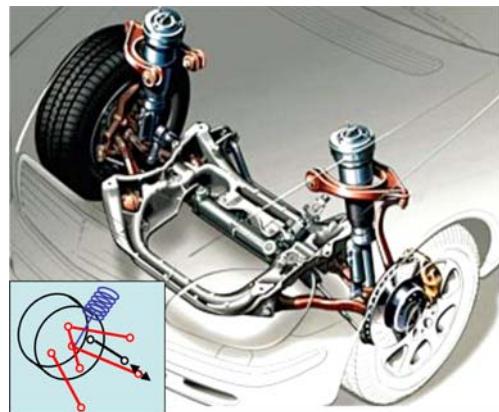


Bild 4-43: DQL-Aufhängung mit aufgelöstem unterem Lenker (Vorderachse DC S-Klasse, Bj. 1997)

4.3.6.3 Trapezlenkeraufhängung (Integrallenker)

Wenn in der unteren Lenkerebene ein Trapezlenker angeordnet wird, bleiben nur noch zwei Freiheitsgrade zu eliminieren, indem zwei 2-Punkt-Querlenker, einer oben und der andere in der Mitte angeordnet wird. Hier hat man natürlich das Problem der Realisierung der Bremsmomentabstützung. Dies wird in der Integralachse der 7er BMW (Bj. 2001) durch Anbringung eines kurzen, senkrechten Zusatzlenkers (Zwischenkoppel) zwischen dem Trapez und dem Spurlenkers gelöst (**Bild 4-44**). Da jetzt dieser Lenker eine drehsteife Kette zwischen den beiden Lenken bildet, kann das Gummilager des Trapezlenkers am Aufbau zum Zwecke der Längsfederung sehr weich gestaltet werden. **Bild 4-45** zeigt eine ähnliche Trapezlenker-Hinterachse (Audi A4, Bj. 2002).



Bild 4-44: Trapezlenkeraufhängung mit Integrallenker (Hinterachse 7er BMW, Bj. 2001)

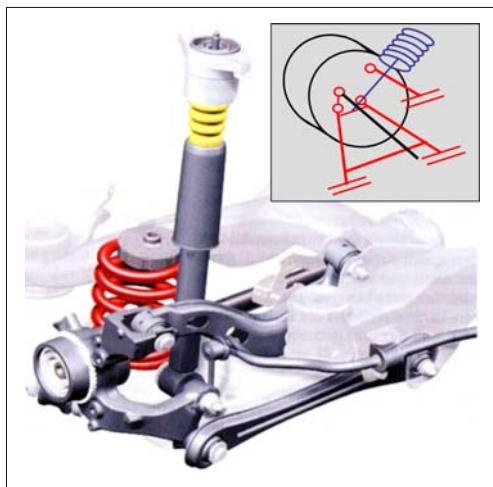


Bild 4-45: Trapezlenkeraufhängung mit Spurstabilisierung (Hinterachse Audi A4, Bj. 2002)

am Radträger befestigt, ist allerdings elastisch (gehärtetes Blech), um die Spur- und Sturzänderungen, bedingt durch die anderen Lenker, zuzulassen. Drei quer angeordnete Lenker, einer oben und zwei unten, nehmen die Querkräfte auf.

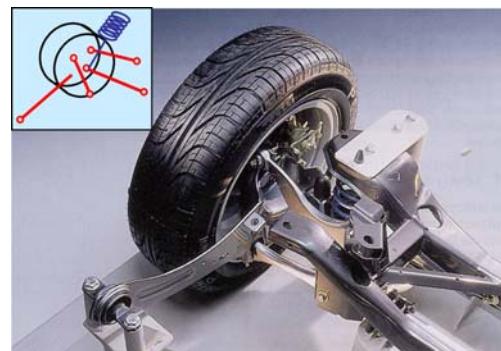


Bild 4-47: Schwertlenker-Hinterachsauflageung mit einem Längs- und drei Querlenker (Hinterachse Ford Focus, Bj. 1999)

4.3.6.4 Zwei Längs- und zwei Querlenker

Zwei fast parallel laufende Längslenker übernehmen die Aufgabe der Aufnahme der Längskräfte und der Radfederung und die zwei Querlenker sowie die Seitenwelle stützen das Rad gegen Querkräfte und kontrollieren den Sturz- und Spurwinkel (**Bild 4-46**). Die Federung übernimmt die quer angeordnete Kunststoff-Blattfeder (Chevrolet Corvette).

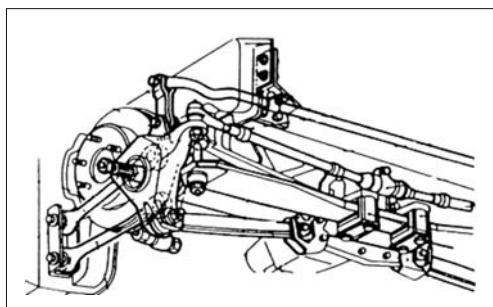


Bild 4-46: 2 Längs- und 2 Querlenker (Corvette, Bj. 1960)

4.3.6.5 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 Schwertlenkerachse bekannt geworden (**Bild 4-47**).

Der Radträger ist mit einem Schwert in Längsrichtung drehbar mit dem Aufbau verbunden. Das Schwert ist

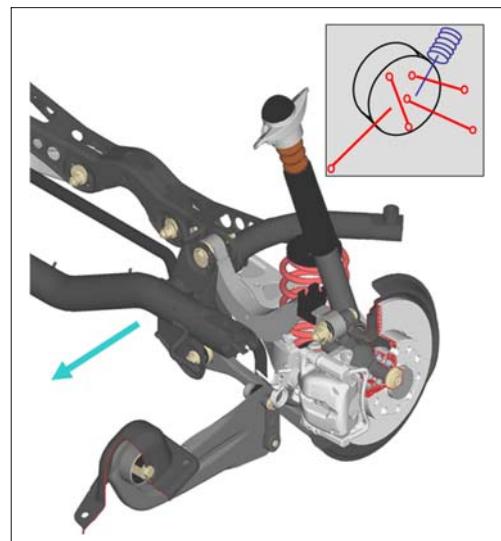


Bild 4-48: Mehrlenkeraufhängung mit einem Längs- und drei Querlenkern (Hinterachse VW Golf V, Bj. 2002)

Bild 4-48 zeigt die Ausführung in dem aktuellen VW Golf. Der elastisch gelagerte Längslenker nimmt die Längs- und Brems- bzw. Anfahrkräfte auf, weil er mit einem senkrechten Bolzen drehbar am Radträger angebunden ist. Den Nickpol bildet das aufbauseitig elastisch angebrachte Lager. Die unteren parallel angeordneten Querlenker bestimmen die Spur und sind ungleich lang; bei einer negativen Längskraft wird die Nachspur, die durch die Gummilagerelastizitäten

entsteht, kompensiert, weil der kürzere Lenker das Rad nach innen zieht [8]. Auch beim Einfedern zieht dieser Lenker das Rad in Richtung mehr Vorspur. Eine ähnliche 4-Lenkeranordnung weist die Hinterachse des Honda Accord auf (**Bild 4-49**).

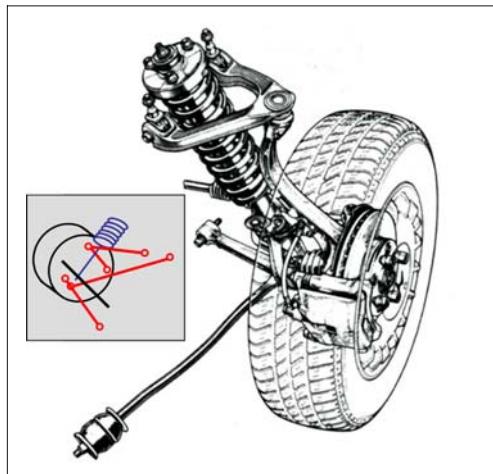


Bild 4-49: Honda Accord Vorderachsaufhängung, Bj. 1986

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. Der hintere genau umgekehrt. Hierdurch ergibt sich bei Querkräften, sowohl nach innen als auch nach außen immer eine Nachspur (**Bild 4-50**).

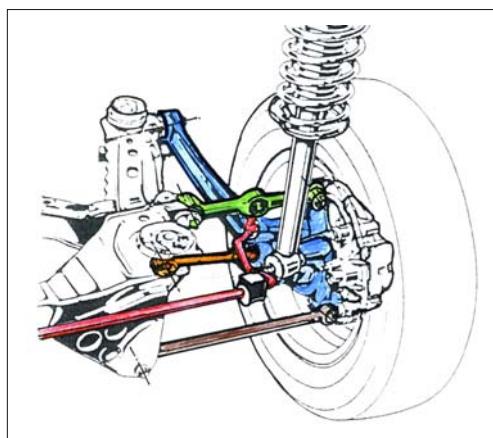


Bild 4-50: E-Link-Mehrlenkeraufhängung mit einem Längs- und drei Querlenkern (Hinterachse Mazda 929)

4.3.6.6 Ein Schrägl- 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 diesen Lenker schräg statt längs und lagern direkt auf dem Achsträger. Volvo bevorzugt diese Anordnung bei allen seinen Hinterachsen, 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 4-51**).

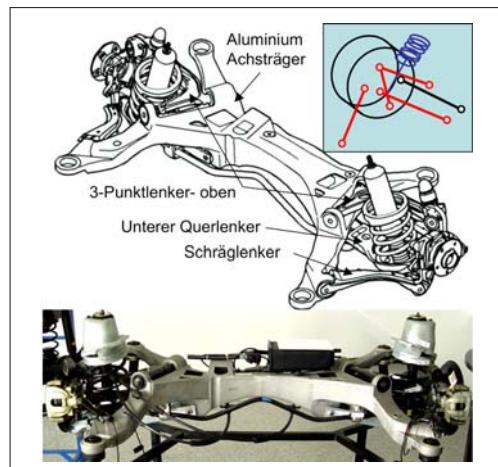


Bild 4-51: Mehrlenkeraufhängung mit einem 3-Punkt-Lenker und drei 2-Punkt-Lenkern (Volvo S80, Bj. 1998)

4.3.7 Einzelradaufhängungen mit fünf Lenkern

4.3.7.1 Fünflenker-Vorderachsaufhängung (mit zwei aufgelösten 3-Punkt-Lenkern der DQL)

Geht man noch einen Schritt weiter und löst auch den oberen Lenker auf, so hat man fünf 2-Punkt-Lenker; so genannte Raumlenker für die Hinterachse oder Vierlenker plus Spurstange für die Vorderachse. Dadurch wird 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 (**Bild 4-59**) und 1994 an einer Mehrlenkeraufhängung im Audi A8 Serienanwendung. Dieses Konzept wurde dann von Audi auch auf die

Modelle A4 und A6 übertragen und ist immer noch im Einsatz.

Die virtuelle Achse des A4 (**Bild 4-52**) wird durch die vier Schnittpunkte der Querlenkerrichtungen festgelegt. Dadurch wird erreicht, dass wegen des kleinen Lenkradradius, die Lenkachse sehr nah zur Radmitte verläuft. So werden die Einflüsse der Antriebs-, Brems- und Unwuchtkräfte an die Lenkung stark reduziert, weil der Störkrafthebelarm nun sehr klein gehalten wird. Beim Einlenken der Vorderräder wirkt, trotz dieser steilen Spreizachse, jederzeit ausreichend Rückstellmoment auf die Lenkung.

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 mindern. Deshalb sind solche Auslegungen aufwendiger und teurer. Die Drehbarkeit der einzelnen Lenker muss zudem bei der Raumauftteilung der Aufhängung in allen Radpositionen berücksichtigt werden. Zusätzlich sind die Lenker für mehrere unterschiedliche Belastungsfälle auszulegen, da sie einen sehr komplexen räumlichen Bewegungsablauf vollziehen.

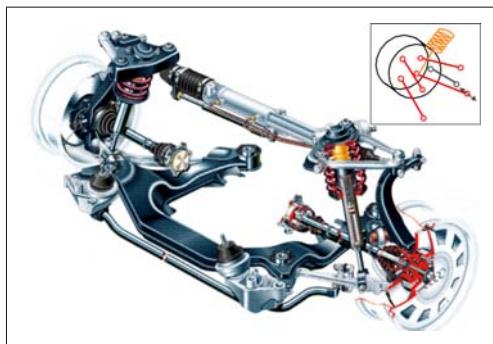


Bild 4-52: Mehrlenkeraufhängung mit fünf Querlenkern (einer ist die Spurstange) (Vorderachse Audi A4, Bj. 1999)

4.3.7.2 Fünflenker-Hinterachs aufhängung (Raumlenker)

Für die Hinterachse setzt man fünf voneinander unabhängige, räumlich zwischen Radträger und Achsträger verteile 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 Raumlenkeraufhängung ist die von Mercedes C190 aus 1985 (**Bild 4-53** in der M-Klasse).

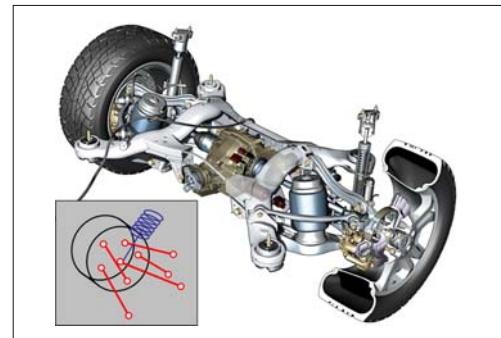


Bild 4-53: Raumlenkeraufhängung (Hinterachse DC M-Klasse, Bj. 2005)

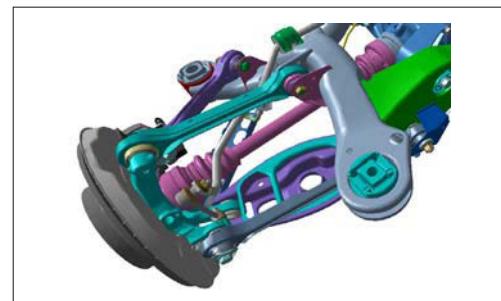


Bild 4-54: Fünflenker-Hinterachs aufhängung (Hinterachse des 3er BMW E90, Bj. 2005))

In den aktuellen 1er- und 3er-Modellen des BMW sind ebenfalls Fünflenker-Hinterachs aufhängungen eingebaut. Damit hat BMW das Konzept der bis dahin eingebauten Zentralallenlenkeraufhängung verlassen, um das größere Optimierungspotenzial des Raumlenkers auszunutzen (**Bild 4-54**).

In der Mercedes S-Klasse (W220, Bj. 1997) kreuzten sich die beiden oberen Querlenker. So entstand eine ideelle Spreizachse, geneigt zur Fahrzeugginnenseite. Dadurch lässt sich eine gezielte Abstimmung der elastischen Lenkwinkel beim Bremsen und Anfahren realisieren (**Bild 4-55**).

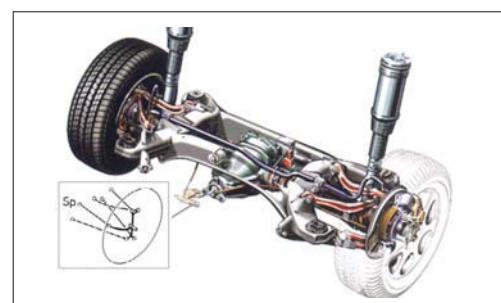


Bild 4-55: Mehrlenkeraufhängung mit gekreuzten oberen Lenkern (Hinterachse DC S-Klasse W220, Bj. 1997)

Die Vorteile der Fünflenker-Radaufhängungen sind:

- ◆ gezielte Auslegung der kinematischen und elasto-kinematischen 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 Nebenfederatoren, viele Gummilager,
- ◆ Längsfederung schwieriger zu realisieren,
- ◆ unbedingt ein Achsträger notwendig.

In einer Patentanmeldung [10] von BMW wird die optimale Anordnung der fünf Lenker für die Hinterachse wie folgt beschrieben: Es sollten zwei Lenker oben, zwei unten und die fünfte als „Spurstange“ auf der Radmittelpunktebene, hinter der Radmitte mit einer Pfeilung von 3° bis 10° angestellt angeordnet sein (**Bild 4-56**).

Diese Spurstangenanordnung ermöglicht einen langbauenden Lenker, der toleranzunempfindlich ist und geringe Kardanik bzw. Torsion verursacht. Dies lässt wiederum die Anwendung kostengünstigen Gummilagers statt Kugelgelenke zu. Die kurzbauende oberen beiden 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. Die höhenversetzte Anbindung ermöglicht, die Lenker besonders nahe zueinander am Radträger anzulernen, was für die Erzeugung der optimalen Spreizachse von Bedeutung ist.

4.3.8 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. Das Drehschubgelenk lässt sowohl die translatorische als auch die rotatorische Bewegung einer Achse zu und wird gleichzeitig als stehender Dämpfer (Zweirohrdämpfer) benutzt. Das Dämpferrohr wird fest mit dem Radträger verbunden und die Kolbenstange drehbar am Aufbau befestigt. Damit gehen die Aufbaukräfte über die 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 4-57**). Diese sind teurer und benötigen einen größeren Einbauraum.

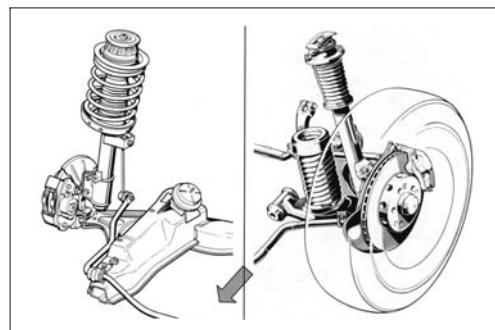


Bild 4-57: Federbein-Radführung (links) und Dämpferbein-Radführung (rechts, Feder und Dämpfer getrennt)

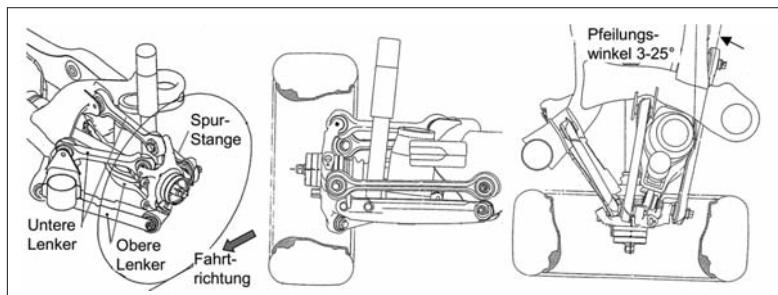


Bild 4-56:
Räumliche Anordnung
der fünf Lenker um den
Bauraum voll auszunutzen
und optimale kinema-
tische sowie elastokine-
matische Auslegung zu
sichern [10]

Die Seitenkräfte, die durch die Federabstützung entstehen, belasten die Kolbenstange auf Biegung und verursachen damit eine höhere Reibung. Sie werden deutlich reduziert, indem seitenkraftausgleichende Kolbenbeschichtungen eingesetzt werden. Damit zeigt das Ansprecherhalten der Federung, gegenüber anderer Arten der Radführung, keinen großen Nachteil mehr. Obwohl diese Aufhängungsart bereits 1924 von Fiat als Patent angemeldet und erst 1948 bei Ford Agila als „McPherson“ in die Serie eingeführt wurde, hat seine Verbreitung als wirtschaftlichste Vorderachskonstruktionen erst nach den siebziger Jahren eingesetzt. Zur Vervollständigung der Aufhängung brauchen Feder- oder Dämpferbeinaufhängungen noch drei 2-Punkt-Lenker; einer in der Mitte als Spurlenker und die beiden anderen an 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.

Bei einer modernen McPherson-Aufhängung wird die Feder oberhalb des Rades räumlich schräg und exzentrisch zur Kolbenstange angestellt. Der sichelförmige 3-Punkt-Lenker ist vorn mit einem Kugelgelenk am Radträger befestigt, welches ihm in der Draufsicht eine definierte Drehbewegung erlaubt (**Bild 4-58**).

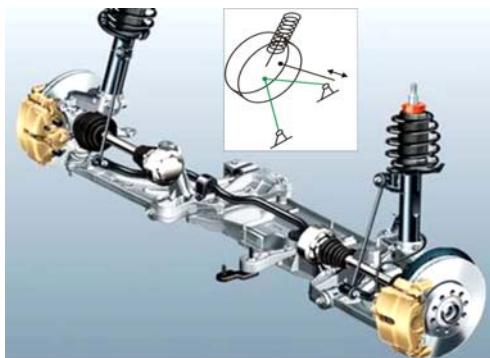


Bild 4-58: Federbein-Radführung McPherson (Vorderachse VW Golf 5, Bj. 2003)

In der Verlängerung der Radmittelachse ist der Lenker mit einem steifen Gummilager, das jedoch Kardanik zulässt, am Aufbau oder Hilfsrahmen befestigt, der die Querkräfte aufnimmt. Am langen Arm der 3-Punkt-Lenker, der nach hinten oder vorne zeigen kann, ist dagegen ein weiches, großvolumiges Gummilager angeordnet, der 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 etwa in Höhe des Querlenkers vor der Achse liegen, um ein untersteuerndes Anlenkverhalten sicherzustellen.

Eine optimale Lenkerauslegung erreicht man, wenn das harte Lager in Längsrichtung 10 bis 15 mm hinter oder vor dem Kugelgelenk liegt, um bei kleinen Längsfederauslenkungen Seitenkraftstöreffekte zu vermeiden (**Bild 4-66**).

Die Forderung nach einem kleinen oder gar negativen Lenkradius ergibt Einbauprobleme zwischen der Bremse und dem Kugelgelenk, weshalb es zweckmäßig sein kann, durch die Auflösung des 3-Punkt-Lenkerns eine ideale Spreizachse zu schaffen. Die aufgelösten unteren Lenker der Vorderachse wurden erstmals beim 5er und 7er BMW verwendet. Dadurch wurden nicht nur die Wechselwirkungen der Quer- und Längsdynamik vermieden und der untere Lenkachsendrehpunkt nach außen verlegt, sondern auch die Bauraumprobleme gelöst. Die Spurstange des vorne liegenden Lenkgetriebes verläuft fast parallel zum Querlenker, um eine hohe Spurtreue bei Längseinfederung des Rades zu gewährleisten. BMW konnte mit dieser Auflösung sehr lange Zeit dem kosten- und platzsparenden Federbein-Konzept treu bleiben, ohne dabei dessen Nachteile in Kauf nehmen zu müssen (**Bild 4-59**).

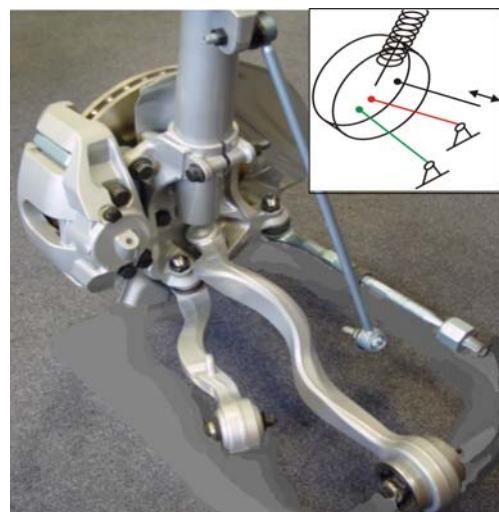


Bild 4-59: Federbein-Radführung mit aufgelösten unteren Lenkern (Vorderachse 5er BMW, Bj. 1988)

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 angeordneten Antriebsaggregaten),
- ◆ sehr kosten- und gewichtsparend,
- ◆ lange Federwege leicht realisierbar.

Beim Dämpferbein zusätzlich:

- ◆ geringere, ungefederte Masse,
- ◆ keine Wälzlagerung des Dämpferlagers,
- ◆ Dämpferübersetzung näher zu 1:1,

- ♦ günstige Unterbringung der Schraubenfeder, größere Führungslänge möglich,
- ♦ günstigere Knautschzone,
- ♦ reparaturfreundlicher als Federbein.

Die Nachteile dagegen sind:

- ♦ an den Vorderachsen ungünstigere kinematische Eigenschaften gegenüber Doppelquerlenker,
- ♦ Hochkräfte werden direkt am Radkasten eingeleitet, die entsprechend verstärkt werden muss,
- ♦ schwierige Isolation der Fahrbahneräusche,
- ♦ geringe Bremsnickabstützung,
- ♦ Reibung an der Kolbenstange verursacht Verschleiß und hochfrequente Schwingungen,
- ♦ Empfindlichkeit der Vorderachse gegen Reifenunwucht und Radlaufabweichungen,
- ♦ beim Dämpferbein werden Federkräfte über den unteren Lenker an den Radträger geleitet; Lenker und Kugelgelenk deutlich höher belastet.

Bild 4-60 zeigt das Eigenschaftsprofil für die Federbeinaufhängung.

Die Anordnung der radführenden Feder-/Dämpferbeinaufhängungen für die Hinterachse ist ähnlich, mit dem Unterschied, dass man hier als Anbindung zum Radträger kein Kugelgelenk braucht und die Kolbenstange in Zylinderrohr keine Drehbewegungen mehr machen muss. Außerdem lassen sich die unteren Querlenker sehr lang, bis zur Fahrzeugmitte gestalten, um die Spurweiten- und Sturzänderungen zu minimieren, so dass dies bei Beladung ein weniger stark absinkendes Wankzentrum zur Folge hat.

Neben dem Federbein braucht man entweder drei 2-Punkt-Lenker oder einen 3-Punkt- plus einen 2-Punkt-Lenker. Einer der Lenker ist immer (schräg gepfeilt) 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.

Wenn der untere Querlenker aufgelöst und einer davon am anderen gelagert wird, braucht man nur noch einen Längslenker (**Bild 4-61**). Somit hat man eine sehr einfache, kostengünstige Ausführung mit viel Freiraum zwischen den Rädern.

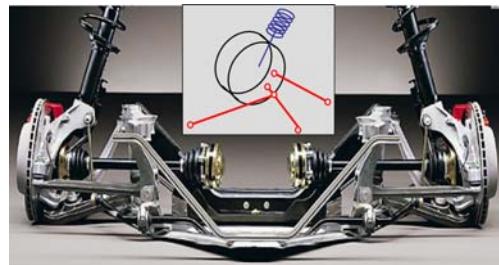


Bild 4-61: Federbeinaufhängung mit je einem Längs- und Querlenker (Hinterachse Porsche Boxter S, Bj. 2002)

Die Federbeinaufhängungen eignen sich für die Hinterachsen mit und ohne Antrieb und sind wegen den sehr einfachen Lenkern relativ kostengünstig herzustellen (**Bild 4-62**). 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 Lenker 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.

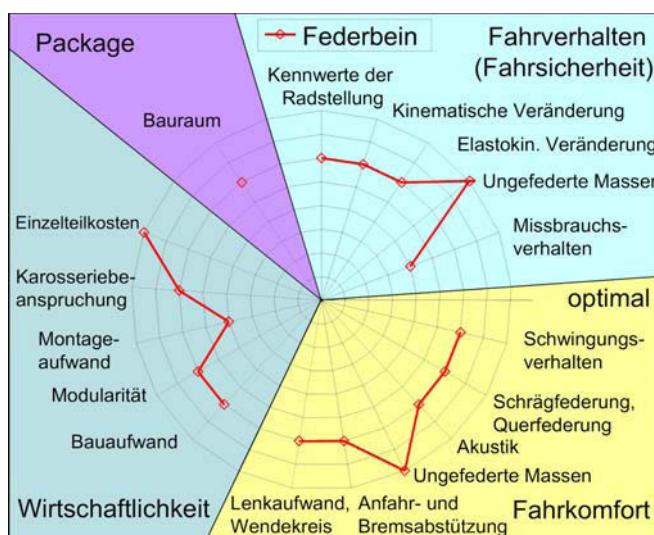


Bild 4-60:
Eigenschaftsprofil für die
Federbeinaufhängungen[2]

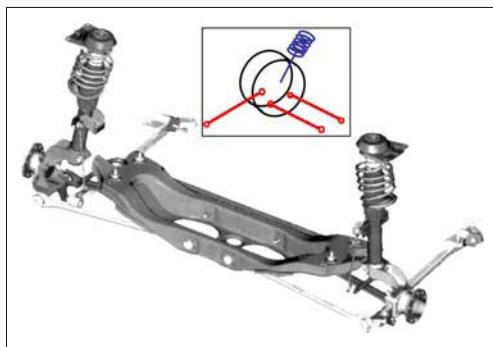


Bild 4-62: Federbein mit zwei quer und einem längs angeordneten 2-Punkt-Lenkern (Hinterachse Ford Mondeo, Bj. 2000)

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 4-63.

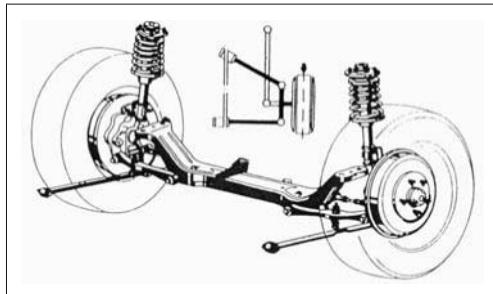


Bild 4-63: Twin Trapezoidal Link (Hinterachse Mazda 626)

4.4 Einzelradaufhängungen der Vorderachse

Die Auswahl der Aufhängungskonzepte für die Vorder- und Hinterachse weichen voneinander ab, weil die Anforderungen und Gegebenheiten der beiden sehr unterschiedlich sind. Die Eignung der beschriebenen Radaufhängungskonzepte für die Vorder- und Hinterachsen sind deshalb separat zu behandeln.

4.4.1 Forderungen an die Vorderachsauhängungen

Die Radaufhängung sorgt für die Übertragung der Brems-, Antriebs- und Seitenkräfte sowie die präzise Führung des Rades gegenüber dem Aufbau. Sie hat damit eine Doppelfunktion von Kraft- und Bewegungsübertragung:

- ◆ Zuerst muss die Radaufhängung die Stellung des Rades zum Aufbau und zur Strasse bei allen Fahrsituationen und auftretenden Kräften so halten, dass die Fahrtrichtung nicht gestört wird.
- ◆ Sie muss die ungewünschte (Hub-, Wank- und Roll-)Bewegungen des Aufbaus unterbinden.
- ◆ Sie muss die Kräfte so übertragen, dass die Reaktionszeit beim Beschleunigungs-, Brems- und Lenkvorgang sehr kurz ist (hohe Steifigkeit).
- ◆ Sie muss die Weiterleitung der Schwingung und Stöße, die vom Rad kommen verhindern (isolieren).
- ◆ Die Konstruktion der Radaufhängung hat Crashanforderungen zu berücksichtigen. Anbindungsstellen an den Längsträgern dürfen die Energieaufnahme nicht behindern.
- ◆ 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 Fahrzeugpackage möglichst gering zu halten.
- ◆ Störungen durch Drehmomentschwankungen, Bremsscheibentoleranzen, Unwuchten, ESP-Wirkung als auch Fahrbahnunebenheiten sind von der Lenkung fernzuhalten.
- ◆ Die Lenkkinematik muss für eine schnelle, gleichmäßige Lenkradrückstellstellung sorgen.
- ◆ Sie muss in den Kurven ein untersteuerndes bis neutrales Eigenlenkverhalten aufweisen.
- ◆ Ungleiche Reibwerte am linken und rechten Rad dürfen nicht zu unangemessenen Lenkmomenten führen und den Fahrer beim Ausregeln möglichst unterstützen.
- ◆ Sie muss in allen Fahrsituationen ein direktes Gefühl zur Straße vermitteln. Geringe Reibung und Elastizitäten sind anzustreben.

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 Lenkungslenker, die „Spurstangen“ heißen, verbinden die Zahnstange mit den beiden Radträgern; nach innen zur Zahnstange mit einem Axialkugelgelenk und nach außen zum Rad-

träger mit einem Winkelkugelgelenk. Die Gelenkmittelpunkte bestimmen die Lenkkinetik. Die Eigenschaften der Lenkung dominieren die Auslegung jeder Vorderachse.

Wichtig dabei ist die Anordnung der genannten Gelenkpunkte derart, dass die Ackermanngesetze 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 Lengetriebe 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.

Die Auswahl des Aufhängungskonzepts für die Vorderachsen wird bestimmt durch folgende Faktoren:

- ◆ Anordnung des Antriebsaggregates (Front/Heck, Längs/Quer, Motor/Getriebe),
- ◆ Antriebsart (angetrieben, nicht angetrieben),
- ◆ Motorgröße (4-, 5-, 6-, 8-Zylinder, Reihen-, V-Anordnung),
- ◆ Fahrzeugklasse (Mini-, Klein-, Mittel-, Luxus-, SUV-, Sportklasse).

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 Fahrzeugen aus.

75 % dieser Fahrzeuge haben einen Frontantrieb. Hier liegt die Einsatzquote der McPherson-Aufhängung sogar bei 90 % (**Bild 4-64**).

Bei den nicht angetriebenen Vorderachsen dagegen ist Doppelquerlenker mit 53 % häufiger als McPherson mit 39 %. Die Mehrlenkerachsen findet man mit 15 % ausschließlich (Ausnahme Audi A4/6/8) bei nicht angetriebenen Vorderachsen, jedoch insgesamt nur 1 % bei allen Vorderachsen.

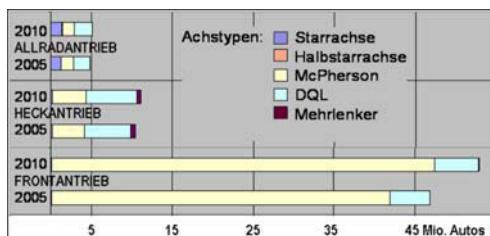


Bild 4-64: Anteile der Vorderachstypen (Allrad, angetrieben und nicht angetrieben) weltweit in den Jahren 2005 und 2010

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 zu treffen, wobei die Allradfahrzeuge lediglich 6,7 % der Gesamtfahrzeuge ausmachen).

4.4.2 Komponenten der Vorderachse

Neben der Aufhängung gehören die Lenkung, Federung/Dämpfung, Radlagerung und in der Regel ein Hilfsrahmen, gegebenenfalls mit Hilfsrahmengummilager, zu Komponenten der Vorderachse. Häufig wird auch die Lenksäule hinzugezählt. Das Antriebsaggregat wird gerne auf dem Hilfsrahmen mit 2 bis 3 Gummilagern (meist Hydrolager, zum Teil sogar regelbar) befestigt. Diese gehören ebenfalls zu den Komponenten der Vorderachse.

4.4.3 Bauarten der Vorderachse

Wie die Auswertung des Jahres 2005 zeigt, sind vor allem zwei Bauarten für die Vorderachse von Bedeutung: McPherson und Doppelquerlenker. Das Auflösen der Dreiecksquerlenker zu Einzellenker in beiden Konfigurationen eliminiert funktionale Nachteile und führt zu weiteren Derivaten dieser Konzepte, wie 4- und 5-Lenker-Vorderachsen.

4.4.3.1 McPherson-Achse mit Verbindungstraverse

Die zunehmend höhere Motorisierung verursacht bei McPherson-Vorderachsen stärkere Belastungen der Federbeinlager, die Querkräfte und Längskräfte abstützen. Deshalb ist es zweckmäßig, die beiden Lageraufnahmen mit einer Quertraverse miteinander zu verbinden um eine erhöhte Quersteifigkeit zu erzielen. Diese Traverse lässt sich auch als zusätzlicher Motoraufhängungspunkt benutzen (**Bild 4-65**).

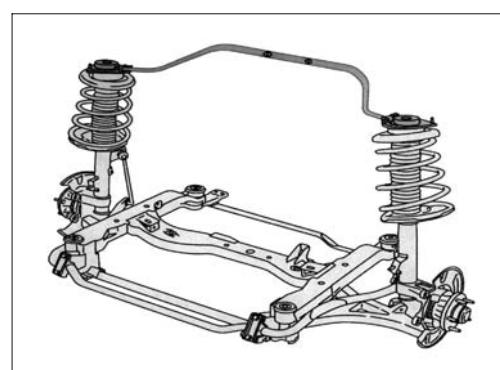


Bild 4-65: McPherson-Vorderachse mit Quertraverse

4.4.3.2 McPherson-Aufhängung mit optimiertem unteren 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. Der längere Schenkel kann außerdem so optimiert werden, dass er bei einem Crash gezielt gebogen wird, um maximal mögliche Energie aufzunehmen zu können (**Bild 4-66**).

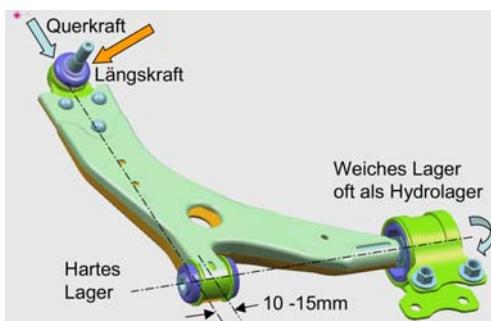


Bild 4-66: McPherson unterer 3-Punkt-Lenker

4.4.3.3 McPherson-Aufhängung mit aufgelöstem unteren Lenker

Die Forderung nach einem kleinen gar negativen Lenkradius ergibt Einbauprobleme zwischen der Bremse und dem radseitigen Führungsgelenken, weshalb es zweckmäßig sein kann, durch die Auflösung von 3-Punkt-Lenkern die virtuelle Spreizachse zu schaffen. Wenn der untere 3-Punkt-Lenker durch zwei 2-Punkt-Lenker ersetzt wird, hat man die beiden Funktionen (Quersteifigkeit und Längselastizität) bei entsprechender Geometrieauslegung durch reine Zug-/Druckkraftübertragung voneinander getrennt. Außerdem kann der untere Punkt der Lenkachse beliebig ausgelegt werden, weil er auf dem Schnittpunkt beider Lenker liegt. Diese ermöglicht dem Konstrukteur große kinematische Auslegungsfreiheit, um die Stör-einflüsse auf die Lenkung zu minimieren (**Bild 4-67**). In **Bild 4-59** sind die beiden Lenker einheitlich zu erkennen. Die extrem dicht zueinander angeordneten Kugelgelenke erschweren die räumliche Unterbringung. Dies wird durch ein „Doppelgelenk“, bei dem die Kugelmittelpunkte höhenversetzt und die Kugelzapfen entgegengesetzt orientiert sind, beseitigt.



Bild 4-67: McPherson mit aufgelösten Lenkern

4.4.3.4 McPherson mit doppeltem Radträger

Bei den frontangetriebenen Fahrzeugen mit starken Motoren können große Drehmomentunterschiede zwischen den beiden Rädern entstehen. Diese stören die Lenkung und das Lenkgefühl. Die Größe des Störkraftbelarbs (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 Radträgers 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 frei-zügiger 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 4-68**).

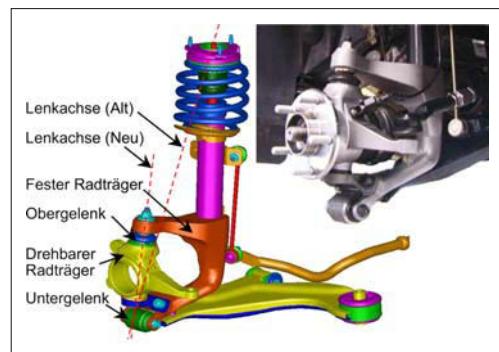


Bild 4-68: McPherson-Vorderachse mit doppeltem Radträger

4.4.3.5 Doppelquerlenker mit aufgelösten Lenker

Bei einer Doppelquerlenkervorderachse (3-Lenker) ist der Radträger über 2 übereinander angeordnete Querlenker mit jeweils einem Kugelgelenk geführt. Der obere Querlenker kann innerhalb der Felge oder für bessere Querkraftabstützung oberhalb des Rades positioniert sein. Auch in dieser Anordnung bringt die Auflösung der unteren Ebene (4-Lenker) zusätzliche Vorteile, wie bei der McPherson-Achse dargestellt. Darüber hinaus kann auch die obere Ebene aufgelöst werden (5-Lenker), wodurch die Lenkachse noch freier definiert und der Störkrafthebelarm auf bis 10 mm reduziert werden kann (**Bild 4-69**).

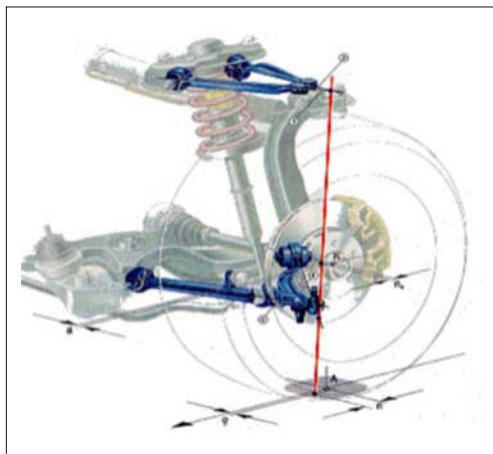


Bild 4-69: 5-Lenker-Vorderachse (Audi A4 und A8)

4.5 Einzelradaufhängungen der Hinterachse

4.5.1 Forderungen an die Hinterachse

Die Hinterachse benötigt, wenn keine Hinterradlenkung verbaut ist, keine Lenkbarkeit. Sie ist insofern einfacher auszulegen als die Vorderachse. Dagegen ist der Einfluss der Hinterachse beim Wanken, Nicken, Geradeausfahrt und Eigenlenkverhalten relativ groß. Auch die beladungsabhängigen Laständerungen sind an der Hinterachse deutlich ausgeprägter.

Beim Bremsen in den Kurven und beim Beschleunigung (Heckantrieb) dominiert der Einfluss der Hinterachse das Gesamtfahrzeugsverhalten deutlich. Von den Einbauverhältnissen her, muss die Hinterradaufhängung so schmal und flach bauen wie möglich, um größtem Freiraum, mit großer Durchladebreite und tiefer Ladekante zu erreichen.

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.

4.5.2 Komponenten der Hinterachse

Neben den Aufhängungskomponenten, Federung, Dämpfung, Radträger, Radlagerung gehören Hilfsrahmen mit seiner Lagerung (bei den Starr- und Halbstarrachsen sowie einigen nicht angetriebenen Einzelradaufhängungen braucht man keinen Hilfsrahmen), Ausgleichsgetriebe und Seitenwellen samt ihre Aufhängung zu den Komponenten der Hinterachse.

4.5.3 Bauarten der Hinterachse

Wie die Auswertung des Jahres 2005 zeigt, ist die Variantenvielfalt bei den Hinterachsen deutlich größer als bei den Vorderachsen. Es sind 6 Achskonzepte, die häufig zu finden sind: Mit 26 % führen die Verbundlenkerachsen gefolgt mit jeweils 23 % Starr- und Mehrlenkerachsen. 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 4-70**).

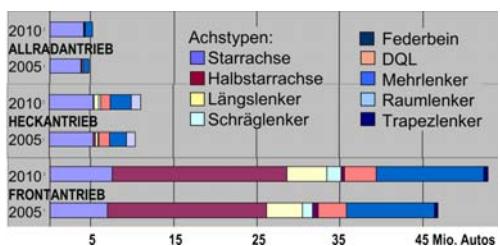


Bild 4-70: Anteil der Hinterachstypen (Allrad, angetrieben und nicht angetrieben) in den Jahren 2005 und 2010

4.5.3.1 Nicht angetriebene Hinterachse

Bei den nicht angetriebenen Hinterachsen führen die halbstarren Bauarten mit 42 % (Verbundlenker 34 %, Torsionslenker 8 %, **Bild 4-70**). Alle Kleinfahrzeuggklassen haben danach eine raum- und kostensparende Verbundlenkerachse. 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 die nicht angetriebene Kleinwagen-Hinterachsen sind die halbstarren Achsen aus Nutzen/Kosten-Betrachtungen her die sinnvollste 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 haben nur ab der Mittelklasse Chancen, weil hier der Kostenaufwand nicht Hauptkaufkriterium ist. Die Starrachsen sind nur bei den Frontantrieb-Versionen der allradangetriebenen großen Pkws und Transportern sowie Light Trucks wegen der deutlich höheren Belastbarkeit zu finden.

4.5.3.2 Angetriebene Hinterachse

Die Starrachsen werden bei den angetriebenen Hinterachsen mit 57 % deutlich bevorzugt (**Bild 4-70**). 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 die Starrachsen. In Europa bei den Mittel- und Oberklassenfahrzeugen werden fast ausschließlich diese Bauarten bevorzugt. Schließlich haben bei den angetriebenen Hinterachsen die Doppelquerlenkeraufhängungen einen Anteil von 9 %.

4.5.4 ULSAS-Benchmark für Hinterachsen

In Auftrag des IISI (*International Iron and Steel Institut*), das von den weltweit führenden Stahlherstellern unterhalten wird, hat Lotus Engineering im Jahr 2000 eine sehr umfangreiche Benchmarkuntersuchung (ULSAS-Benchmark, *Ultra Light Steel Auto Suspension*) an Mittelklasse-Fahrzeugen vorgestellt [11]. Ziel war es einerseits nachzuweisen, dass das Gewicht von 5 ausgesuchten Hinterachsen mit innovativen Stahlösungen ohne Mehrkosten um 20 % gesenkt werden kann. Andererseits sollten die Kosten von Leichtbauachsen aus Aluminium ohne Mehrgewicht um 20 % reduziert werden. Schließlich war ein Vorschlag für eine optimierte Kosten/Nutzenrelation auszuarbeiten.

Unter den 9 europäischen, 4 amerikanischen und 3 asiatischen Autos des Baujahr 1998 wurden 8 ausge-

sucht, die vier unterschiedliche Aufhängungskonzepte haben. Für jede Serienachse wurde eine gewichts- und kostenoptimierte Lösung entwickelt (**Bild 4-71**). Dazu hat Lotus auch eine gewichts- und kostenoptimierte Konzeptachse ausschließlich aus Stahlbauteilen entwickelt (**Bild 4-72**). Diese Achse hat ein Federbein mit einem mit dem Radträger verbundenen Längslenker und zwei geraden Querlenkern ohne Hilfsrahmen. Sie wiegt etwa die Hälfte des Benchmarkdurchschnitts bei niedrigen Kosten (Zweitbeste im Kostenranking) und ausgewogenen technischen Eigenschaften.

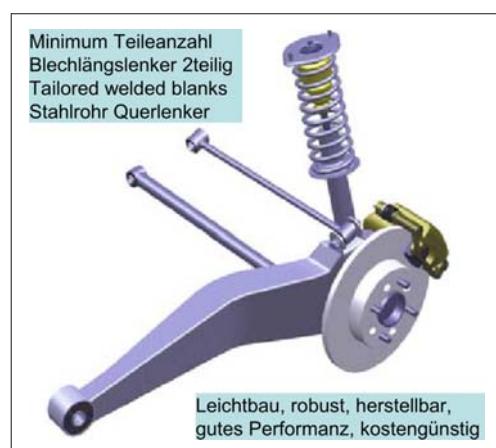


Bild 4-72: Lotus Unique Leichtbau-Hinterachse [11]

Der Umfang der Untersuchung betraf die Aufhängung einschließlich Lenker, Feder, Dämpfer, Radträger, und Radlager. Nur die Integrallenkerachse hatte einen Hilfsrahmen. Die gemessenen Gewichte und geschätzten Kosten (Material, Werkzeugkostenanteil, Montage) sowie das Gesamtergebnis zeigen **Bild 4-73** und **Tabelle 4-4**.

Diese Studie zeigt, dass eine gewichtsoptimierte Aufhängung nicht unbedingt aus Leichtmetall bestehen und nicht teurer sein muss.



Bild 4-71: Für ULSAS-Benchmark ausgewählte Hinterachsen: 1) Audi A6-Verbundlenker, 2) Ford Taurus-Federbein, 3) Toyota Camry-Quer-/Längslenker; 4) 5er BMW-Integrallenker (alle Bj. 1998) [11]

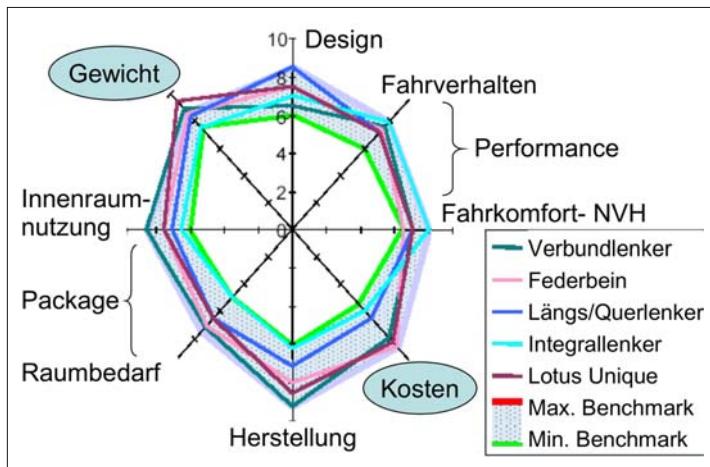


Bild 4-73:
Lotus Unique im Vergleich [11]

Tabelle 4-4: Gewichts- und Kostenvergleich (5 = bester Wert)

	Verbundlenker	Federbein	Längs/ Querlenker	Integral- lenker	Lotus
Kosten in \$	185	152	209	490	163
Gewicht in kg	34	42	40	48	27
Design	1	3	5	3	4
Fahrverhalten	4	2	2	5	3
NVH	3	2	3	5	3
Herstellung	5	3	2	1	4
Package	5	4	2	1	3

4.6 Konstruktionskatalog als Auswahlhilfe für die Achstypen

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 [12]. Ein Konstruktionskatalog für die Achsen wird gewiss nie für die Entscheidung des Achskonzepts neuer Modelle benutzt. Er bietet aber eine sehr übersichtliche und kompakte Sammlung aller bekannten Ausführungsmöglichkeiten samt deren Merkmalen für die Vorder- und Hinterachsen (**Tabelle 4-5**).

4.7 Gesamtfahrwerk

Das Zusammenwirken beider Achsen und deren Anpassung zueinander sowie zu den Aufbaumerkmalen (Gewicht, Länge, Breite, Antriebsaggregat, s. Abschnitt 1.3) bestimmt, wie gut das Gesamtfahrwerk funktioniert. D.h., eine gute Vorderachse mit einer ebenfalls guten Hinterachse, die jedoch nicht zueinander und zum Rest des Fahrzeugs passen, kann kein gutes, optimales Fahrverhalten abgeben. Insofern lassen sich die beiden Achsen nie unabhängig voneinander bestimmen, auslegen und abstimmen.

4.7.1 Zusammenspiel von Vorder- und Hinterachse

Die kinematischen Eigenschaften der Vorder- und Hinterachse sind aufeinander abzustimmen, um ein harmonisches Gesamtfahrzeugverhalten zu erhalten.

HAUPTTEIL		ZUGRIFFSTEIL		ALLGEMEIN		KINEMATIK	FAHRVERHALTEN	FAHKOMFORT	WIRTSCHAFTLICHKEIT	
GLIEDERUNGSTEIL		BEZEICHNUNG		SONST. NAMEN						
1 L -	-	1 L -	-	1 STARRACHSE	Ahangeloge Radauführung	V1	2 3 1 3 2 2 1 5 2 2	1 2 3 1 2 3 1 4 4 2 1 4 3	HERSTELLKOSTEN	
3 Q -	-	1 Q S 2 -	-	1 DAMPFERBEIN/ FEDERBEIN	McPherson-Achse	V2	5 5 4 3 3 5 4 4 5 2 3	4 3 3 5 3 3 4 4 1 5 5	EINZELTEILEKOSTEN	
4 Q S 2 -	-	1 Q S 2 -	-	1 FEDERLENKER MIT 2	Doppelgelenk. Federleitnachse	V3	3 5 4 4 3 5 5 5 4 5 2	4 4 4 5 4 3 4 4 1 4 4	MONTAGEKOSTEN	
2 Q -	-	1 Q S 2 -	-	1 QUERBLINKER MIT	Blattfederlenker-achse	V4	1 2 5 3 3 4 2 3 2 2 3	2 2 2 3 2 2 4 4 5 2 4 5	RAUMAUSSNUTZUNG	
3 Q -	-	2 Q -	-	1 DOPPEL- QUERLENKER	Double Wishbone/ SLA	V5	3 5 3 2 4 4 5 3 4 5 2	5 5 5 2 5 5 3 4 5 2 1 1 2	MODULARITÄT	
4 Q S 2 1 -	-	1 DREIECKLENKER		1 MEHRLINKER MIT T	Aufgelöste DQL	V6	3 5 3 2 5 5 5 3 5 5 2	5 5 5 4 4 5 2 1 2 1 1 2	KAROSSERIEREIBELASTUNG	
5 Q S 4 -	-	1 MEHRLINKER		1 MEHRLINKER MIT 4	Verbund-Koppl- lenker	V7	1 5 3 2 5 5 5 3 5 5 2	5 5 5 4 5 2 1 2 1 1 1	UNGEFEDERTE MASSEN	
1 L -	-	1 L -	-	1 STARRACHSE	MIT Abhängige BLATTFEDER	H1	1 3 4 4 - - 3 5 1 2 1 1	2 1 1 1 1 1 1 1 1 1 4 3 1 4 4	UNGEFEDERTE RADSTELLUNG	
2 L S 2 -	-	1 L S 2 -	-	1 STARRACHSE	Mit Abhängige BLATTFEDER	H2	3 4 3 3 - - 3 5 2 2 2 2 2	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 4 3 1 4 4	KINEMAT. VERÄNDERUNG	
3 S 2 -	-	1 S 2 -	-	1 DEICHSELACHSE	DeDion Achse	H3	1 4 2 3 - - 3 5 2 2 2 2 2	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 2 3 2 3 3	MISSBRAUCHSVERHÄLTEN	
4 Q S 2 1 -	-	1 VERTIKALENKER		1 VERTIKALENKER	Verbund-Koppl- lenker, Twistedbeam	H4	5 1 5 5 - - 3 5 4 4 1 4 2 2 1 4 - 4 2 5 1 4 4 5 5	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 3 2 4 3 3 4 4 4	ANGETRIEBEN	
5 Q S 4 -	-	1 VERTIKALENKER		1 TORSIONSKURBEL- LENKER	Kurdelarmachse	H5	2 1 4 4 - - 3 5 4 3 1 3 2 2 1 3 - 3 2 4 3 3 4 4 4	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 4 3 1 4 4 5 5	4 PUNKTLINKER	
1 L -	-	1 L -	-	1 L -	Längslenker	H6	2 1 3 3 - - 3 5 1 1 1 4 2 4 1 4 - 4 1 2 4 4 4 4 4	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 4 3 1 4 4 5 5	3 PUNKTLINKER	
2 Q -	-	1 Q S 2 -	-	1 L -	Kurbel-Pendelachse	H7	2 3 3 2 - - 5 5 2 2 1 4 1 4 1 3 - 4 2 4 4 4 4 4	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 4 3 1 4 4 5 5	DRHE SCHUBLENKER	
3 Q 1 2 -	-	3 Q 1 2 -	-	1 L -	Schräglenker	H8	2 3 3 4 - - 4 5 5 4 5 2 3 4 3 - 5 3 3 4 4 4 1 5 4	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 4 3 1 4 4 5 5	4 PUNKTLINKER	
4 Q S 3 -	-	3 Q S 3 -	-	1 L -	DAMPFERBEIN/ FEDERBEIN	H9	3 3 3 4 - - 5 5 5 4 5 2 4 4 4 - 5 3 3 4 4 4 1 5 4	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 4 3 1 4 4 5 5	3 PUNKTLINKER	
5 Q S 5 -	-	5 Q S 5 -	-	1 L -	Doppelgelenk- FB, Stutzenlinks	H10	4 5 3 2 - - 5 3 4 5 5 2 5 5 5 - 4 5 2 1 1 1 1 2	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 4 3 1 4 4 5 5	3 PUNKTLINKER	
1 S -	-	1 S -	-	1 L -	Aufgelöste DQL	H11	3 4 3 2 - - 5 4 5 5 5 2 5 5 5 - 4 5 2 1 2 1 1 2	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 4 3 1 4 4 5 5	3 PUNKTLINKER	
2 Q -	-	2 Q -	-	1 L -	Integriertenachse	H12	1 5 1 2 - - 5 3 4 4 4 4 3 4 4 5 - 4 4 2 1 2 1 1 1	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 4 3 1 4 4 5 5	3 PUNKTLINKER	
3 Q 1 2 -	-	3 Q 1 2 -	-	1 L -	Schwellenachse	H13	3 3 3 3 - - 4 4 4 4 4 3 4 4 5 5 - 4 4 2 1 2 1 2 2	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 4 3 1 4 4 5 5	3 PUNKTLINKER	
4 Q S 3 -	-	4 Q S 3 -	-	1 L -	Türlink SLA, E-Link	H14	3 5 1 3 - - 5 3 5 5 5 2 5 5 5 - 5 5 2 1 1 2 2 2	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 4 3 1 4 4 5 5	3 PUNKTLINKER	
5 Q S 5 -	-	5 Q S 5 -	-	1 L -	Funklenkerachse Multi- Link Axle					

Tabelle 4-5: Konstruktionskatalog für die Achsen (L = Längs, Q = Quer, S = Schräg, V = Orderachse, H = Hinterrachse, I = Vorderachse, 1 = sehr günstig, 5 = sehr ungünstig) [12]

Wichtig sind die Momentanzentren, durch die die Wankachse des Aufbaus verläuft. Allgemein wird eine 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 leicht unterschiedlich zu wählen, um ausgeprägte Nickeigenschwingungen auszuschließen.

Die gegenseitige Beeinflussung der Vorder- und Hinterachse macht sich hauptsächlich beim Eigenlenkverhalten des Gesamtfahrzeugs bemerkbar (s. Abschnitt 2.5.3).

4.8 Radaufhängungen der Zukunft

4.8.1 Achstypen der letzten 20 Jahren

In den letzten 20 Jahren hat sich die Einsatzhäufigkeit der Achstypen stark geändert. Vergleicht man die Porsche Studie mit den Zulassungszahlen aus 1985 und 1995 (nur in der BRD, bis 1300 kg. Leergewicht) [13] mit den Zulassungszahlen von 2000 [14] und 2005 [15] stellt man folgende Änderungen und Tendenzen fest:

- ◆ der Anteil der Allradfahrzeuge ist von 4,5 auf 6,5 % gestiegen,
- ◆ der Frontantrieb dominiert deutlich (76,5 %),
- ◆ 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 Schräglenger hinten werden seltener (von 12,6 % im Jahr 2003 auf 10,2 % in 2005),
- ◆ der Anteil der Doppelquerlenker hinten steigt von 6,1 % auf 8 %, insbesondere bei nicht angetriebenen Achsen,
- ◆ der Anteil der Mehrlenkeraufhängungen hinten bleibt stabil bei 25 % nach starker Steigerung in den Jahren 1985 bis 1995,
- ◆ der Anteil des Feder-/Dämpferbeins hinten hat keine Bedeutung mehr (1,2 %).

4.8.2 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 überschaubar geworden: Bild 4-74 zeigt die Anteile für die Vorderachsen und Bild 4-75 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. Bild 4-76 und Bild 4-77 zeigen deren vorausgesagte Bedeutung für die einzelnen Fahrzeugsegmente.

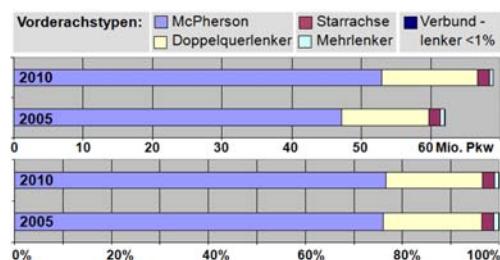


Bild 4-74: Anteile der Vorderachstypen weltweit in den Jahren 2005 und 2010: nur vier Typen werden gebaut, Verbundlenker beschränkt sich nur auf ein Modell

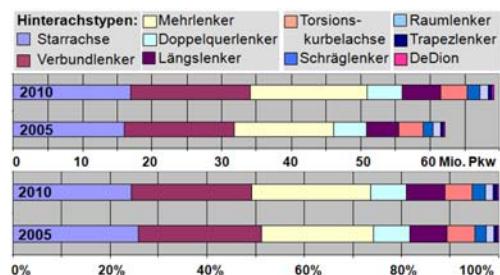


Bild 4-75: Anteile der Hinterachstypen weltweit in den Jahren 2005 und 2010: neun Typen werden gebaut, DeDion-Achse beschränkt sich nur auf ein Modell

4.8.3 Die zukünftigen Achstypen (Tendenzen)

Eine weitere Konzentration auf noch wenige Achstypen ist der Tendenz für die Zukunft [16].

Der steigende Kostendruck, eine potentiell große Käuferschicht mit wenig Kaufkraft, aber auch die Konsolidierung der Anzahl der Automobilhersteller, wird den Zwang zur „Achse aus 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 von unterschiedlichen 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 Gesamt Fahrzeug zurückgehen.

Für die Vorderachse wird die McPherson-Aufhängung die Volumenmodelle der unteren Klassen voll beherrschen. Sie wird gefolgt von Doppelquerlenker (zum Teil mit aufgelösten unteren Lenkern) mit langer Spindel für Oberklasse und SUVs als angetriebene Achse. Alle anderen Ausführungen werden nur Nischenlösungen bleiben.

Da die Außenabmessungen der Fahrzeuge nicht weiter wachsen werden, wird die McPherson-Aufhängung auch in Zukunft aus Bauraum- und Kostengründen führend bleiben. Vielleicht wird es gelingen, deren Nachteile so zu eliminieren, dass keine Notwendigkeit mehr für die teure Doppelquerlenkeraufhängungen besteht.

Als Hinterachse wird sich für nicht angetriebene Fahrzeuge bis Mittelklasse die Verbundlenkerachse weiterhin behaupten. Für 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 (Schräglenker, Längslenker, Integralenker, Federbein usw.) werden weiter an Bedeutung verlieren (**Bild 4-76**, **Bild 4-77**).

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 (keine teuren Trapezlenker mehr). 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 Hybridfahrzeuge und damit der Radnabenelektromotoren (**Bild 4-78**) stark steigt, ist hier mit ganz neuen, nur auf den Erfordernissen des Hybridantriebs entsprechenden Achstypen zu rechnen. Eine ist jedoch sicher: die Achsen werden sich in den nächsten 20 Jahren nicht wesentlich von den heutigen unterscheiden. Erst danach werden allmählich alle Fahrwerkfunktionen elektrifiziert und möglicherweise in der Felge untergebracht sein.

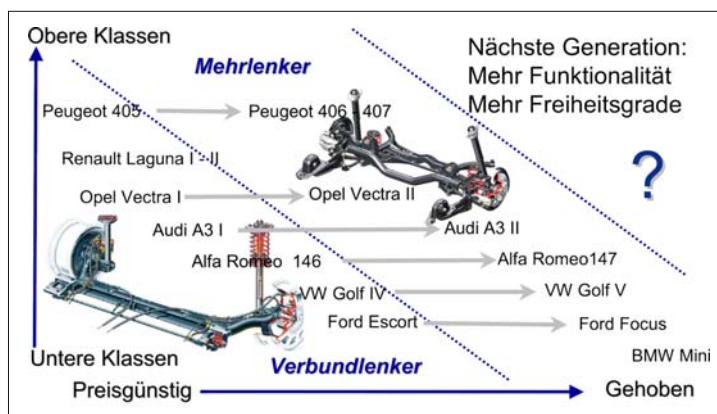


Bild 4-76:
Zukunftstendenzen der nicht angetriebenen Hinterachsen für die unteren Fahrzeugsegmente

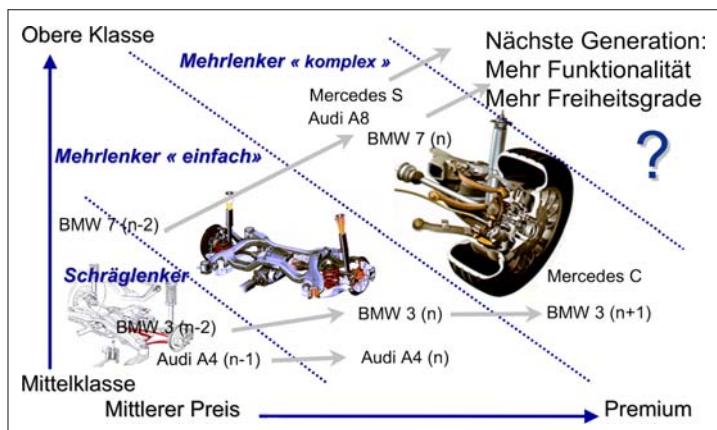


Bild 4-77:
Zukunftstendenzen der angetriebenen Hinterachsen für die oberen Fahrzeugsegmente

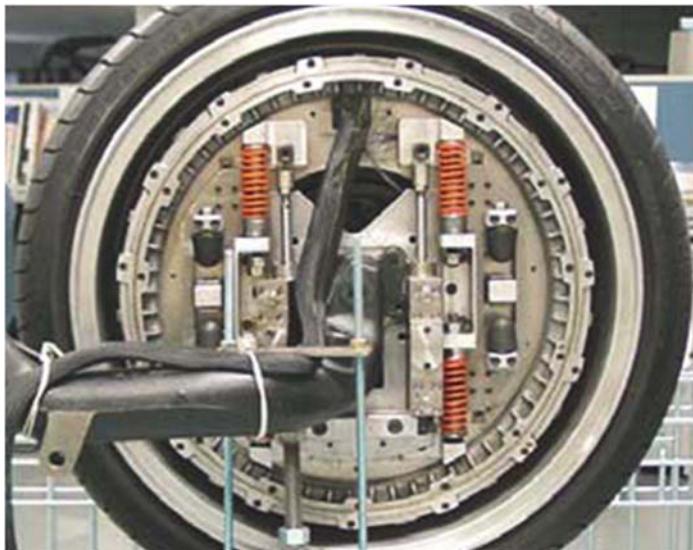


Bild 4-78:
Radnabenmotor mit Schwingungstilger von Bridgestone [17]

Die im **Bild 4-79** gezeigte Vision „eCorner-Modul“ von Siemens VDO hat den Radnabenmotor, Federung, Dämpfung, Bremse und sogar die Lenkung in einem sehr engen Raum zusammengefasst. Wenn

auch nicht in den nächsten 20 aber sicher in 30 Jahren sind solche Fahrwerke zumindest für elektrisch angetriebene Kleinstfahrzeuge durchaus realistisch (s. auch Abschnitt 8.3 und **Bild 8-8**).

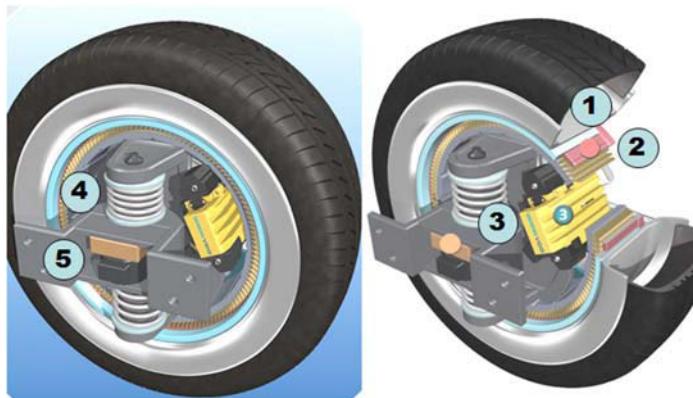


Bild 4-79:
eCorner-Modulkonzept von
Siemens VDO [16]:
1 Reifen und Felge,
2 Radnabenmotor,
3 Keilbremse,
4 aktive Feder/Dämpfer
5 Lenkung

Literatur

- [1] Braess, Seifert: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2001
- [2] Heißing, B.: Vorlesungsmanuskript, TU München. München, 2005
- [3] Gillespie, T. D.: Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: SAE International, 1999
- [4] Matschinsky, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge. Berlin, Heidelberg: Springer, 1998
- [5] Henker, E.: Fahrwerktechnik. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1993
- [6] Reimpell, J.: Fahrwerktechnik: Radaufhängungen. Würzburg: Vogel Buchverlag, 1986
- [7] Magna Steyr: Dynamische Verbundlenkerachse. Firmenprospekt. Graz, 1994
- [8] Bastow, D.; Howard, G.; Whitehead, J.: Car Suspension and Handling, 4th ed. Warrendale: SAE International, 1993
- [9] Arkenbosch, Mom; Neuwied: Das Auto und sein Fahrwerk, Band 2. Stuttgart: Motorbuch, 1992
- [10] Eppelin, R.: Offenlegungsschrift DE 101 33 424 A1. Hinterachse eines PKWs mit fünf einzelnen Lenkern. Bundesdruckerei 11.02.102 640/565. 2003

- [11] Ultra Light Steel Auto Suspension - Engineering Report Lotus Engineering. Warrendale: SAE International, 2000
- [12] *Ersoy, M.*: Konstruktionskataloge für PKW Leichtbauachsen. Haus der Technik, Tagung Fahrwerkstechnik in München 6./7. Juni 2000
- [13] *Berkefeld, V.; Göhrich, H. J.; Söfge, F.*: Analyse der Achskonzepte für kompakte und leichte Fahrzeuge. In: ATZ 98 (1996), Heft 7/8, S. 415–425
- [14] *Fecht, N.*: Fahrwerkstechnik für Pkw. Landberg am Lech: Verlag Moderne Industrie, 2004
- [15] ZF Lemförder: Marktuntersuchung. Interner Bericht, 2006
- [16] *Gott, G. P.*: Segment Trends in All Wheel Drives. 7. Grazer Allradkongress, 2./3. Februar 2006
- [17] *Masaki, N.; Tashiro, K.; Iwano, H.; Nagaya, G.*: Entwicklung eines Radnabenantriebssystems. 15. Aachener Kolloquium, 9./11. Oktober 2006. S. 1699–1710
- [18] *Gombert, B.*: X-by-wire im Automobil: von der Electronic Wedge Brake zum eCorner. Chassis.tech, 1./2. März 2007, München

5 Fahrkomfort

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 Schwingungssphänomene. 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 [1].

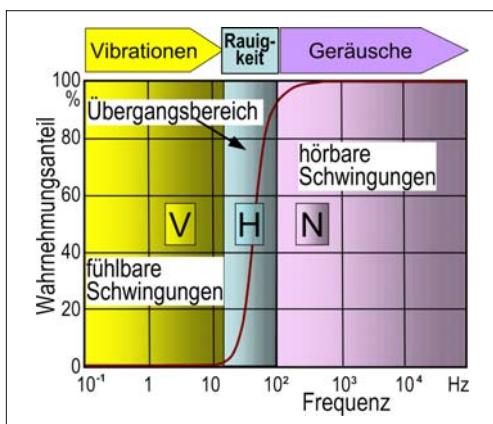


Bild 5-1: Zusammenhang der Schwingungsfrequenz zur Wahrnehmung als Vibration, Rauigkeit und Geräusch [1]

Neben der messtechnischen Erfassung und Analyse der verschiedenen Schwingungseinflüsse, werden die Einwirkungen auf die Fahrzeuginsassen subjektiv beurteilt. Gängige Begriffe und Umschreibungen der komfortrelevanten NVH-Einflüsse werden dominie-

renden 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. 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-Metall-Komponenten als elastokinematische Verbindungselemente eine wichtige Rolle bei der Übertragung von Einwirkungen, die dem Bereich NVH zugeordnet werden können. Die elastomeranen 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 wesentlichen durch die Materialeigenschaften und die Bauteilgeometrie festgelegt. Die Materialparameter der elastomeranen Werkstoffe zeigen eine signifikante Abhängigkeit von der Art der Anregung, dem Einfluss durch die Umgebung (Temperatur, Vorspannung, chemische Reaktionen mit Umgebungsmedien) und der Belastungshistorie (Alterung, Setzung, Vorderformation, 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. Dies führt zur Entwicklung hydraulisch dämpfender Elastomerlager (Hydrolager), die neben der Werkstoffdämpfung durch Massenträgheit und Reibung einer angekoppelten Fluidbewegung zusätzliche Dissipation im Übertragungspfad (*noise path*) erzeugen.

Tabelle 5-1: Einflüsse auf den Fahrkomfort [2]

Schwingungsphänomen	F (Hz)		Anregung		
	von	bis	Fahrbahn	Unwucht	Motor
Aufbauschwingung	0,5	5	++		
Freeway-Hop	2	5	++		
Längsruckeln	4	10			++
Stucken, Shake	7	15	++	+	
Achsschwingungen	10	15	++	+	
Lastwechselschlag	8	20			++
Lenkunruhe	10	20		++	
Prellen	7	25			
Bremsrubbeln	15	25		++	
Zittern, Schütteln	15	40			++
Dröhnen	30	70	++	+	++
Achsräufigkeit	30	80	++		
Abrollen	30	300	++		
Antriebsgeräusche	70	1000			++

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 Reifenhälfmessern, umgedrehte Massen und Verformungsverhalten. Fahrbahnen mit verkehrsbülichen 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 Bauteilfestigkeiten sind in dem niederfrequenten Frequenz-

bereich bis 50 Hz Fahrbahnwellenlängen von 150 mm bis 90 m relevant, wenn die Fahrgeschwindigkeiten bis zu 200 km/h erreichen.

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. Gerade 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 Hilfsrahmen 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 Fensterenteile 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 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 Geräuschenstehung.

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 Kontaktbereignisse 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, so dass 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 Be schleunigungen bei einer gegebenen Frequenz ausgedrückt werden könnte [3].

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 [4].

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**).

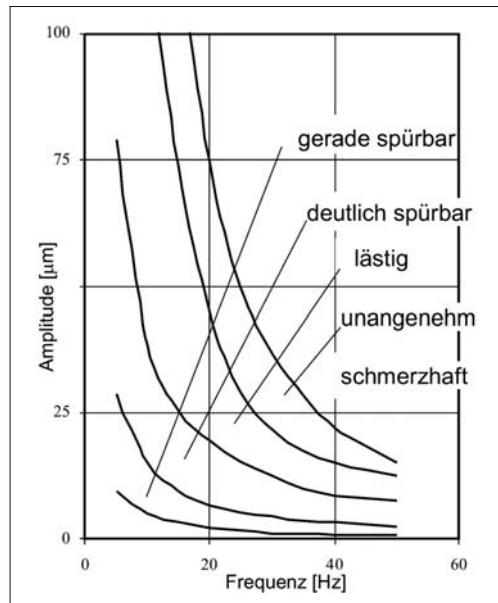


Bild 5-2: Wahrnehmungsbereiche des Menschen, vertikale Körperbewegung [4, 5]

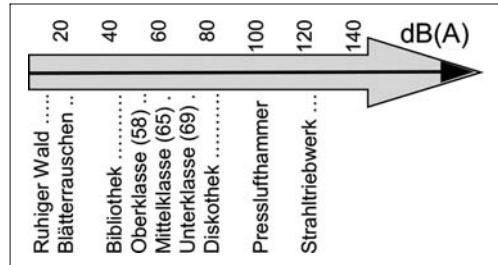


Bild 5-3: Schalldruckwahrnehmung des menschlichen Gehörs

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 Geräuschanregung 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 Amplituden in der Gegenwart von hohem Innengeräusch zu schlechteren Ergebnissen führt. Aber Vibratoren 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 [6].

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 $0,6 \text{ m/s}^2$ [2].

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 [5] (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 Fahrzeugleben abzustimmen. 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.

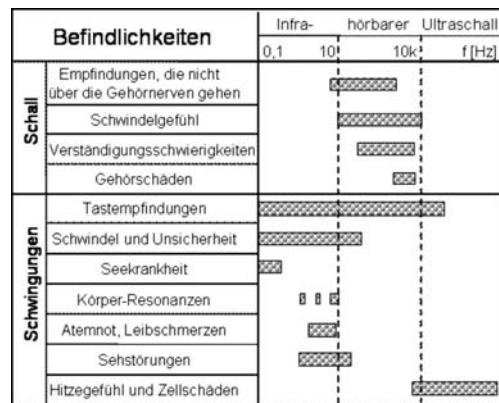


Bild 5-4: Schwingungseinwirkungen auf den menschlichen Körper

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.

Andauernde Belastungszustände können die Körperpartien 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 Körperpartien fähig ist (**Tabelle 5-2**) [5].

Tabelle 5-2: Eigenfrequenzen der Körperpartien

KÖRPERTEILE	Kopf (axial)	Schultertpartie	Brustkorb	Wirbelsäule	Bauch	Unterarm	Handgriff	Beine
Z	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 [2].

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 Verformungsenergiiedichten 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 radialen, axialen und Drehrichtungen können weitgehend unabhängig voneinander eingestellt werden, um z.B. die Nebenfederaten von Achslengerlagern 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 Körperschall 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 Translationsstilger in zahlreichen Einbaupositionen verwendet.

Um den steigenden Anforderungen an den Fahrkomfort Rechnung zu tragen, werden Elastomerlager mit erweiterter Funktionalität entwickelt. Zur angekoppelten Funktion hydraulische 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 Amplitudenhochbereich 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 folgenden Kapiteln werden die unterschiedlichen Bauformen und Anwendungsbereiche der elastomeren Fahrwerkslager erläutert und die Auslegung hinsichtlich der Anforderungen an den Fahrkomfort vertieft.

5.2 Gummiverbundteile

Gummiverbundteile sind Bauteile an denen ein Gummiwerkstoff mit einem Metall- oder Kunststoffteil durch Vulkanisieren fest verbunden ist. Durch die feste Verbindung werden die Schwingungen vom Metallteil an 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 5-5 dargestellt.

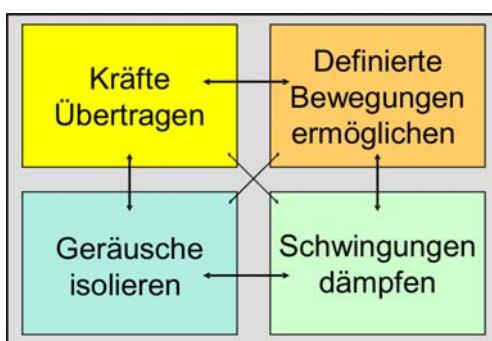


Bild 5-5: Wechselseitige Beziehungen zwischen den Anforderungen an Gummiverbundteile

5.2.1.1 Kräfte übertragen

Zur Verbesserung des Fahrkomforts, der Fahrsicherheit und der Fahrdynamik werden Gummilager eingesetzt und so ergibt sich zwangsläufig die Anforderung über die Lebensdauer des Fahrzeuges die Kräfte ohne Ausfall zu übertragen.

Neben der mechanischen Überbelastung eines Bauteiles, welche sich durch Risse im Gummitragkörper zeigen, ist der Verlust der Haftung zwischen den Metallteilen und dem Elastomer eine Ausfallursache. Eine weitere Bauteilschädigung kann 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 den unterschiedlichsten Richtungen genau abgestimmte Kennlinien, die erhebliche Anforderungen an die Lagergestaltung stellen. Bild 5-6 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 gefordert.

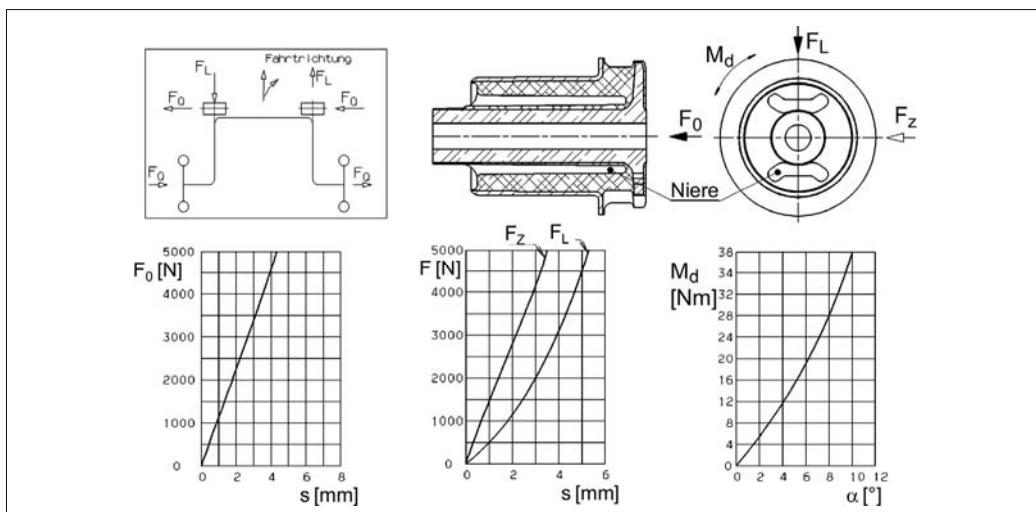


Bild 5-6: Gummilager für Verbundlenker, Hinterachse

In dem dargestellten Beispiel steht die Forderung einer hohen Steifigkeit in Richtung F_Q im direkten Widerspruch zu einem geringen Verdrehmoment. Die Festlegung der Kennlinien für das jeweilige Lagerelement erfolgt in der virtuellen Fahrwerkauslegung und wird dann mit dem technisch machbaren abgeglichen. Häufig bedarf es dabei bezüglich der gegenläufigen Anforderungen Kompromisse. Sind besonders extreme Kennwerte notwendig, kann das sehr aufwendige Lagerausführungen geben und es wird daher eine eingehende Kosten- und Nutzen-Bewertung erforderlich.

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 dieser Erfolge 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-Metall-Elementen betrachtet wird. Der Definition nach ist Schall eine mechanische Schwingung in einem elastischen Medium. Körperschall ist somit Schall in Festkörpern.

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-Metall-Elementes 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-Metall-Elementen selbst sind zum einen von den Materialeigenschaften der verwendeten Gummimischungen und zum anderen von den Geometrien und den Aufbauten der Gummi-Metall-Elemente 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**).

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 Zusammenhang mit der Geometrie (großvolumige Bauteile) und dem Aufbau (z.B. Zwischenbleche) können Resonanzeffekte zu frequenzabhängigen Einbrüchen in der Isolierwirkung führen. Ein Gummi-Metall-Element kann in diesen Frequenzbereichen nicht mehr durch eine Steifigkeitsfunktion und eine Dämpfungsfunktion pro Freiheitsgrad beschrieben werden, sondern muss mittels Vierpoltheorie mit einer komplexen Steifigkeitsmatrix betrachtet werden.

5.2.1.4 Schwingungen dämpfen

Für eine gute Schwingungsisolierung wäre bei einer gleich bleibenden bekannten Anregungsfrequenz eine hochelastische Lagerung anzustreben. Gemäß Bild 5-7 ergibt sich ab einem Verhältnis $>\sqrt{2}$ von Erregerfrequenz zur Eigenfrequenz eine Isolation, die bei geringer 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 der vier Funktionen ergeben sich somit eine Reihe von unterschiedlichen sich zum Teil 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.

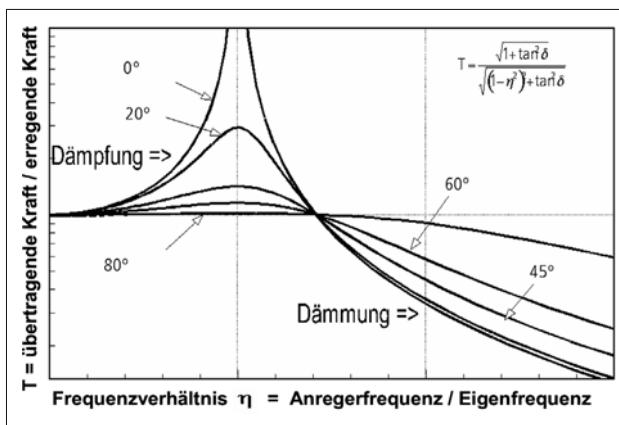


Bild 5-7:
Vergrößerungsfunktion in Abhängigkeit von Dämpfung und Anregungsfrequenz

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 Fahrzeuglager (Motorlager seien hier ausgenommen) können die sinnvollen Dämpfungswerte für die einzelnen Lagerstellen durch eine Simulationsrechnung noch nicht ausreichend genau bestimmt werden. Eine Simulationsrechnung für die Geräuschübertragung und Geräuschenstehung 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 Prüfvor-

schriften erarbeitet, deren wesentliche Vorgaben sich auf die Anzahl der Vorbelaufungen, die Messgeschwindigkeit, Raumtemperatur, Lagerzeit, Teileherstellung und Prüfaufnahme beziehen.

Für die genaue Ermittlung der Steifigkeiten von harten Bauteilen ($> \text{ca. } 1500 \text{ N/mm}$) 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 Hysteresis. Die Größe der Hysteresis ist im Wesentlichen durch die Dämpfung des Elastomers und dessen Bauart bedingt. Für Radführungs- sowie Lenkungsbauenteile ist es wichtig, die nicht konstante Nullpunktposition bei der Fahrwerklauslegung 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 5-8**) 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, variiert 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.

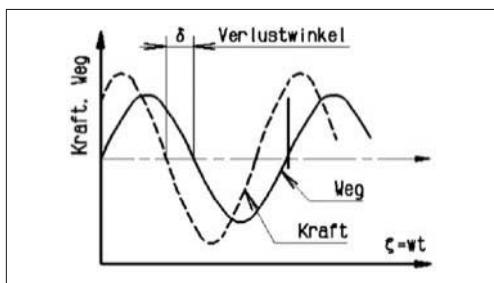


Bild 5-8: Weg- und Kraftverlauf in Abhängigkeit vom Phasenwinkel ωt

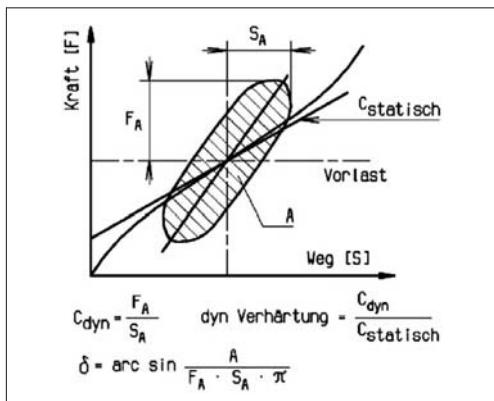


Bild 5-9: Statische Kennlinie mit Hystereseschleife einer dynamischen Schwingung

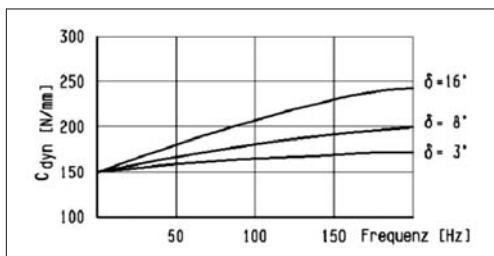
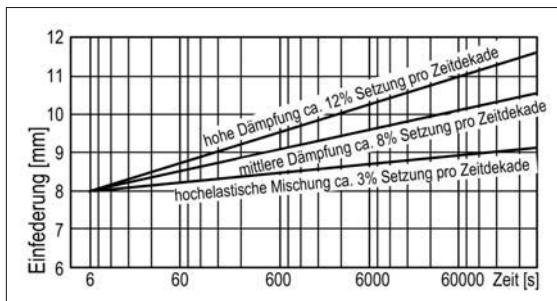


Bild 5-10: Frequenzabhängigkeit der dynamischen Steifigkeit unterschiedlich dämpfende Mischungen



Die Messung des Verlustwinkels erfolgt auf servohydraulischen Prüfmaschinen mit einer sinusförmigen Schwingungsanregung. Die Auswerteprogramme errechnen aus den die Hystereseschleife beschreibenden Messpunkten den Verlustwinkel und die dynamische Steifigkeit (**Bild 5-9**).

Durch die viskoelastischen Materialeigenschaften ergibt sich eine zur Geschwindigkeit proportional dynamische Steifigkeit, die zu einem Anstieg des Verhärtungsfaktors über der Frequenz führt (**Bild 5-10**).

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 Automobilindustrie eine Messamplitude von 0,5 bis 1,0 mm bei einer Frequenz von 15 bis 20 Hz für Fahrwerksteile 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 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 Setzungskurve eine lineare Funktion und ermöglicht die Berechnung der Konstruktionsmaße über die Lebensdauer des Teiles. **Bild 5-11** zeigt den Setzungsverlauf bei Raumtemperatur für verschiedene dämpfende Naturkautschukmischungen.

Bild 5-11:

Setzkurven für unterschiedlich dämpfende Naturkautschukmischungen bei Raumtemperatur

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 Einfließungen anzustreben sind. **Bild 5-12** zeigt den Setzungsverlauf eines Motorlagers unter konstanter Temperatur. Die Setzkurve macht deutlich, dass erst nach ca. 6000 Sekunden ein stärkeres Setzen stattfindet als in den ersten drei Zeitdekaden.

Eine besonders hohe Anforderung an die Mischungs- und Bauteilentwicklung stellen wechselnde Temperaturprofile dar und können bei weichen Lagerungen zu Setzbeträgen von einigen Millimetern führen.

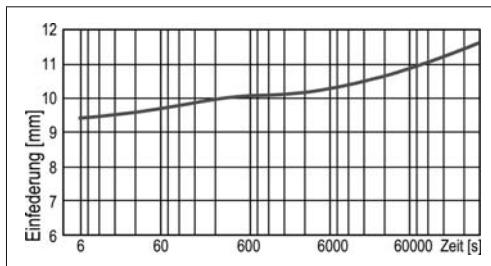


Bild 5-12: Setzkurve eines Motorlagers unter konstanter Temperatur von 80 °C

5.3 Aggregatelager

Die Motor-Getriebe-Einheit eines Fahrzeugs wird häufig als Aggregat bezeichnet. Diese Antriebseinheit wird durch Motorlager, Getriebelager und Drehmomentstützen 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 Getriebearbeitung in die Karosserie wirkungsvoll unterdrückt, um die Vibrationen und den Innengeräuschpegel 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 Anregungsamplituden sowie gute Körperschallisolation bei kleinen Anregungsamplituden und hohen Frequenzen, können durch die Entwicklung von fahr-

zeugspezifisch abgestimmten Aggregatelagern erfüllt werden. Insgesamt lassen sich die Funktionen der Aggregatelager in drei Punkten zusammenfassen:

- ♦ tragen (quasistationär),
- ♦ dämpfen (niederfrequent, große Anregungsamplituden),
- ♦ isolieren (hochfrequent, kleine Anregungsamplituden).

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 [7]. 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 Vorderachsgetrieb: 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 5-13 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 5-14 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 [8]. Bei angetriebener Hinterachse ist auch eine Lagerung des Hinterachs-differentials notwendig.

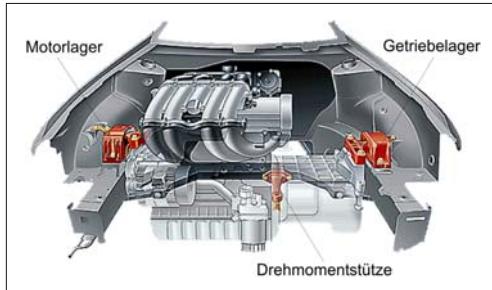


Bild 5-13: Aggregatelagerung Quereinbau

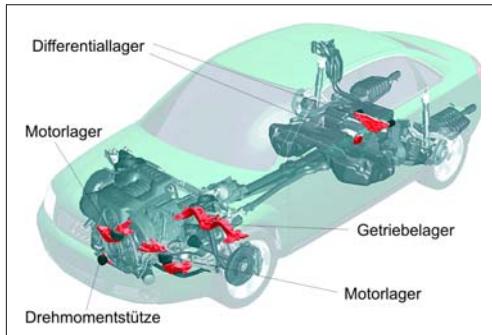


Bild 5-14: Aggregatelagerung Längseinbau

Als Getriebelager werden häufig konventionelle Gummi-Metall-Lager eingesetzt. Bild 5-15 zeigt ein Keillager eines heckgetriebenen Fahrzeugs mit längs-eingebautem Motor, welches im Zusammenbau mit dem Getriebequerträger Wegbegrenzungen in alle Raumrichtungen ermöglicht.

Die in Bild 5-16 gezeigte Bauform einer Drehmomentstütze findet in vielen Fahrzeugen mit quereingegebautem 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 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 Dämpfflüssigkeit gefüllt.

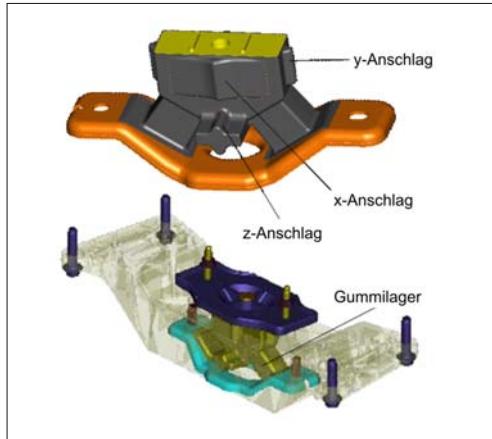


Bild 5-15: Konventionelle Getriebelager

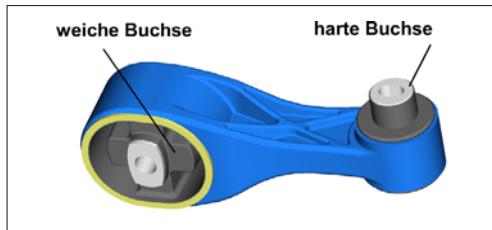


Bild 5-16: Drehmomentstütze

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 abgestimmt werden, dass bei kleinen Anregungsamplituden die Isolationswirkung des Lagers im akustisch relevanten Frequenzbereich stark verbessert wird. Bild 5-17 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 so genannte „Stucken“ lässt sich durch eine frequenzstabile Dämpfung schon bei kleinen Amplituden gezielt unterdrücken.

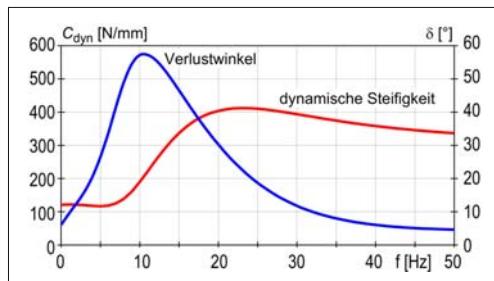


Bild 5-17: Übertragungsfunktion Hydrolager

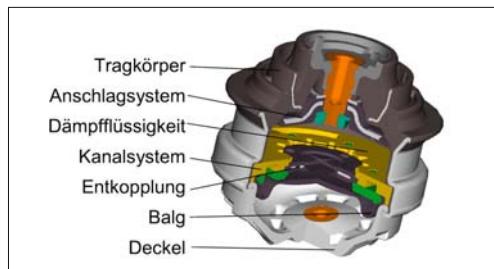


Bild 5-18: Hydraulisches Motorlager

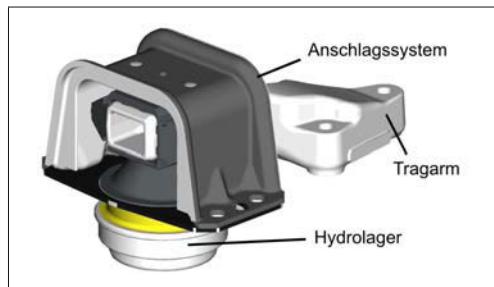


Bild 5-19: Hydraulisches Motorlager mit Tragarm

Bild 5-18 zeigt das hydraulische Motorlager eines heckgetriebenen Pkws mit längseingegebautem Motor.

Bild 5-19 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 Fahrzeuglängsrichtung 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 Geräuschenpfad die Komfortkriterien nachteilig beeinflussen.

Im Laufe des Entwicklungsprozesses eines Fahrzeugs werden die Aggregate lager individuell auf jedes Aggregat abgestimmt. In den Versuchsabteilungen werden die Fahrzeuge hinsichtlich Fahrdynamik und Akustik beurteilt. Neben der subjektiven Beurteilung durch Erprobungsspezialisten werden objektive Messergebnisse genutzt, um Geräuschpfade oder Störquellen aufzudecken. In **Bild 5-20** ist eine „Color Map“ zu erkennen. 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.

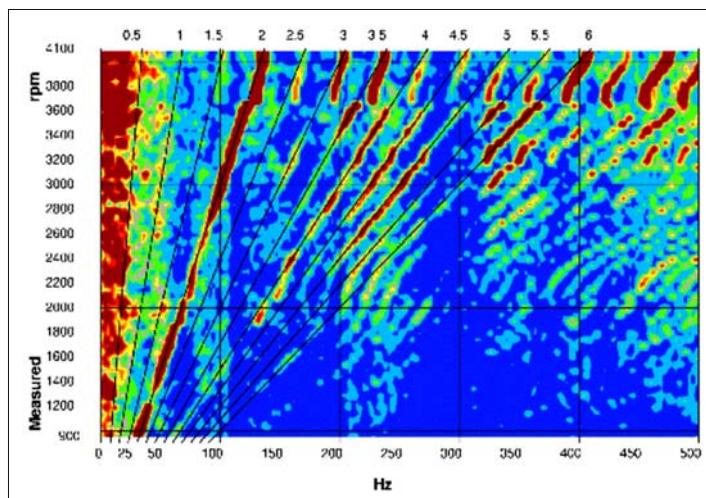


Bild 5-20:
Beschleunigungen an Sitzschiene

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 einzuschränken und somit die Werkzeug- und Bauteilkosten zu reduzieren.

Während der Fahrzeugaufstellung stehen die Versuchingenieure immer wieder vor der Herausforderung, den Zielkonflikt zwischen optimaler Fahrdynamik und bestem Komfort zu lösen. Wie in Bild 5-17 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 Stützneigung nicht verzichtet werden.

Für den Leerlaufbetrieb eines Fahrzeugs bieten sich jedoch Möglichkeiten, die dynamische Steifigkeit abzusenken und die Lagerung auf Komfortstellung umzuschalten. Bild 5-21 zeigt ein Beispiel für ein elektrisch schaltbares Motorlager mit Wärmeschutzkappe.

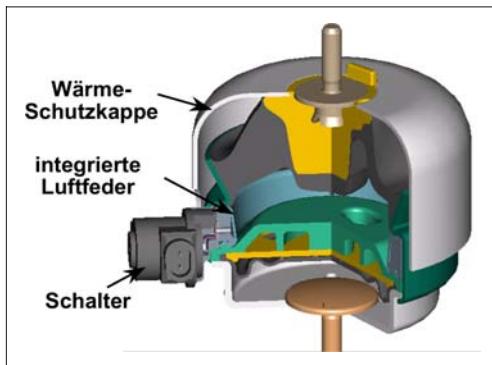


Bild 5-21: Schaltbares Motorlager

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. 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 5-22).

In der Folge können dadurch die störenden Vibratiornen 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.

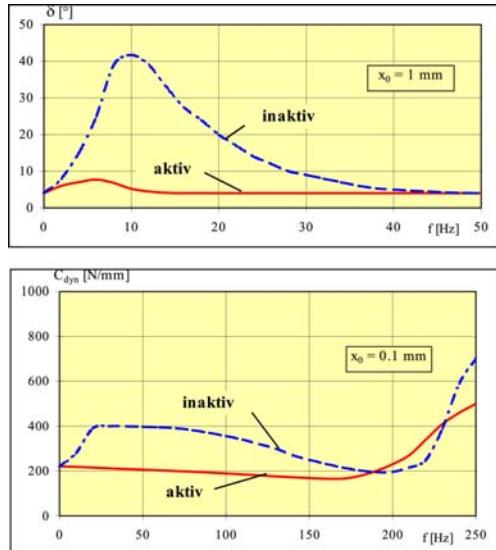


Bild 5-22: Übertragungsfunktion schaltbares Lager

Neben den elektrisch schaltbaren Motorlagern sind auch pneumatisch schaltbare Motorlager im Einsatz. Außerdem findet man neben Schaltung der Volumensteifigkeit (Bild 5-21) 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 5-23).

Um in Zukunft den steigenden NVH-Anforderungen noch besser gerecht werden zu können, wird in den Entwicklungsabteilungen an aktiven Lagern gearbeitet. Trotz erster Serieneinsätze solcher Systeme ist noch erheblicher Entwicklungsaufwand zu leisten, um den Schwingungs- und Geräuschkomfort in den unterschiedlichen Fahrsituationen zu verbessern [9].

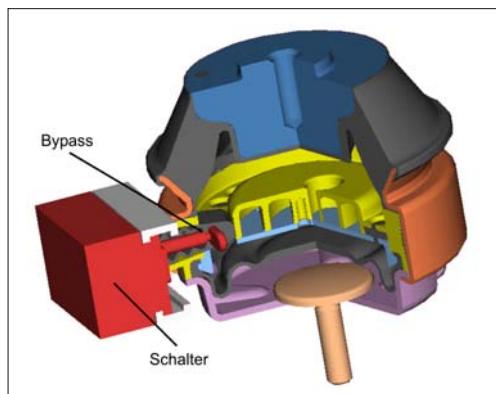


Bild 5-23: Schaltbares Motorlager (Bypass)

Neben dem hohen Gewicht und den sehr hohen Kosten für aktive Systeme stehen die Auslegung der Regler und die hohe Leistungsaufnahme der Lager einem flächendeckenden Einsatz bisher im Wege. Zusätzlich wird an aktiven Strukturelementen und Tilgersystemen zur Verbesserung des NVH-Verhaltens gearbeitet [10].

Neben der permanenten Weiterentwicklung der Lagerkomponenten durch Zulieferer wird weiteres Potential für NVH-Verbesserung in der optimalen Integration aller schwingungs- und komfortrelevanten Systeme gesehen. Im Fokus stehen zum Beispiel Lageranbindungssteifigkeiten an Fahrwerk und die Steifigkeitsbetrachtung im gesamten Geräuschpfad.

5.4 Hülsenlager (Gummilager)

Der Begriff Hülsenlager wird im Fahrzeugbau für Gummibundteile verwandt, die im Allgemeinen ein zylindrisches Innenrohr mit einer zylindrischen Außenkontur aufweisen. Neben Hülsenlager sind die Begriffe Lenkerlager, Silentbloc, Rundlager oder auch nur Gummilager gebräuchlich.

Bild 5-24 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 Lenkeraufnahme 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 möglich. Dadurch dass die Aufnahmeholebohrung 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 Gesamtfahrzeugs 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 5-25 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.

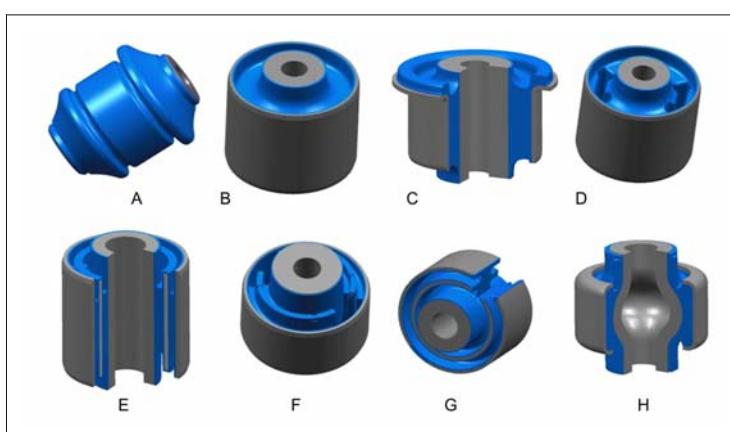


Bild 5-24:
Verschiedene Ausführungen
der Hülsenlager

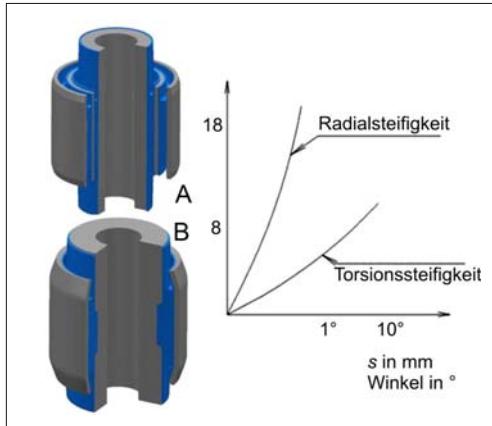


Bild 5-25: Vergleich zweier Hülsenlagerausführungen mit gleichen Kenndaten

Durch eine Kalibrierung der Außenhülse und eine Aufweitung der Innenhülse wurde mit Ausführung A die 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-Massen-Systems 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 5-26 zeigt eine McPherson-Vorderachse mit der Einbaustelle einer hochdämpfenden Buchse oder eines Hydrolagers. Nachteilig bei der Ausführung als hochdämpfende Buchse sind die größere Lagersetzeigung und die geminderte Lebensdauer sowie die schlechte akustische Entkopplung. Dieser Zielkonflikt hat zu der Entwicklung der hydraulisch dämpfenden Buchsen für diese Lagerung geführt.

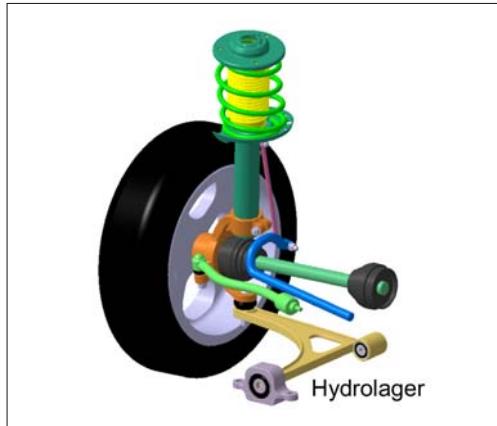


Bild 5-26: McPherson-Federbein mit einem hydraulisch dämpfenden Lager (Hydrolager)

Neben der Anforderung an die Federraten ist natürlich auch die Bauteillebensdauer 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. Überträgt man diese Relation auf ein Metallbauteil, werden die besonderen Vorteile des Elastomerwerkstoffes erkennbar.

5.5 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 Torsionskenntnung definiert werden.

Bild 5-27 zeigt die heute gebräuchlichsten Ausführungen von Gleitlagern. Bei Ausführung A wird in ein besonders maßhaltiges Innenrohr ein kunststoffumspritztes mit Fetttaschen ausgeführtes Innenteil eingeschoben. Dichtlippen und Dichtkappen verhindern den Schmutzeintrag und das Auswandern des Fettes. Die axialen Dichtkappen erlauben gleichzeitig die Übertragung einer geringen Axialkraft.

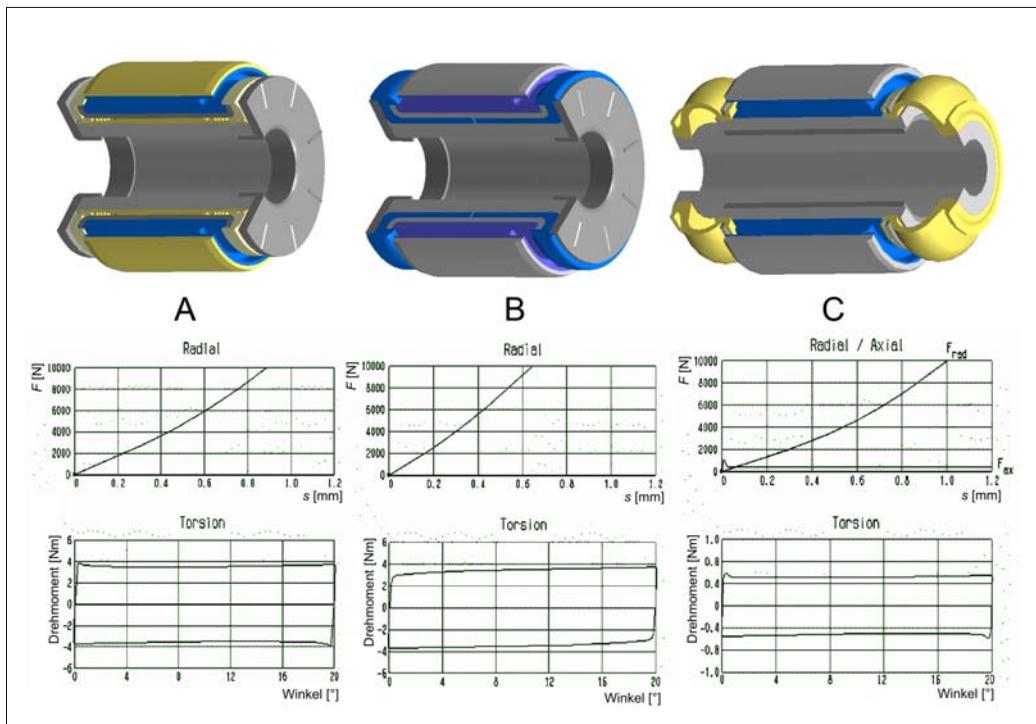


Bild 5-27: Ausführungsbeispiele zu elastischen Drehgleitlagern

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.

5.6 Hydraulisch dämpfende Buchsen

Die ersten hydraulisch dämpfenden Buchsen wurden Mitte der 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 5-28 dargestellt. Zwei mit Flüssigkeit, einem Wasser-Glykogemisch, gefüllte Kammern stehen über einen Kanal in Verbindung. Bei einer Schwingungsanregung in Richtung über die Kammer, 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 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 Federmassensystems Flüssigkeit-Kammerwandsteifigkeit darstellt.

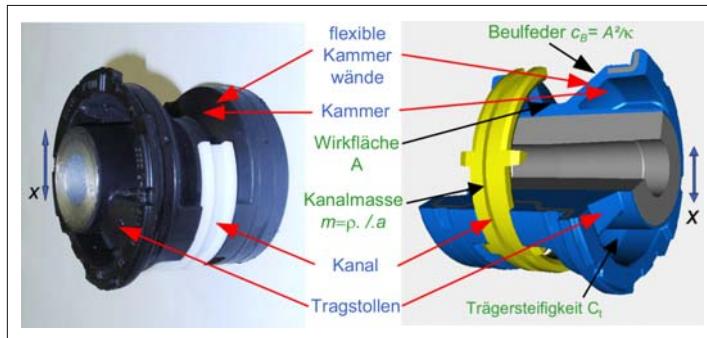


Bild 5-28:
Aufbau einer Hydrolagerbuchse
(ohne Außenrohr)

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 Hydrobuchse auf die Anforderungen der jeweiligen Anwendung im Fahrzeug abstimmen. Auslegungsziel ist es, das Dämpfungsmaximum auf die störenden Anregungsfrequenzen im Fahrzeug abzustimmen. **Bild 5-29** zeigt die Kennwerte für zwei unterschiedlich ausgeführte Kanalversionen. Die so genannte massedämpfende Buchse hat einen langen, relativ großen Kanalquerschnitt. Das Dämpfungs-

maximum ist relativ schmalbandig und hoch. Die dynamische Verhärtung ist im Vergleich zur Ausführung mit einem sehr kurzen Kanal aufgrund der weichen Kammerwände niedriger. Hydrobuchsen mit einem sehr kurzen Kanal, so genannte reibungsgedämpfte Lager, sind in der Dämpfung breitrandiger bei einem geringem Verlustwinkel und einer höheren dynamischen Verhärtung.

Die breitbandige Dämpfung wird vorzugsweise dann angewandt, wenn aufgrund von verschiedenen Reifengrößen, Bremsscheibenausführungen 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.

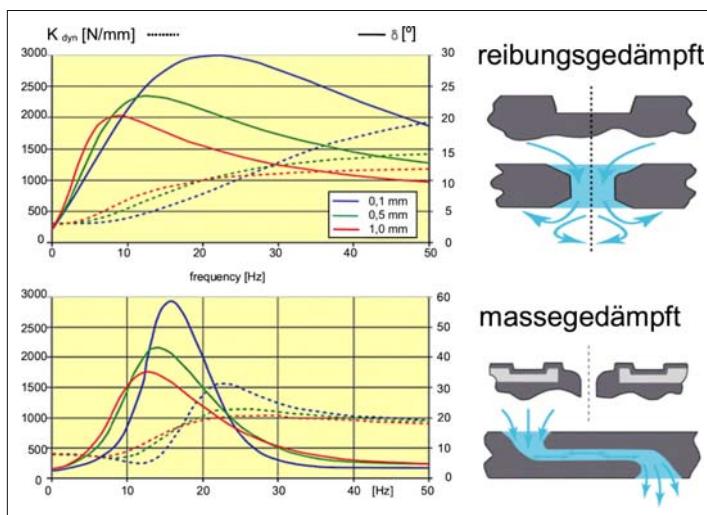


Bild 5-29:
Einstellbarkeit von Hydrolagern
durch Kanalgeometrien

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). Bei Buchsenlagern ist aufgrund des begrenzten Bauraumes bislang noch keine so genannte akustische Entkopplung integriert worden.

Zur Berechnung der dynamischen Kenndaten und zur Bewertung der Lebensdauerfüchtigkeit 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 5-30** 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.

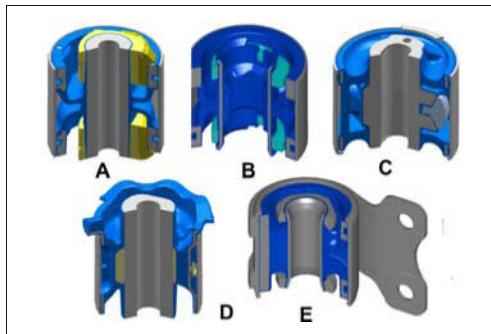


Bild 5-30: Ausführungsbeispiele zu hydraulisch dämpfenden Buchsen

Bei Ausführung B wurde ein außen liegender Gummienschlag 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 einem 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 5-31** dargestellt, einzusetzen. Das klassische Hülsengummilager wird um die axial dämpfende Einheit ergänzt. Aufgrund des deutlich höheren Aufwandes ist jedoch diese Lösung nur Einzelanwendungen vorbehalten.

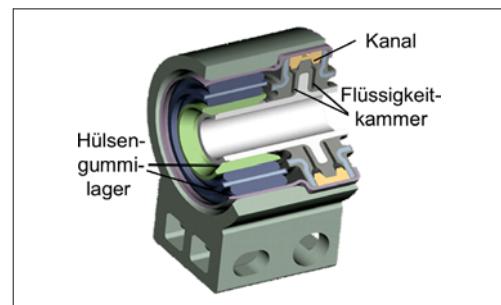


Bild 5-31: Axial dämpfende Hydrobuchse

Eine weitere Sonderlösung für eine Hydrobuchse ist in **Bild 5-32** dargestellt. Die zuvor beschriebenen und dargestellten Lager sind für einen horizontalen Verlauf ausgelegt. Die Radeinfederung erzeugt eine für die Lebensdauer des Bauteiles relativ unkritische Torsionsbewegung im Lager. Die horizontale Verschraubung des Bauteiles ist aufwendig 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 dargestellte Ausführungsbeispiel wurde bezüglich der Lebensdauer mittels FE-Analyse optimiert und erreicht annähernd das Niveau einer horizontalen Hydrobuchse. 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.

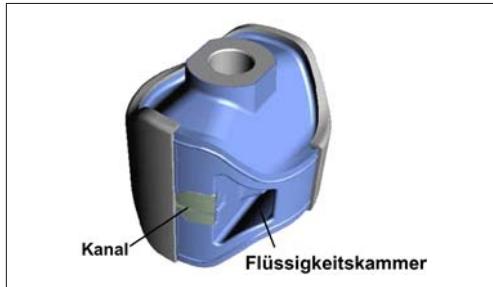


Bild 5-32: Hydraulisch dämpfende Buchse für vertikale Montage

5.7 Achsträgerlager (Hilfsrahmenlager)

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 Hilfsrahmenlager in den Aufbau weitergeleitet. Außerdem bietet der Achsträgerlager den Vorteil, dass die Achsen als fertige Baugruppe in die Fahrzeugmontage einfließen können. Aufgrund der deutlichen Mehrkosten für das Achsträgerlager als auch der Gummilager wird diese Fahrwerkskonstruktion überwiegend ab der Mittelklasse eingesetzt. Die Anforde-

rungen an ein Achsträgerlager sind hohe Steifigkeit in Fahrzeugquerrichtung, 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 Einsatz. Durch die Formgebung des Innenkerns sowie der Gummikonturgestaltung wird die gewünschte Federratenspreizung in den Radialrichtungen erreicht. **Bild 5-33** zeigt ein Achsträgerlager mit einer Gummierung des Außenbauteils und einen durch die Konturgebung des Innenteiles integrierten Progressionsanschlag in Fahrzeughochrichtung.

Die Gummierung der Außenhülse ermöglicht einen guten Toleranzausgleich und erfordert somit keine besondere Bearbeitung des Aufnahmeauges. Im Reparaturfall lässt sich das Bauteil im Fahrzeug demontieren, da die Auszugskräfte durch die Abstimmung der Gummi-Aufnahmegerometrie begrenzt sind.

Über die Achsträgerlager werden die Aggregate- als auch Fahrzeugteilgewichte und die Radführungskräfte 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.

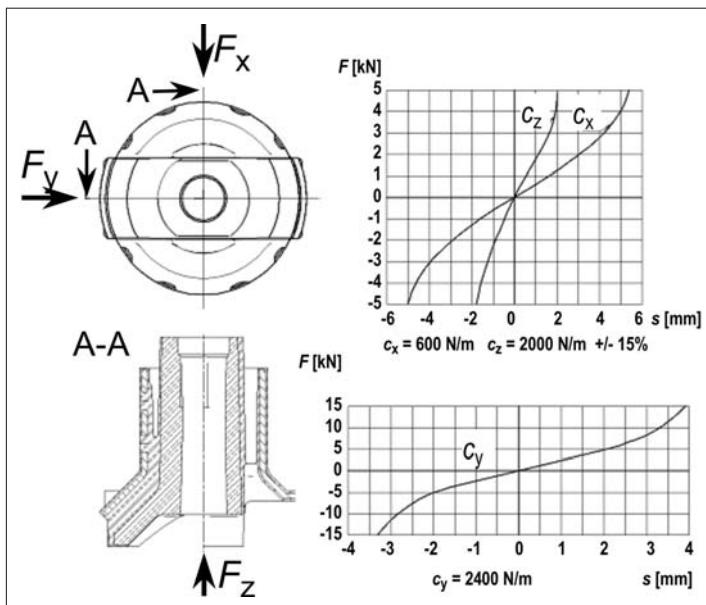


Bild 5-33:
Statische Steifigkeiten und Kenn-
daten eines konventionell
dämpfenden Achsträgerlagers

Wie auch bei den Hülsenlagern ergibt sich bei den Achsträgerlagern der Zielkonflikt einer guten Geräuschesisolation und einer ausreichenden Schwingungsdämpfung. Zur Lösung dieses Konfliktes kommen hydraulisch dämpfende Lager zum Einsatz.

Besondere Sorgfalt ist bei der Auslegung der hydraulischen Achsträgerlager auf die Erfüllung der Bauteilebensdauer zu legen. Große radiale und axiale Auslenkungen bei den relativ weichen Lagercharakteristiken machen Endanschläge zur Wegbegrenzung bei hohen Kräften erforderlich.

Bild 5-34 stellt einige ausgeführte Achsträgerlager in konventioneller (A bis C) und hydraulisch radial dämpfender Bauart (D und E) 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.

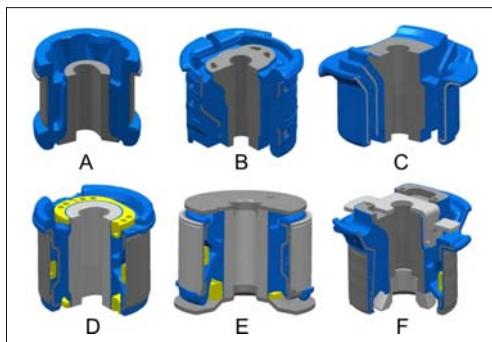


Bild 5-34: Verschiedene Ausführungen von konventionellen und hydraulisch dämpfenden Achsträgerlagern

Zur weiteren Absicherung gegen Auswandern dient der durch die Aufnahmebohrung gepresste umlaufende Gummiwulst, der in Verbindung mit dem pilzförmigen Innenteil eine Keilwirkung bei axialer Auslenkung bewirkt. Die axiale Wegbegrenzung wird durch Anlage an die Karosserie, Gummiwulst-Pilzinnenteil, bzw. durch einen bei der Montage zugefügten Anschlagteller erreicht.

Bei Ausführung B erzeugen zwei Halbschalen, die bei der Montage zusammengepresst werden, die notwendigen Vorspannkräfte für die Verbindung. Gleichzeitig wird durch die Vorspannung der Gummistege die Abstimmung der unterschiedlichen Radialkennlinien vorgenommen. Die Halbschalen sind außen vollständig gummiiert 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 Anschlagteller.

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 einem 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 Kunststoffringen 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 aufgeschnoben 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 führte zu den beidseitig auf das Innenteil aufgepressten Anschlägen. Die Radialwegbegrenzung in Dämpfungsrichtung wird durch die Doppelfaltung des Axialanschlages erreicht. Das Außenteil ist gummiiert, 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 5-31** an.

5.8 Federbeinstützlager, Dämpferlager

Die Bezeichnungen Federbeinstützlager und Dämpfungslager 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 5-35 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 Einfede-

rung zu minimieren. Bei sehr großen Vorlastschwankungen über die Fahrzeuggbaureihe 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 5-36 sind diese Einflüsse erkennbar.

Ausführung B in Bild 5-35 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 Stützlagers abgestützt.

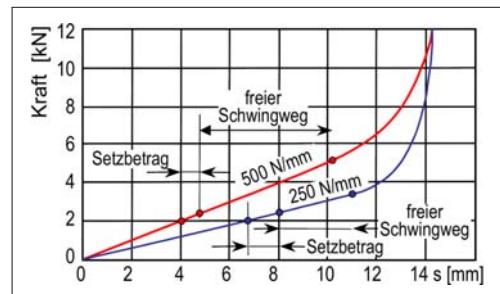


Bild 5-36: Kennlinien von Federbeinstützlagnern mit unterschiedlichen Steifigkeiten

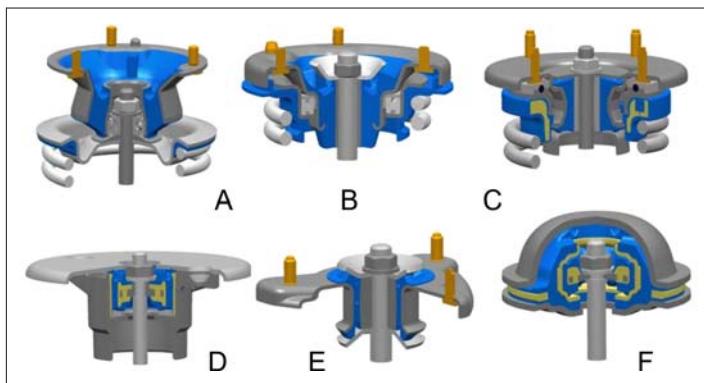


Bild 5-35:
Verschiedene Ausführungen von Dämpfern und Federbeinstützlagnern

Die Charakteristik des Elastomersteiles für den Dämpfer kann somit ohne die Berücksichtigung der Tragfederabstützung 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 Kraftüberhöhung. Ohne ein Dämpferlager würden die Rollgeräusche in diesem Frequenzbereich wie über eine starre 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 äußere, 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.

5.9 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 Forderungen 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 Kennlinienanforderungen an das Bauteil bereits aufgeführt.

Bild 5-37 zeigt einige Ausführungsbeispiele von relativ „einfachen“, kostengünstigen Lösungen (A) bis hin zu einer „sehr aufwendigen“ Gleitlageranwendung (D). Bei der Ausführung A wird die Abstimmung Radial-, 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.

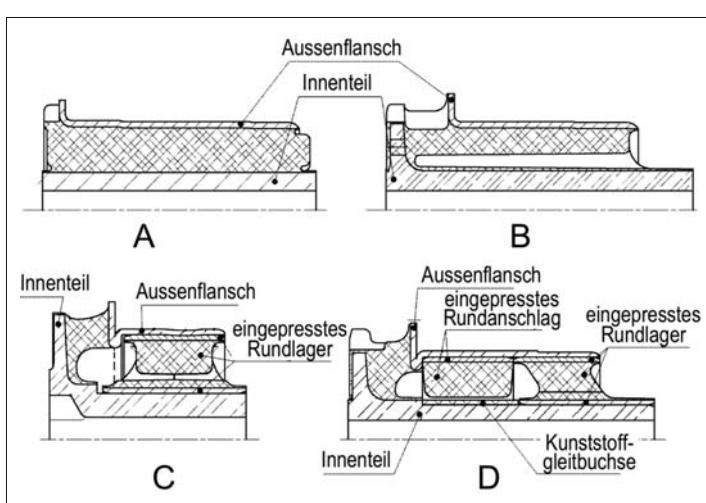


Bild 5-37:
Verschiedene Ausführungen für
eine Verbundlenkerhinterachse

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. Durch die Ausführung nach C können die Axial- und Radialraten durch den Verbau zweier Einzellager, 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 Einfederungen zu reduzieren. Das gleichfalls sturmseitig eingepresste Rundlager bestimmt die Radialrate um die Nulllage und dient gleichzeitig als Abdichtung für das Gleitelement.

5.10 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 lassen sich die Anforderungen der Fahrwerkentwickler an Gummimetallteile 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 Fahrzeuges 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 Hydro-lagers 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 5-38**)
- ◆ Massenreduzierung durch Einsatz komplexer Berechnungsmethoden bei der Auslegung
- ◆ Stückzahlmaximierung durch Bauteilvereinheitlichung
- ◆ Funktionsintegrationen.

Im Folgenden werden die Punkte „Funktionsintegration“ und „schaltbare Fahrwerklager“ erörtert.



Bild 5-38: Gummilager mit Kunststoffkoppelstange



Bild 5-40: Gummilager mit Winkelsensor.

5.10.1 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 Radialfederataten sehr hoch (Signalfehler durch radiale Verschiebungen können gut kontrolliert werden) und die Verdrehwinkel bei Einfüllung 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 5-39), 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 Leuchtwelensteuerung übertragen, wo das Signal weiterverarbeitet und als Information für die Stellmotoren des Scheinwerfers eingesetzt wird. Bild 5-40 zeigt das Gummilager mit Sensorik und Auswertelektronik vor deren Zusammenbau.

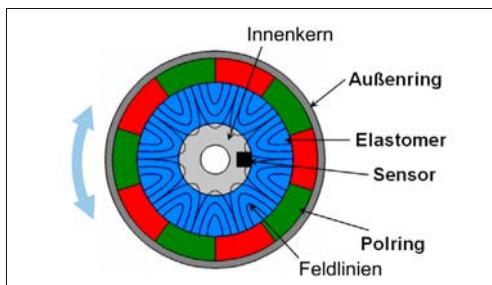


Bild 5-39: Anordnung eines Sensors im Gummilager

5.10.2 Schaltbare Fahrwerkslager

Fahrwerkslager 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 Antriebsschwingungen, die über die Hilfsrahmenlager an Hinter- und/oder Vorderachse übertragen werden, seien hier als Beispiele genannt. Häufig treten diese Schwingungen in einem relativ schmalen Frequenzbereich auf, so dass 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 5-41). 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 Steifigkeitsprung.

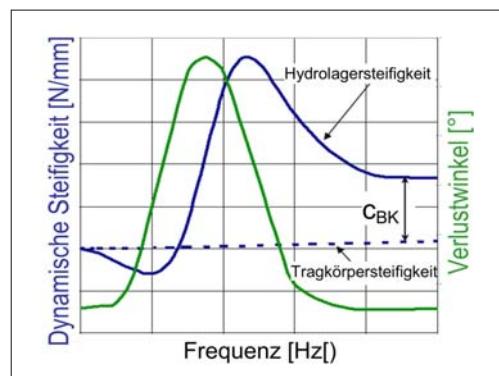


Bild 5-41: Typische Charakteristik eines hydraulisch dämpfenden Gummilagers

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:

$$f_{\partial\max} \sim \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{a_k}{\kappa \cdot \varrho \cdot l_k}} \quad (5.1)$$

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 Radträgerlager gearbeitet.

5.11 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 [7, 11] 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 Entwicklungingenieurs 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 5-42**).

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 5-43**).

Hiermit können nicht nur die Federcharakteristiken eines per CAD gestalteten Bauteiles sondern auch die spezifischen Werkstoffbelastungen simuliert werden. Die Genauigkeit der Berechnungsergebnisse ist von der Güte des Materialmodells und der Werkstoffparameter, die der Berechnung zugrunde gelegt werden, abhängig.

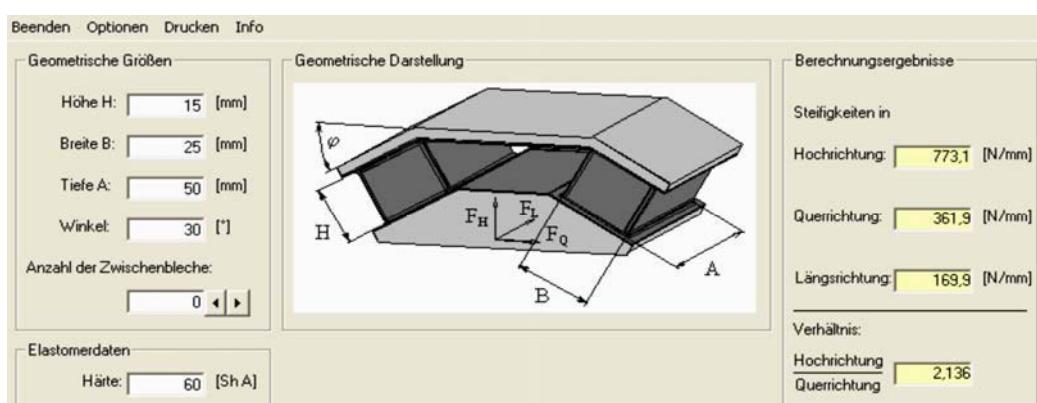


Bild 5-42: Eingabemaske mit Ersatzbild einer analytischen Berechnungssoftware für Keillager

Mit dem Materialmodell werden die nichtlinearen Werkstoffeigenschaften bei quasistatischer und bei dynamischer Verformung bestmöglich mathematisch beschrieben. Hierzu gibt es verschiedene Ansätze, die das quasistatische Verhalten schon recht gut beschreiben, Verbesserungspotenziale gibt es aber insbesondere im Bereich des viskoelastischen Materialverhaltens. Hierzu haben sich mittlerweile branchenübergreifende Expertengruppen gebildet, um diese grundlegende Aufgabenstellung zu lösen.

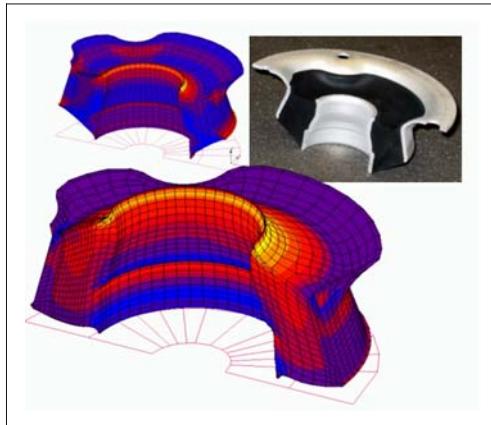


Bild 5-43: Schnitt durch belastetes und unbelastetes FE-Modell eines Federbeinstützlaggers

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 des „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 Hilfe 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 Gummimetallteilen 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 Voraussagen bezüglich der Gebrauchstüchtigkeit von Gummi-Metallteilen getätig werden.

Erfolgversprechende Ansätze unterstreichen die Notwendigkeit der Bereitstellung optimaler Materialmodelle genauso wie die der Bereitstellung realitätsnaher Belastungskollektive.

5.12 Akustische Bewertung von Gummiverbundteilen

Im Fahrzeug auftretende Geräusche werden verursacht durch

- ♦ Fahrbahnregungen von Reifen und Fahrwerk,
- ♦ Aggregatanregungen,
- ♦ Windgeräusche,
- ♦ von außen einwirkende Geräusche.

Man unterscheidet zwischen Luft- und Körperschallübertragung bei der Geräuschübertragung, wobei im Falle von Gummi-Metallbauteilen 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 Gummimetalteil allein bewerten, so ermittelt man zunächst den Transfersteifigkeitsverlauf des Prüflings, zum Beispiel mit Hilfe des direkten oder indirekten Messverfahrens [11] und bestimmt die Qualität der Isolierwirkung mit Hilfe des Isolationsgrades, der Schnell-Pegeldifferenz, der übertragenen Leistung oder der Einfügedämmung [13]. Dabei ist es erforderlich, den Prüfaufbau sehr detailliert auf das Bauteil abzustimmen, um Auswirkungen auf das Prüfergebnis auszuschließen (**Bild 5-44**).

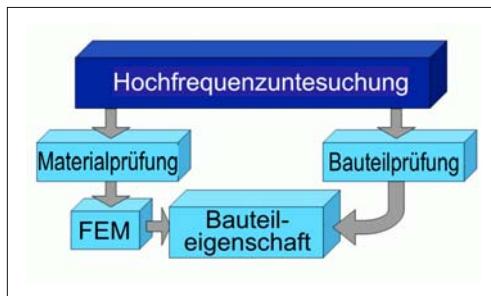


Bild 5-44: Möglichkeiten der Hochfrequenzuntersuchung von Gummi-Metallteilen

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 Frequenzgangsimulation bis ca. 2000 Hz mit ausreichender Genauigkeit durchführen. Als Ergebnis sind sowohl die Transfersteifigkeit als auch die Frequenzlage der Steifigkeitsüberhöhung interessant. Der Abgleich mit detektierten Problemfrequenzen aus dem Fahrzeug kann Aufschluss über den Einfluss des betrach-

teten Gummi-Metallteiles auf das Problem und über mögliche Abstellmaßnahmen geben (**Bild 5-45**).

Literatur

- [1] Hieronimus, K.: Anforderungen an Schwingungs- und Akustikberechnungen aus Sicht der Fahrzeugentwicklung. VDI-Bericht Nr. 186. Düsseldorf, 1990
- [2] Mitschke, M.; Wallantowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Springer, 1997
- [3] Bastow, D.; Howard, G.; Whitehead, J. P.: Car Suspension and Handling, 4th ed. Warrendale: SAE International, 2004
- [4] Gillespie, T. D.: Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: SAE International, 1999
- [5] Bishop R. E. D.: Schwingungen in Natur und Technik. Stuttgart: Teubner, 1985
- [6] Hempel, J.: Schwingungstechnik für Automobile. Weinheim: Vibroacoustic GmbH, 2002
- [7] Göbel, E. F.: Gummifedern, Berechnung und Gestaltung. Heidelberg: Springer, 1969
- [8] Becker, K.; Bukovics, J.; Kosanke, D.; Ohlendorf, J.; Schrey, A. C.; Verwey, K.: Entwicklung von Akustik und Schwingungskomfort am neuen Audi A6. Sonderausgabe ATZ und MTZ, 2004
- [9] Sauer, W.; Krug, P. E.: Aktive Systeme zur Aggregatelage rung im PKW. VDI Berichte Nr. 1416. Düsseldorf, 1998
- [10] Marienfeld P. M.; Karkosch, H. J.; Svariol, F.: Mechatronische Systeme zur Komfortsteigerung in Kfz in Serieneinsatz. Tagung Autoreg März 2006 in Wiesloch, S. 293–302. Düsseldorf: VDI Verlag, 2006
- [11] Battermann, W.; Köhler, R.: Elastomere Federung, Elastische Lagerung: Grundlagen ingenieurmäßiger Berechnung und Konstruktion. Ernst & Sohn, 1982
- [12] DIN Deutsche Institut für Normung e.V.: DIN EN ISO 10846. Beuth Verlag GmbH
- [13] Cremer, L.; Heckl, M.: Körperschall, Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen, 2. Auflage. Springer, 1996

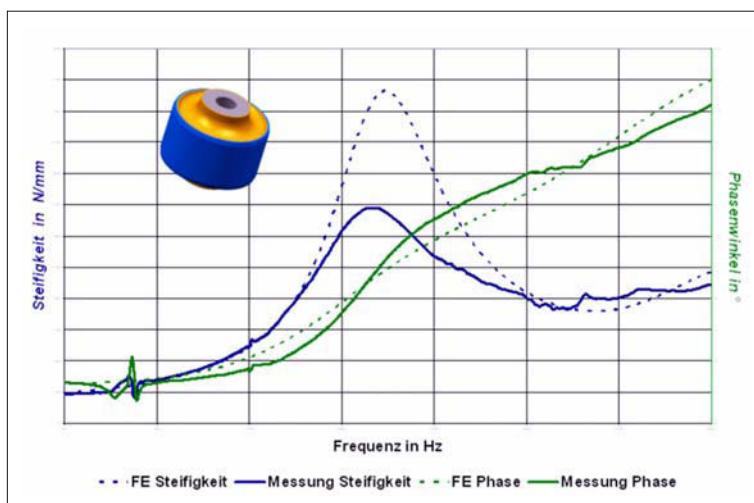


Bild 5-45:

Vergleich von berechnetem und gemessenem Transfersteifigkeits- und Phasenwinkelverlauf

6 Fahrwerkentwicklung

Die Entwicklung eines Fahrwerks ist gekennzeichnet durch sehr große Fertigungsstückzahlen (100 000 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, 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 jeden 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 funktionierendes 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 SOPs (*Start of Production*) wobei für die Serientwicklungsphase je nach Projektumfang zwei bis drei Jahre und für die Vorentwicklungsphase ein bis zwei Jahre ange setzt 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,
- ◆ Qualität.

Dabei sind ständig die Bereichsinteressen auszugleichen und kundenorientierte Lösungen zu erarbeiten. Ein Beispiel hierzu: Wenn durch die Einbauraumvor gaben 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:

- ◆ 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.

6.1 Entwicklungsprozess

Wie bei jeder technischer Entwicklung werden auch beim Fahrwerk 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 „Produktent stehungsprozess“, kurz „PEP“ definiert (**Bild 6-1**). 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 so genanntes V-Modell (**Bild 6-2**) dargestellt werden, bei dem die Ebenen Gesamtfahrzeug, System und Bauteil zu unterscheiden sind.

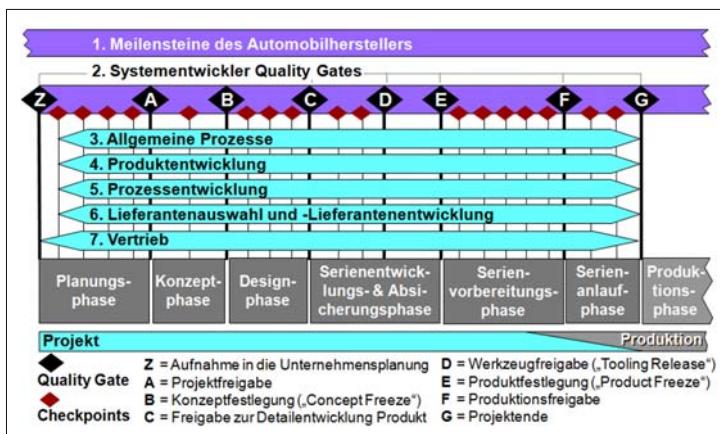


Bild 6-1:
Produktentstehungsprozess
(PEP)

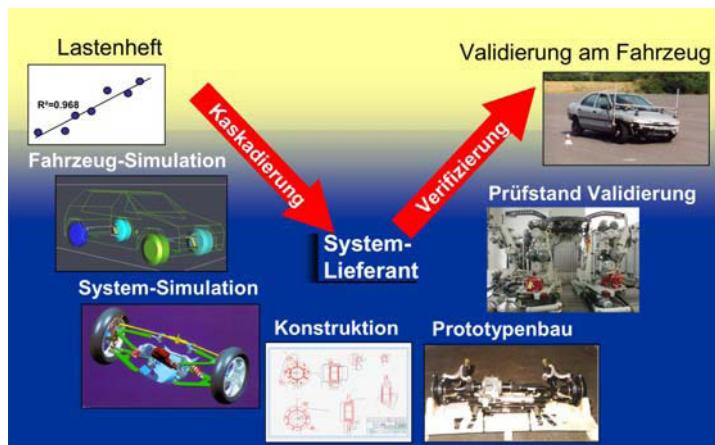


Bild 6-2:
V-Plan: Grundlage für den
Entwicklungsablauf

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, 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 Entwicklungsdienstleister 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. Die Basis für diese Darstellung ist eine Untersuchung von 21 Automobilfirmen in Europa, Japan und den USA mit einem gemeinsamen Marktanteil von 86% [3].

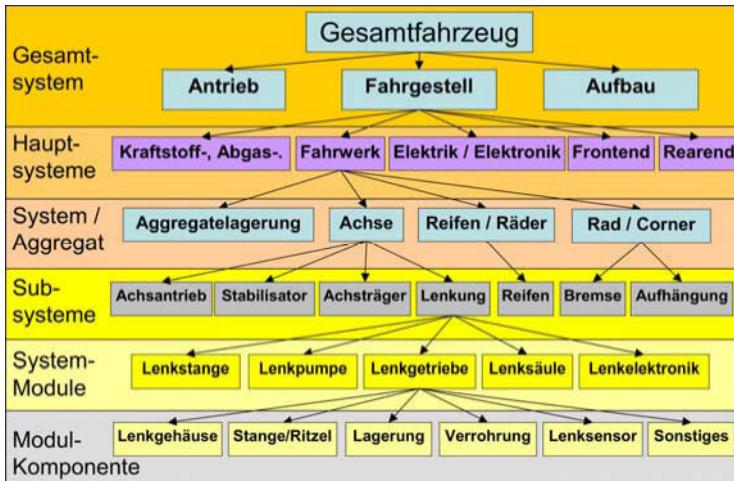


Bild 6-3:
Fahrzeug-Funktionsebenen

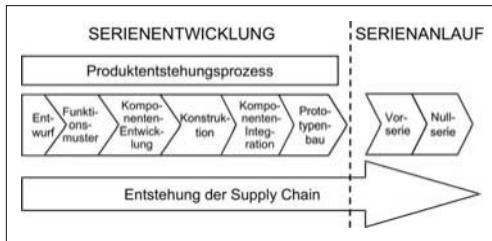


Bild 6-4: Standardphasenplan für die Produktentwicklung

Da sich die Zulieferer in der Automobilbranche zu Systemlieferanten für komplett Module (Frontend, Sitze, etc.) entwickelt haben, ist ihre Integration spätestens zur Komponentenentwicklung wesentlich. 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. FPDS wird seit 1998 weltweit bei allen neuen Ford-Fahrzeugprogrammen angewandt (**Bild 6-5**) [5]. Die programmspezifische Arbeit fängt mit **KO Kick-Off** an und endet mit **Job #1 (SOP)**, d.h., mit dem Start des ersten in der Serienmontagelinie 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.

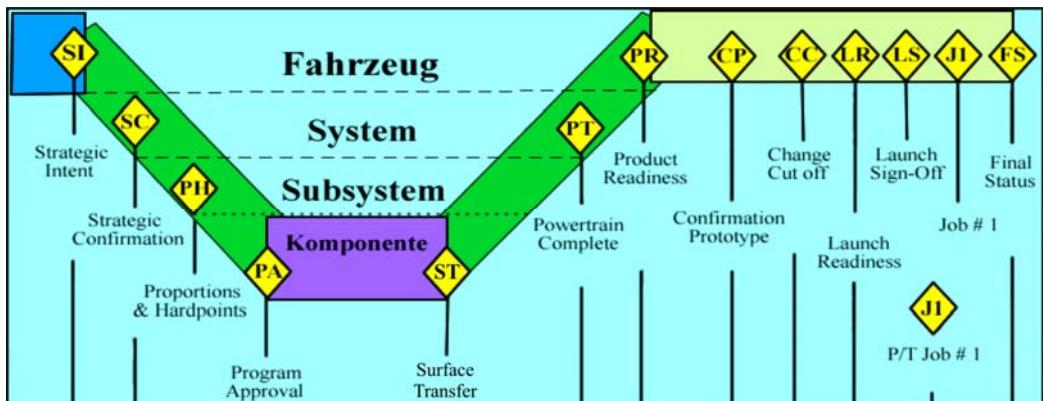


Bild 6-5: FPDS (Ford Product Development System)

Die Reihenfolge der Meilensteine dazwischen ist:

- ♦ **KO Kick Off,**
- ♦ **PS Pre-strategic Intent:** Planung abgeschlossen,
- ♦ **SI Strategic Intent:** Fahrzeugkonzept, Zielkundschaft, Vergleich Wettbewerbsmodelle, Programmlogistik, Ressourcen, Arbeitplan, 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,**
- ♦ **PR Product Readiness:** Produkt ist fertig für Prototypenbau,
- ♦ **CP Confirmation Prototypes,**
- ♦ **CC Change Cut-off:** keine konstruktive Änderungen mehr zulässig,
- ♦ **LR Launch Readiness:** Freigabe der Fertigungswerzeuge und Einrichtungen,
- ♦ **LS Launch Sign-off:** 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** Fahrzeugabmessungen, 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].

Es sind drei Hauptphasen definiert: 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 DC.

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.

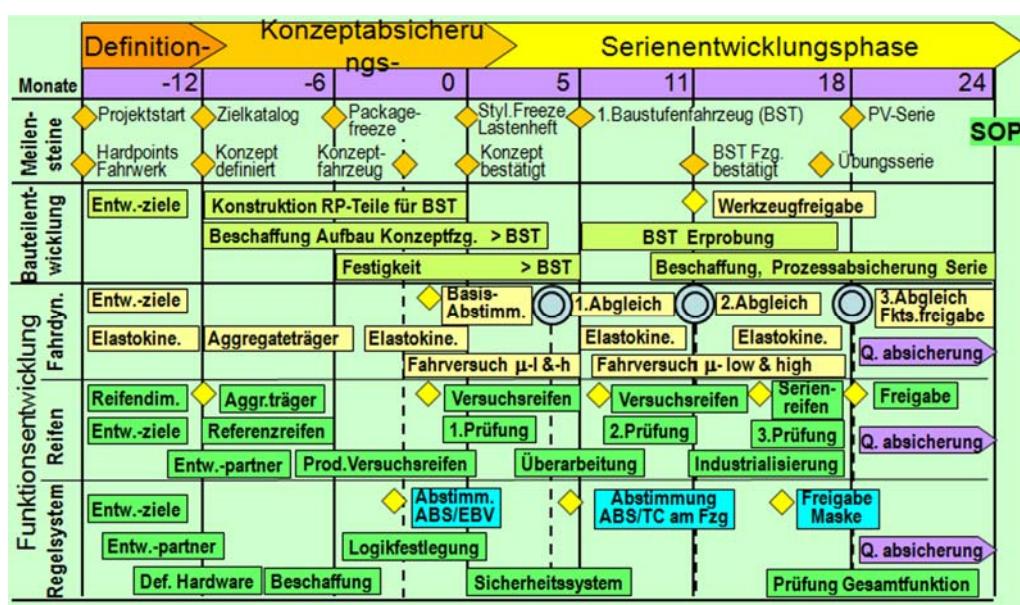


Bild 6-6: Bauteil- und Funktionsentwicklungsablauf im Fahrwerk bei Porsche [7]

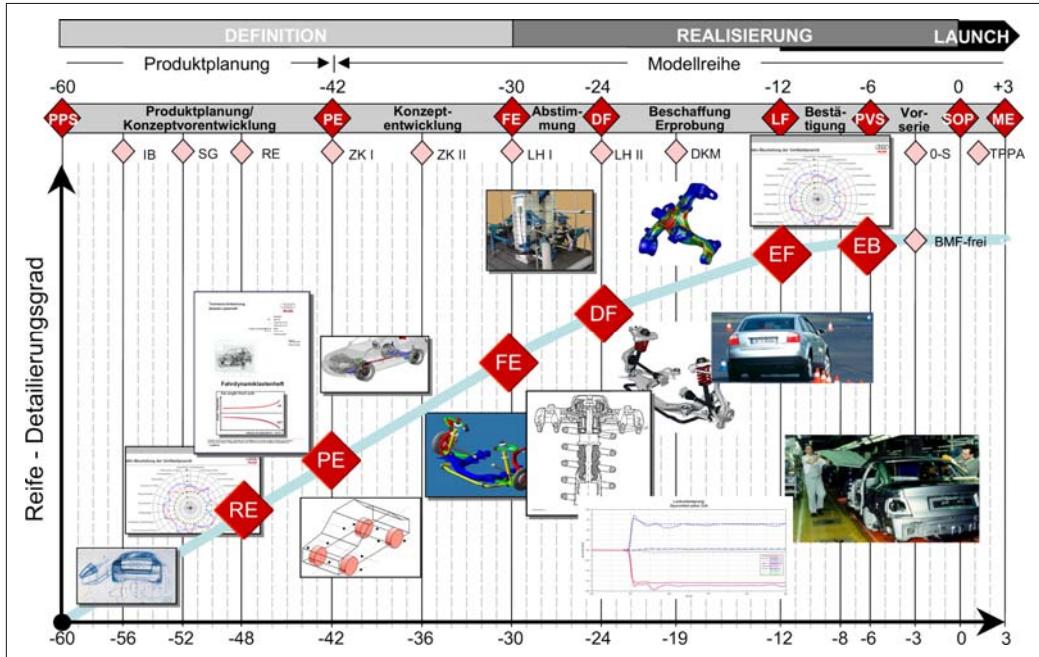


Bild 6-7: Ablaufplan für Fahrwerkentwicklung bei Audi AG [8]

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 Modellreihe 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.

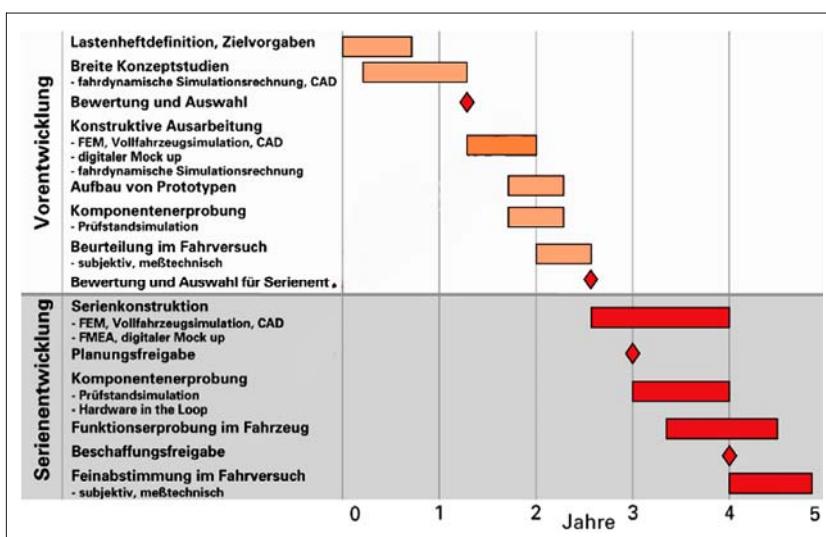


Bild 6-8:
Aufgabenteilung
zwischen Vor- und
Serienentwicklung
und geplante Dauer
einzelner Schritte

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.

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 [9]. 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 Messung der Mechanik, d.h., die Umwandlung einer mechanischen Größe in eine elektrische Größe. Die Maximalentwicklung beschreibt ein aktives Fahrwerk. Es wird nicht nur Mechanik 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 [9]. Jedes mechatronische System bildet eine Integration von Mechanik, Elektrik/Elektronik mit Software und Sensorik in engstem Bauraum (**Bild 6-9**).

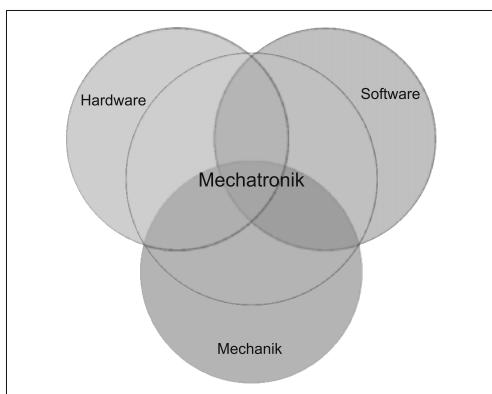


Bild 6-9: Zusammenbau mechatronischer Systeme

Das Ziel eines mechatronischen Systems ist es, Mechanik zu messen und zu beeinflussen. Ein mechatronisches System kann demnach 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 (Funktion) werden nach dem V-Plan parallel zueinander einzeln entwickelt und ineinander integriert (**Bild 6-11**).

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 [10].

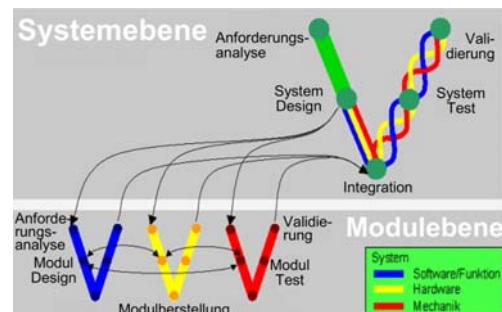


Bild 6-10: Zusammenhang System/Modul

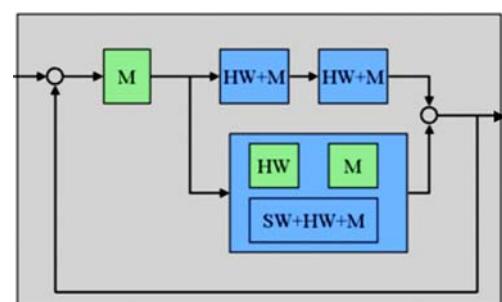


Bild 6-11: Mechatronisches System, bestehend aus Subsystemen und Modulen/Submodulen

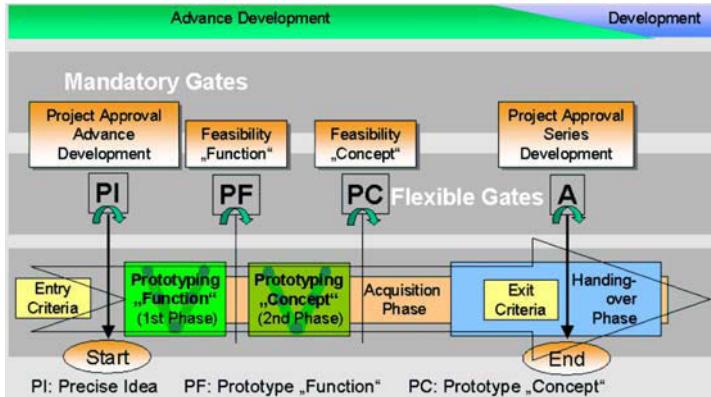


Bild 6-12:
Prozessablauf für mechatronische Systeme

6.2 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 effizienter 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*). Eine Standard-PM-Software unterstützt den Projektablauf, Termin- und Kostenverfolgung und dient dem Management als Informationssystem. Es stellt jedem Projektmitglied genau die für seine Aufgaben notwendige 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.

6.3 Planungs- oder Definitionsphase

Nach der Entscheidung des Unternehmens ein neues Modell mit genau definierten Fahrzeugzielen zu entwickeln, wird diese in einem Rahmenlastenheft festgehalten, die alle wichtigen Anforderungen an das Gesamtauto beinhaltet. Nachdem das vorläufige Fahrzeuglastenheft erstellt worden ist, wird es auf die Subsysteme aufgeteilt „ausgehändelt“ [6, S. 612] und mit subsystemspezifischen Zielen erweitert. Auf dessen Basis erfolgt die detaillierte Ablaufplanung und Resourcenaufteilung. 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 aus der laufenden Serie bewährt haben oder aus der Vorentwicklung eine klar definierte Machbarkeits- und Risikountersuchung durchlaufen haben. Es können hier zuerst mehrere Konzepte parallel weiterverfolgt werden. In dieser Phase ist die Modifikationsfreiheit des Entwicklungsingenieurs 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 [11].

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).

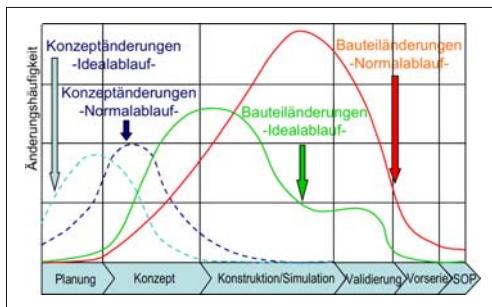


Bild 6-13: Änderungshäufigkeit in den Entwicklungsphasen

6.3.1 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, Bremsattel) 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 [12]. Im Folgenden soll nun der Prozess beschrieben werden, mit welchem aus vorliegenden elastokinematischen Zielwerten einer Vorder- oder Hinterachse (s. Abschnitt 6.5.2.2) Steifigkeitstargets für die einzelnen Komponenten hergeleitet werden können.

Kernstück dabei ist die Verbindung von Mehrkörpersimulation (ADAMS) und FEM-Modellen der einzelnen Fahrwerksteile (Bild 6-15). Diese Verbindung wird über ADAMS/Flex realisiert. Zwingend hierfür ist ein anhand des K&C (*Kinematics and Compliances*) Prüfstandes validiertes Achsenmodell des Systems.

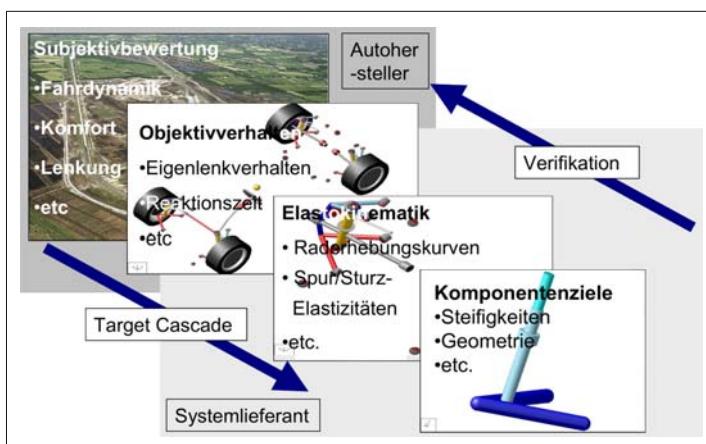


Bild 6-14:
Zielwertkaskadierung
(*Target Cascade*)

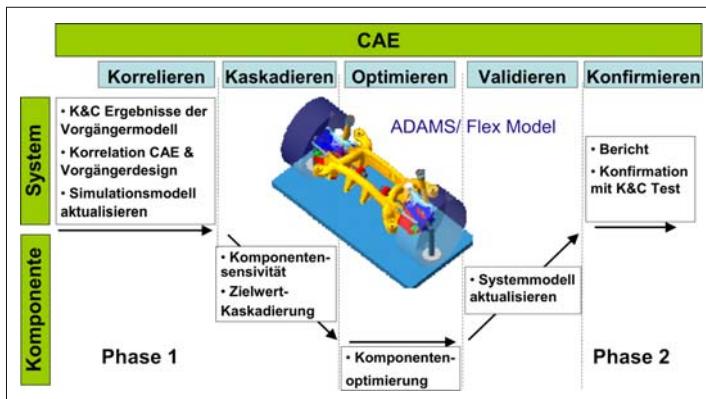


Bild 6-15:
Zielwertkaskadierung vom System
bis zu den Komponenten

Durch Variation der Steifigkeiten der einzelnen FE-Modelle wird die Sensitivität der einzelnen Bauteile auf die Gesamtsteifigkeiten festgestellt. 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 ADAMS/Flex-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. Als eine systematischere Vorgehensweise zur Ermittlung von Komponentensteifigkeiten finden Optimierungsalgorithmen Anwendung, welche in der Lage sind, Bauteilsteifigkeiten in den verschiedenen Belastungsrichtungen aus den gewünschten 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 die Verschlechterung der kinematischen Kennwerte der Radaufhängung [13].

Dieser Prozess der Zielwertkaskadierung kann nur durch Einsatz von virtueller Simulation erfolgen, auf welche in Abschnitt 6.5 näher eingegangen wird.

6.4 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 [11] ist in dieser Phase bereits deutlich eingeschränkt (**Bild 6-13**); der Entwicklungsingenieur kann nur noch zwischen den „schubladentreifen“ Technologien, die beim Programmstart identifiziert worden sind, wählen (**Bild 6-16**). 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. Gesamtfahrzeugeitig wird mit dem Styling-Freeze die Aerodynamik definiert, die wesentliche Einflüsse auf die Fahrdynamik, Fahrzeugdurchstömung (z.B. zur Brems Scheiben Kühlung) und Fahrgeräusche ausübt. Diese lassen sich heute weitgehend durch Simulationen absichern.

Um die Serienentwicklungsphase in kurzer 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.

6.5 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 Kostenersparnungspotenziale und führt im allgemeinen zu einer erhöhten Entwicklungsqualität.

So können bereits in einem frühen Projektstadium Aussagen über Funktion, Gewicht, Belastungsdaten eines Fahrzeugkonzeptes oder eines Bauteils getroffen werden. 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 Mehrkörpersimulation (MKS) und Finite Elemente Methoden exemplarisch auf deren Anwendungen in der Fahrwerktechnik eingegangen werden.

Grundlage für den Aufbau von CAE-Modellen sind je nach Projektphase und Wergzeug (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 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.

6.5.1 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 Teilen bestehen. Mit MKS lassen sich neben den Bewegungen auch Schnittkräfte und -momente bestimmen, die durch Bewegungen des Fahrzeugs entstehen [14].

Es gibt mehrere Standard MKS-Softwarepakete: ADAMS, SIMPAC, IPG, DADS usw. In der Fahrwerkentwicklung ist z.B. die MSC-Software ADAMS, trotz einiger Schwächen, 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 [15].

6.5.1.1 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 in Kürze 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 (eingeprägten) 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 Anbindungspunkten 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.

6.5.1.2 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 6.5.5 noch näher eingegangen.

Bild 6-16 illustriert die geometrischen Äquivalenzen zwischen dem CAD-Modell und dem MKS-Starrkörpermodell 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 Dämpfungsmaatrizen eindeutig definiert [16].

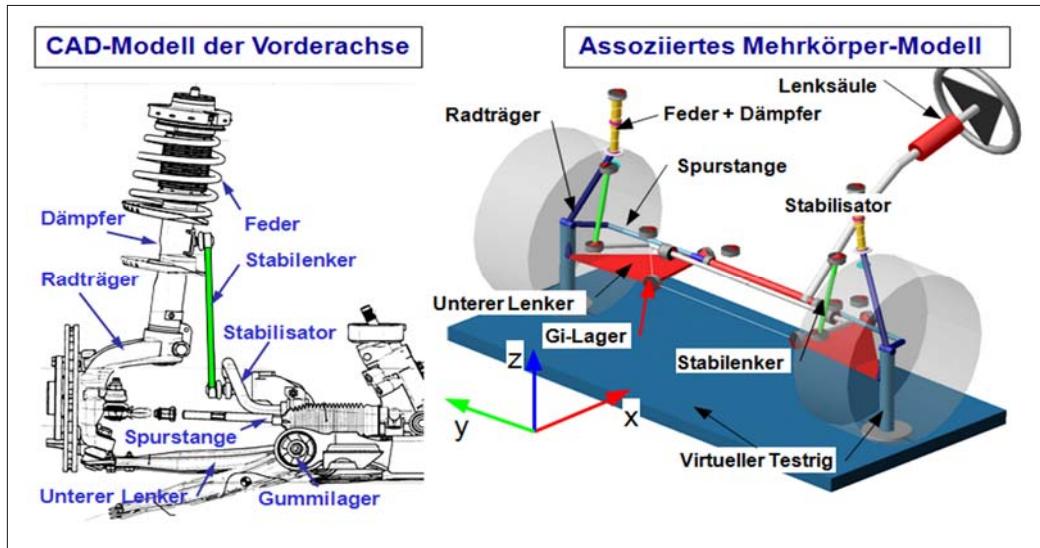


Bild 6-16: Zusammenhang zwischen CAD-Modell und MKS-Modell (ADAMS/Car-Modell)

6.5.1.3 Mehrkörpersimulation mit starren und flexiblen MKS

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 6.5.3.6). Der Unterschied zwischen den beiden Modellvarianten ist aus dem Bild 6-17 und an Simulationsergebnissen aus dem Bild 6-18 ersichtlich.

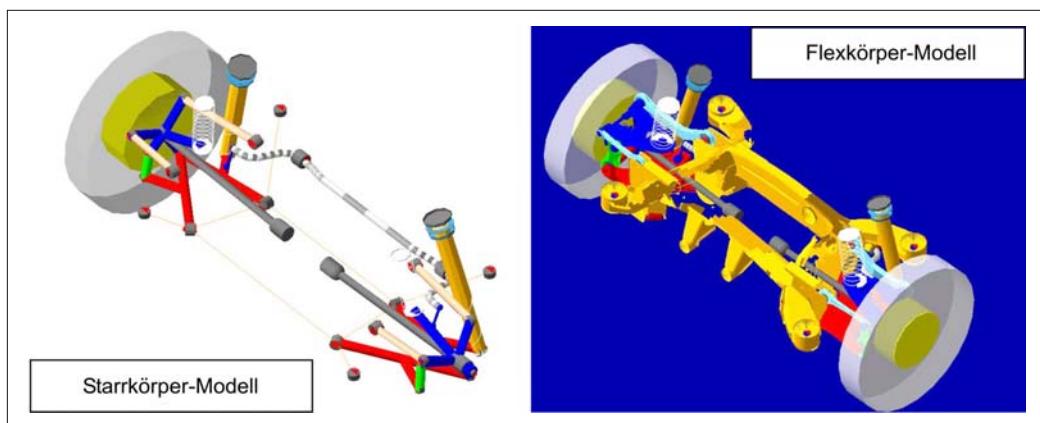


Bild 6-17: Starrkörper-Modell (ADAMS/Car) und zugeordnetes ADAMS-Modell mit flexiblen Vorderachs-Komponenten

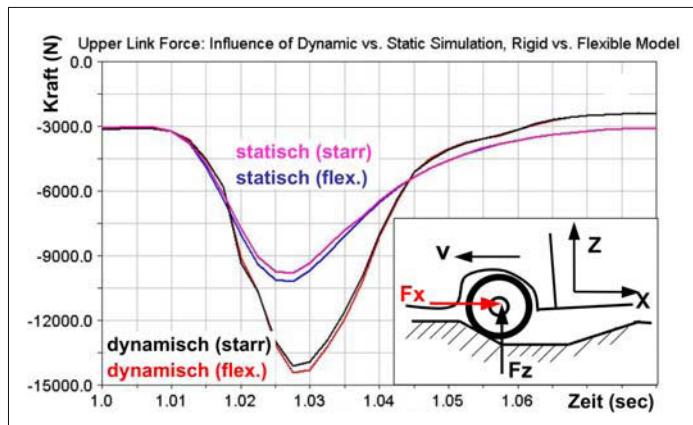


Bild 6-18:

Einfluss der Starr- oder Flexkörper-simulation auf die statischen und dynamischen Kräfte

Modellreduktionen durch eine Umwandlung von (einzelnen oder mehreren) 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 Fahrsversuchslasten 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.

6.5.1.4 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 Be-

rechnungsart (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.

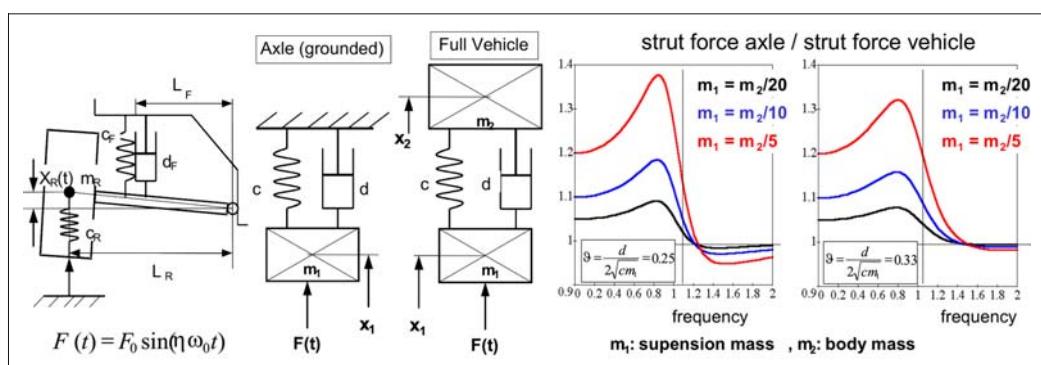


Bild 6-19: Unterschied der Federbeinkraft im Fahrwerk- und Gesamtfahrzeugmodell

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 Massenverhältnisses bestimmt ist. In der Nähe der normierten Eigenfrequenz des Fahrwerks ist der Fehler des Achsenmodells maximal; er wird durch die dynamischen Eigenarten vergrößert. Im überkritischen Bereich verschwindet die Differenz zunehmend.

6.5.1.5 Einfluss der Fertigungstoleranzen auf die kinematischen Kennwerte

Die Fertigungstoleranzen, die, um Kosten zu senken, möglichst groß gewählt werden, können die Funktionserfüllung 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 ein paar 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 Toleranzberechnungs software, in welcher die Bauteiltoleranzen in Form von Toleranzketten vorliegen, Aussagen darüber getroffen werden, ob die Achse innerhalb oder außerhalb eines geforderten Toleranzbandes liegt [17].

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).

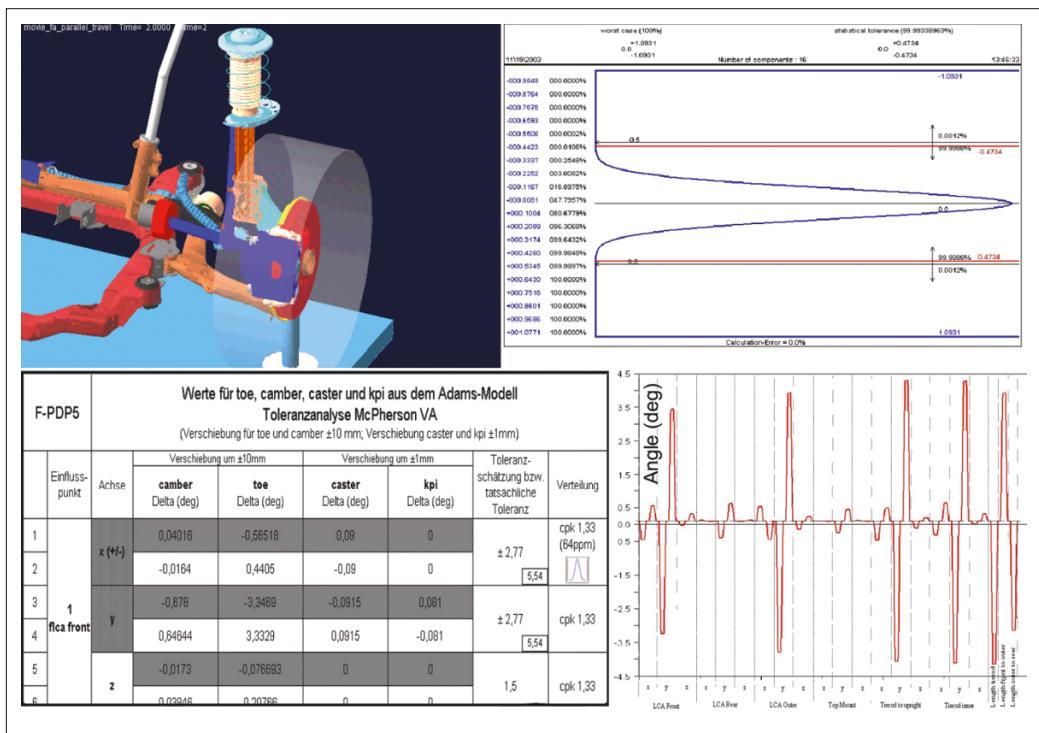


Bild 6-20: Toleranz-Empfindlichkeitsuntersuchung mit der MKS-Software

6.5.2 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. 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. nichtlinearstatistische 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 -vernet-

zung werden Hilfsprogramme angeboten wie PATRAN oder HYPERMESH. Es gibt unterschiedliche Anwendungen [18]:

- ◆ 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 (Abschnitt 6.6.1).

6.5.2.1 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:

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 potenziell 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 komplexere 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 so genannte 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/des Bauteils korrelieren sollte.

Innerhalb der linearen bzw. der nichtlinearen Berechnung soll an dieser Stelle zwischen Festigkeits- und Steifigkeitsanalysen unterschieden werden.

6.5.2.2 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.

6.5.2.3 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 Bauteilstieifkeiten 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.

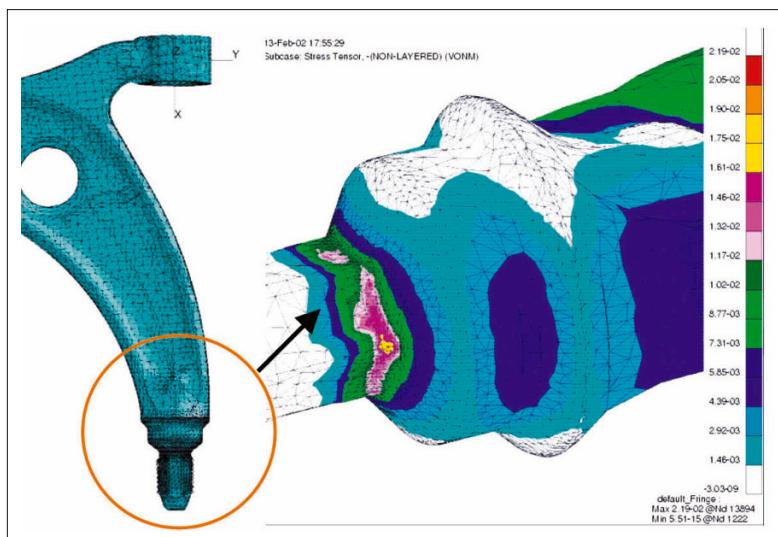


Bild 6-21:

Mit FEM berechneter Lenkerarm

6.5.2.4 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 den Bauteillistenheften sehr häufig mit angegeben. Ziel ist immer mit der ersten Eigenfrequenz unter der geforderten Schwingzahl zu bleiben, um spätere Körperschallübertragungsprobleme und Eigenfrequenzschwingungen zu vermeiden.

6.5.2.5 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**).

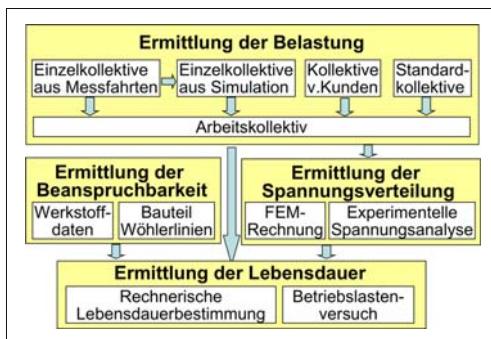


Bild 6-22: Gebiete der Betriebsfestigkeitsanalyse

Das Modell ist dasselbe wie das FEM-Modell. Eingegeben 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 [19].

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 [19]. 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 6-23: Berechnete und tatsächliche Dauerbruchstelle eines Traglenkers

6.5.2.6 Crash-Simulationen

Auch für die Struktureile des Fahrwerks (Lenker, Hilfsrahmen) 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 sparen.

6.5.2.7 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 Entwicklungszielen (max. Steifigkeit, hohe Eigenfrequenz, min. Masse, max. zulässige Spannungen) ermittelt auf Basis der FEM geschriebene Topologieoptimierungssoftware bereits vor dem ersten Konstruktionsentwurf eine anforderungsgegerechte Bauteilgestalt oder ideale Anordnung von Rippen, Sicken, Verprägungen. Damit wird nicht nur zeitaufwändiges Modellieren des Bauteils umgangen, sondern automatisch eine Gewichts- oder Spannungs-optimierung 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 6-25**).

Topografieoptimierung ist ein Verfahren zur Ermittlung von Verprägungsmustern bei dünnwandigen Bauteilen z.B. zur Entwicklung von anforderungsgerechten Versickungen (**Bild 6-24**).

Parameteroptimierung ist ein Verfahren zur Ermittlung idealer Bauteilparameter wie Wandstärken, Feder-, Balken- oder Querschnittsgrößen.

Bei der Optimierung lassen sich die Fertigungseinschränkungen wie z.B. Einhaltung der minimalen Strukturabmessungen, Entformungsrichtungen, Versickungen und Symmetrievorgaben berücksichtigen.

6.5.2.8 Simulation der Fertigungsverfahren

Die FEM ermöglicht auch die Simulation der Abläufe für die Herstellungsprozesse der Bauteile. Bekannt 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 Bauteilmодell zuerst durch Simulation auf die Fertigungseignung hin zu prüfen, bevor die Prototypenwerkzeuge hergestellt werden.

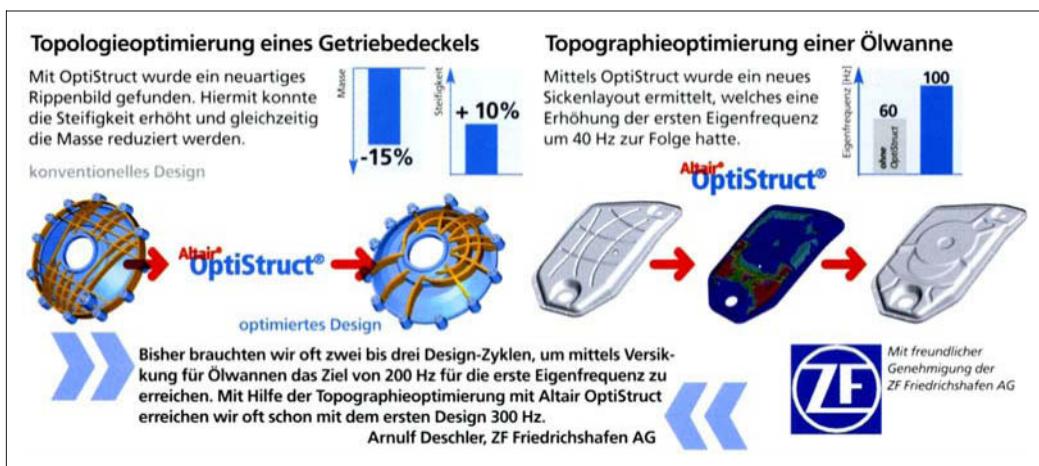


Bild 6-24: Beispiele für Topologie- und Topografieoptimierung mit FEM [19]

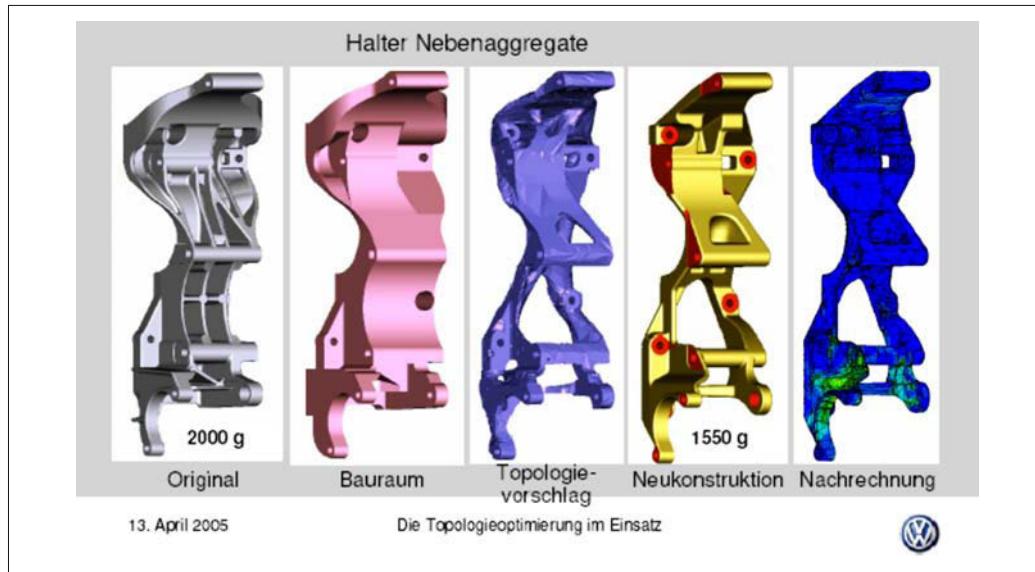


Bild 6-25: Beispiele für die Optimierung, Anpassung und Nachberechnung eines Fahrwerksbauteils [20]

6.5.3 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 wird 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 natürlich ein sehr aufwändiges Modell für das Gesamtfahrzeug erstellt werden. Je nach dem Untersuchungsschwerpunkt können jedoch nicht interessierende Bauteile als sehr einfache Einzelmassen konzentriert in ihrem tatsächlichen Schwerpunkt dargestellt werden.

Die Entwicklung des Gesamtfahrzeugs 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:

- ◆ 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.

6.5.3.1 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**).

Die Fahreigenschaften werden in starkem Maß von der Kraftübertragung am Reifen bestimmt. Daher müssen die Reifeneigenschaften genau vermessen und modelliert werden.

6.5.3.2 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.

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 $a_y = 4 \text{ m/s}^{**2}$, Gesamtschwerpunkterhebung
Lastwechselreaktionen bei Kreisfahrt DIN ISO 9816	Lenkradwinkel Giergeschwindigkeit,/Beschleunigung Längs-/ Quergeschwindigkeit Längs-/ Querbeschleunigung Wank- / Nickwinkel, Fahrspurradius	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

Kinematische Tests

Die Achse ist fest eingespannt: die Räder werden gleich und wechselseitig ein- und ausgefedert. Dabei werden im Allgemeinen Spur, Sturz sowie Radmittelpunktsbewegungen aufgezeichnet.

Elastokinematische Tests

Die Achse ist fest eingespannt: an den Radaufstandspunkten 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**, **Bild 6-17**).

Beim Projektstart werden Zielwerte im Hinblick auf das elastokinematische Verhalten festgelegt, **Bild 6-27** zeigt dazu Beispiele. Aus diesen Kurven werden Werte entnommen, wie z.B. Spur bzw. Sturznachgiebigkeit, welche die Steigung der Kurve in einem spezifischen Punkt (meist Konstruktionslage, KO-Lage) darstellen.

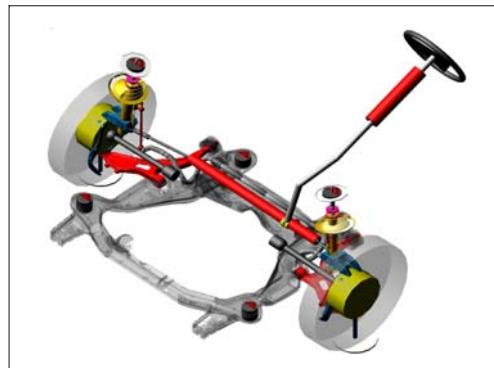


Bild 6-26: ADAMS/Flex-Model einer Vorderachse für K&C-Tests

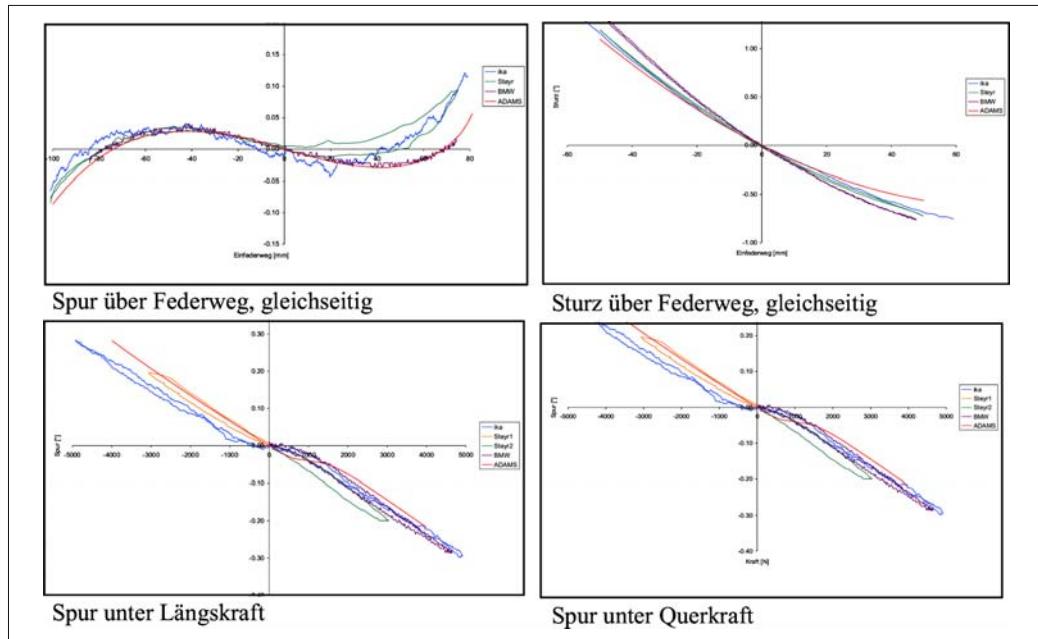


Bild 6-27: Elastokinematische Ergebnisdarstellungen

6.5.3.3 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 FE-Berechnungen (Strukturfestigkeit, Betriebsfestigkeit) ermitteln.

Diese Standardlasten finden sich bei vielen Fahrzeugherstellern in ähnlicher Form.

Die Radlasten werden entweder als Radbeschleunigungen oder als Zahlenwerte für Kräfte/Momente angegeben. Die Beschleunigung ist allgemeiner, da 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).

6.5.3.4 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 einer funktionellen Absicherung einer Systementwicklung ein enges Zusammenwirken von Versuch und Simulation unerlässlich, um ein Höchstmaß an Effizienz zu erreichen.

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

Tabelle 6-3: Vergleich MKS/Prüfstandergebnisse

Feld	Name	Simulation	Prüfstand	Auswertung
Fahrdynamik	Fahrmanöver	ADAMS Full Vehicle	Teststrecke	Eigenlenk- und Ansprechverhalten
	K&C-Rig	ADAMS Full Suspension	K&C-Anlage	Spur/Sturz, Radmittelpunktsverschiebung
NVH	4-Post-Rig	ADAMS 4-Post-Rig	4-Stempelanlage	Aufbaueigenfrequenz (0 bis 25 Hz)
	Transferfunktion	ADAMS Vibration	Impulshammer	Übertragungsfunktion (0 bis 500 Hz)
Lastmanagement	SSP-Dauerlauf	Virtuell ADAMS Testing	SSP-Prüfstand	Relative Schädigungen, Schnittlasten

Der Vergleich der Ergebnisse aus der Mehrkörpersimulation/Versuch kann dabei in mehreren Feldern erfolgen (**Tabelle 6-3**).

6.5.3.5 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 Randbedingungen am Reifenaufstandspunkt zu richten (freischwimmend, eingespannt). **Tabelle 6-4** zeigt die untersuchten Anregungsarten.

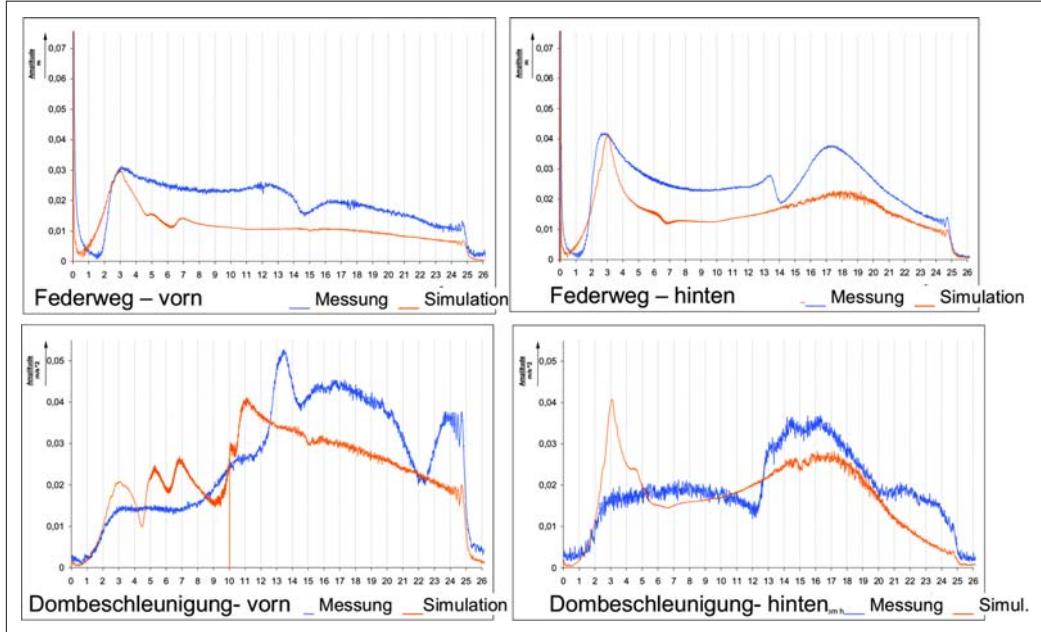
**Bild 6-28:** Vergleich von Messung und Berechnung bei Hubanregung einer 4-Stempelanlage

Tabelle 6-4: Schwingungserregung auf der Vierstempelanlage

Anregungsart	Frequenz	Amplitude	Signale	Darstellung
Heben	0 bis 25 Hz	< 5 mm	Aufbabeschleunigung, Winkelauslenkung, Einfederweg	Darstellung im Frequenzbereich
Nicken				
Wanken				
Diagonal				

6.5.3.6 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 [16]. 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 (Querlenker, Radträger, Fahrschemel), 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 alternative jedoch 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 Prototypenachsen 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 erforderlich, um die Korrektheit des MKS-Modells zu prüfen.

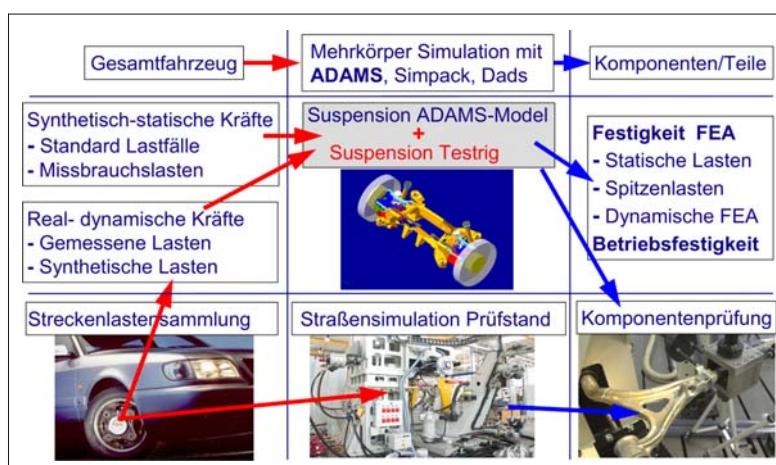


Bild 6-29:
Berechnungsaufgaben, Methoden, Voraussetzungen und Resultate der Lastenkaskadierung für die Fahrwerkentwicklung

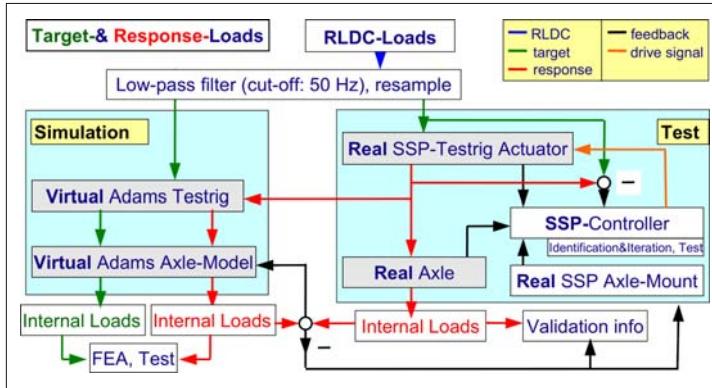


Bild 6-30:

Zusammenspiel von Simulation und Versuch in der Fahrwerkentwicklung

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 Radherreibungen, 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 vorgegeben 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.

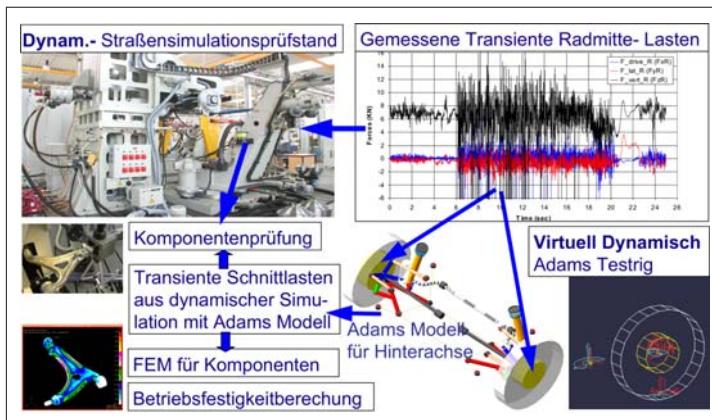


Bild 6-31:

Verwendung von gemessenen transienten Radlasten in Versuch und Simulation

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 Anbindungsplatz 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 wer-

den 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 Übereinstimmung der Kurvencharakteristiken im Allgemeinen sowie Phasenverschiebungen und Lastspitzenabweichungen festzustellen. Diese sind insbesondere in Vertikalrichtung ein Anzeichen für abweichende Kennlinien (z.B. Feder, Dämpfer, Zusatzfedern) in Simulation und Versuch (**Bild 6-32**).

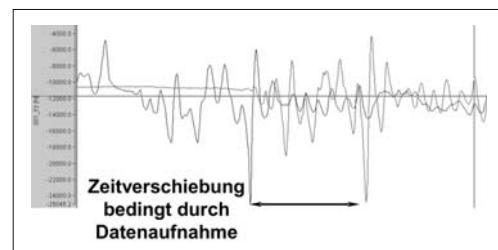


Bild 6-32: Visuelle Analyse der Last-Zeit-Daten

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 typischen Eigenfrequenzen) aufweist, so liegt mit hoher Wahrscheinlichkeit Aliasing vor (**Bild 6-33**).

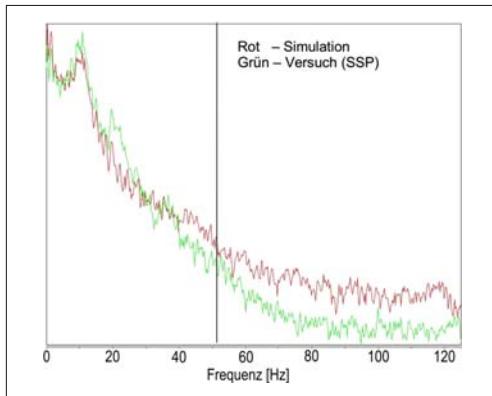


Bild 6-33: PSD-Analyse

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 (so genannte 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.

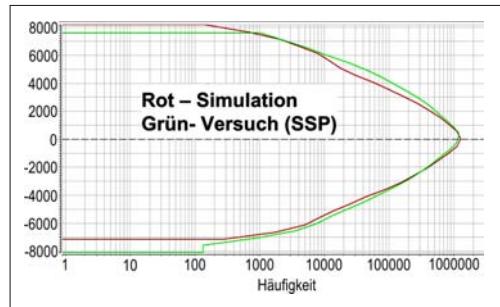


Bild 6-34: Lasten mit deren Zykluszeiten: Klassendurchgang v.s. Lasthäufigkeit

Unterschiedliche maximale Summenhäufigkeiten in Simulation und Versuch weisen darauf hin, dass die Anzahl kleiner Lastamplituden unterschiedlich ist, welches hinsichtlich des MKS-Modells ein Indiz für Modellierungsfehler, wie zu große Lagersteifigkeiten (Gummilager, Radlager), oder fehlerhafte Einstellung des numerischen Lösungsverfahrens sein kann.

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 dieses Lastkollektives zu bewerten. Die Lasten aus der Simulation sind ausreichend korrielt, 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**).

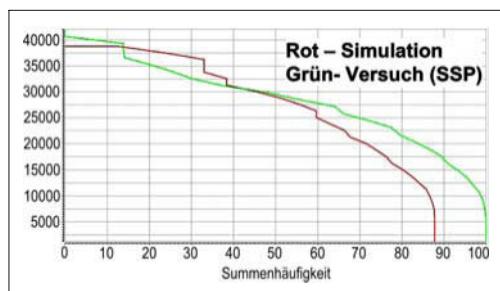


Bild 6-35: Spannpaar über Summenhäufigkeit

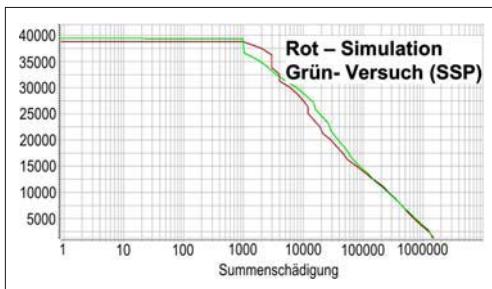


Bild 6-36: Spannpaar über Summenschädigung

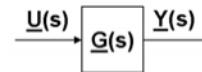
Die berechnete Schädigung ist eine relative Größe, weil Änderungen im Lastkollektiv lediglich in Bezug auf eine angenommene Wöhlerlinie mit gleicher Steigung k vorgenommen werden können. Die Steigung k sollte möglichst derjenigen des Komponentenwerkstoffes entsprechen, auf die die Last wirkt. Es ist 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).

6.5.3.7 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 Vollfahrzeugbetriebsfestigkeitssimulation ist noch im Forschungs- und Entwicklungsstadium. Aus diesen Gründen wird die Simulation der Extremlastfälle und Straßenlasten noch nicht standardmäßig eingesetzt. In puncto Extremlastfälle greift jeder Hersteller auch auf seine Erfahrungswerte zurück.

6.5.3.8 Fahrdynamischer Fingerprint

Die zunehmende Anzahl aktiver fahrdynamischer Systeme im Fahrzeug erweitert den Fahrbereich des Normalfahrers über die Grenzen des linearen Fahrverhaltens hinaus. Hieraus ergibt sich die Notwendigkeit, das Fahrverhalten eines Fahrzeugs auch im nichtlinearen Fahrbereich zu analysieren. Im folgenden wird eine strukturelle Vorgehensweise beschrieben, die die Analyse des Fahrzeugs bis an die Fahrgrenze erlaubt und darüber hinaus eine Grundlage für die Entwicklung fahrdynamischer Systeme bildet. Basierend auf der in DIN/ISO beschriebenen Beurteilung des Fahrverhaltens werden systemtheoretische Methoden herangezogen, die eine Abbildung des Verhaltens über dem betrachteten Fahrbereich ermöglichen. Diese Form der Darstellung des Fahrverhaltens wird im Folgenden als Fingerprint bezeichnet.



Ausgehend von der strukturellen Darstellung des Systems Fahrzeug kann für verschiedene Fahrbereiche und Anregungen die Übertragungsgleichung:

$$\begin{pmatrix} Y_1(s) \\ \vdots \\ Y_q(s) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} G_{y_1, u_1} & \cdots & G_{y_1, u_p} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ G_{y_q, u_1} & \cdots & G_{y_q, u_p} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} U_1(s) \\ \vdots \\ U_p(s) \end{pmatrix} \quad (6.1)$$

angegeben werden. Die Übertragungsmatrix $G(s)$ enthält Informationen über die Übertragungspfade zwischen den Systemein- und -ausgängen und damit über das Übertragungsverhalten des Systems in dem betrachteten Arbeitspunkt. Die Übertragungsmatrix bildet die Grundlage für die Analyse des Fahrverhaltens.

Für den querdynamischen Fahrbereich, der für die folgenden Betrachtungen im Mittelpunkt steht, sind die Ausgangsgrößen durch die Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}$, den Schwimmwinkels β , die Querbeschleunigung a_y und den Wankwinkels φ gegeben. Die Anregung erfolgt über den Lenkradwinkel δ_{LRW} . Die vereinfachte Übertragungsgleichung zur Beschreibung des Systemverhaltens ergibt sich zu:

$$\begin{pmatrix} \dot{\psi} \\ \beta \\ a_y \\ \varphi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} G_{\dot{\psi}, \delta_{LRW}} \\ G_{\beta, \delta_{LRW}} \\ G_{a_y, \delta_{LRW}} \\ G_{\varphi, \delta_{LRW}} \end{pmatrix} \cdot \delta_{LRW} \quad (6.2)$$

Das querdynamische Verhalten des Fahrzeugs variiert mit der Fahrgeschwindigkeit und der Querbeschleunigung. Dementsprechend wird der querdynamische Fahrbereich über diesen beiden Größen aufgespannt. Innerhalb des Fahrbereichs werden Arbeitspunkte darunter gewählt, dass die Gesamtheit aller Arbeitspunkte unter Berücksichtigung ihrer linearen Umgebungen den querdynamischen Fahrbereich abdeckt (Bild 6-37).

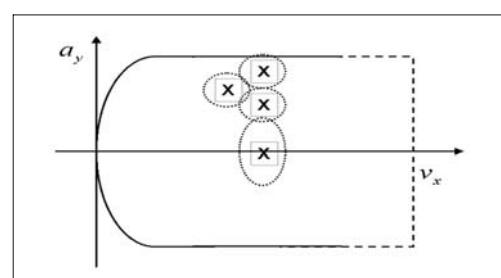


Bild 6-37: Querdynamischer Fahrbereich mit beispielhaften Arbeitsbereichen

In jedem dieser Arbeitspunkte kann das Übertragungsverhalten der vier Ein-/Ausgangspfade durch lineare Übertragungsfunktionen zweiter Ordnung beschrieben werden. Diese Übertragungsfunktionen repräsentieren das Kleinsignalverhalten des Systems um die gewählten Arbeitspunkte.

Zur Ermittlung des Kleinsignalverhaltens muss das System um den Arbeitspunkt angeregt werden. Die Anforderungen an das Anregungssignal resultieren zum einen aus der Linearitätsgrenze des Arbeitsbereichs und zum anderen aus dem geforderten Frequenzbereich, für den das ermittelte Übertragungsverhalten repräsentativ sein soll.

Als mögliche Testsignale bieten sich stochastische oder sinusförmige Signale an, die dem im Arbeitspunkt erforderlichen stationären Lenkradwinkel überlagert werden. Im Fahrversuch hat sich die Überlagerung des konstanten Lenkradwinkels durch einen Gleitsinus bewährt.

Aus den aufgezeichneten Frequenzgangwerten werden unter Anwendung einer Identifikationsmethode die verschiedenen Übertragungsfunktionen zweiter Ordnung bestimmt. Anhand dieser Übertragungsfunktionen können verschiedene fahrdynamische Kennwerte zur Charakterisierung des Fahrverhaltens berechnet werden. Diese, aufgetragen über dem querdynamischen Fahrbereich, d.h., in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit und der Querbeschleunigung, repräsentieren schließlich den Fingerprint eines Fahrzeugs (**Bild 6-38**).

Neben der klassischen Beurteilung des Fahrverhaltens bietet die vorgeschlagene Methode des Fingerprints die Möglichkeit zur Abbildung und Beurteilung des Fahrverhaltens über dem querdynamischen Fahrbereich bis an die physikalische Fahrgrenze. Die Einsatzmöglichkeiten der Methode umfassen hierbei sowohl die objektive und vergleichende Beurteilung von Fahrzeugen sowie die durchgängige Verwendung der Abbildung des Fahrverhaltens im Entwicklungsprozess eines Fahrzeugs beginnend mit den Anforderungen bis hin zur Validierung. Die Methode wurde bisher für den querdynamischen Fahrbereich entwickelt, kann aber auch auf den längs- und den vertikaldynamischen Fahrbereich erweitert werden. Eine detaillierte Beschreibung der Methode gibt [21].

6.5.3.9 Auslegung der Elastokinematik nach der Regelungstechnischen Methode

Für den Entwurf der Elastokinematik wird eine Regelungstechnische Entwurfsmethode basierend auf einem neuartigen Modellansatz zur Beschreibung elastokinematischer Effekte angewendet.

Die Grundlage des Elastokinematikmodells ist die additive Aufschaltung der elastokinematischen und kinematischen Spurdifferenzwinkel entsprechend dem Lenkungsmodell nach [22].

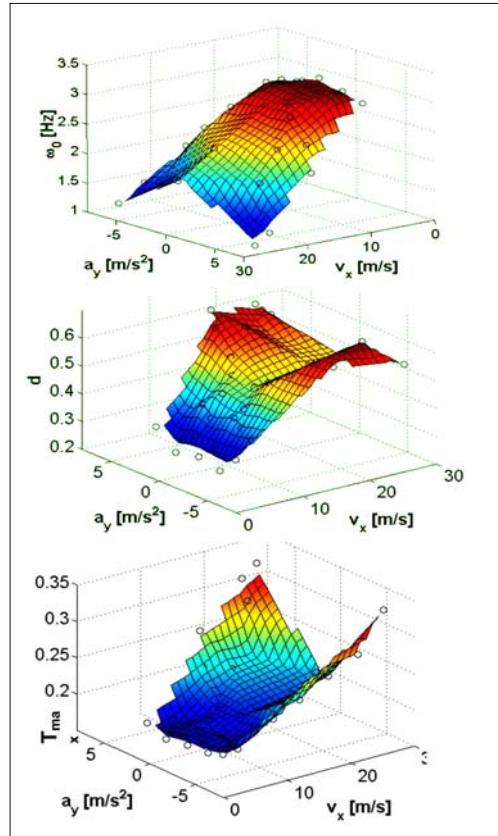


Bild 6-38: Fingerprint eines SUV am Beispiel der Gierwinkelgeschwindigkeit (Eigenfrequenz, Dämpfung, Peak-Response-Time)

Die Eingangsgrößen des Lenkungsmodells entsprechen verschiedenen Zustands- bzw. Ausgangsgrößen bekannter Fahrzeugmodelle. Die Ausgangsgrößen des Lenkungsmodells wiederum sind die Eingangsgrößen der Fahrzeugmodelle. Bei Einschränkung auf die durch Seitenkräfte verursachten elastokinematischen Spurdifferenzwinkel wird das Lenkungsmodell in die Rückführung der Seitenkräfte auf die Radeinschlagwinkel in ein Fahrzeugmodell (**Bild 6-39**) integriert.

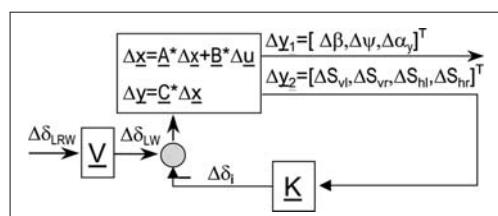


Bild 6-39: Elastokinematischer Modellansatz

Die aufgrund der Seitenkräfte verursachten Sekundäreffekte werden über die Rückführmatrix

$$\underline{K} = \begin{pmatrix} K_{\delta,vl}^{S_{vl}}|_{AP} & K_{\delta,vr}^{S_{vr}}|_{AP} & K_{\delta,hl}^{S_{hl}}|_{AP} & K_{\delta,hr}^{S_{hr}}|_{AP} \\ K_{\delta,vr}^{S_{vl}}|_{AP} & K_{\delta,vr}^{S_{vr}}|_{AP} & K_{\delta,vr}^{S_{hl}}|_{AP} & K_{\delta,vr}^{S_{hr}}|_{AP} \\ K_{\delta,hl}^{S_{vl}}|_{AP} & K_{\delta,hl}^{S_{vr}}|_{AP} & K_{\delta,hl}^{S_{hl}}|_{AP} & K_{\delta,hl}^{S_{hr}}|_{AP} \\ K_{\delta,hr}^{S_{vl}}|_{AP} & K_{\delta,hr}^{S_{vr}}|_{AP} & K_{\delta,hr}^{S_{hl}}|_{AP} & K_{\delta,hr}^{S_{hr}}|_{AP} \end{pmatrix} \quad (6.3)$$

ausgedrückt, wobei

$$K_{\delta,i}^{S_j}|_{AP}$$

ein Maß für die Änderung des Spurwinkels am i -ten Rad bei Änderung der Seitenkraft am j -ten Rad für den zu betrachtenden Arbeitspunkt AP ist. Die einzelnen Elemente der Rückführmatrix entsprechen den negativen Gradienten G_X^Y der verschiedenen Spurkennlinien $K_X^Y = -G_X^Y$. Das negative Vorzeichen resultiert aus der Definition der Spurdifferenzwinkel, die den Radeinschlagwinkel positiv aufgeschaltet werden, und der Definition der Ausgangsrückführung, die eine negative Aufschaltung der Rückführung fordert.

Die Vorfiltermatrix

$$\underline{V} = \left(V_{\delta,vl}|_{AP} \quad V_{\delta,vr}|_{AP} \quad V_{\delta,hl}|_{AP} \quad V_{\delta,hr}|_{AP} \right)^T \quad (6.4)$$

berücksichtigt im wesentlichen die Lenkübersetzung i_L . Als Synthesemodell zur Auslegung der Elastokinematik dient ein linearisiertes Fahrzeugmodell zur Beschreibung der Quer- und Gierbewegung unter Berücksichtigung des Reifeneinlaufverhaltens:

$$\begin{aligned} \dot{v}_y &= -v_x \cdot \dot{\psi} + (a_{y,vl} + a_{y,vr} + a_{y,hl} + a_{y,hr}) \\ \ddot{\psi} &= \frac{\dot{m}((a_{y,vl} + a_{y,vr})l_v - (a_{y,hl} + a_{y,hr})l_v)}{J_\psi} \\ \dot{a}_{y,vl} &= \frac{(a_{y,vl,stat} - a_{y,vl})}{T_{y,vl}} \\ \dot{a}_{y,vr} &= \frac{(a_{y,vr,stat} - a_{y,vr})}{T_{y,vr}} \\ \dot{a}_{y,hl} &= \frac{(a_{y,hl,stat} - a_{y,hl})}{T_{y,hl}} \\ \dot{a}_{y,hr} &= \frac{(a_{y,hr,stat} - a_{y,hr})}{T_{y,hr}} \end{aligned}$$

Zum Entwurf der Rückführmatrix wird die *direkte Methode zum Entwurf von Ausgangsrückführungen durch Polvorgabe* [23] eingesetzt. Das gewählte Entwurfsverfahren bietet die Möglichkeit, verschiedene Eigenschaften eines Achssystems für die Synthese zu berücksichtigen. Diese Möglichkeiten sind in [21] beschrieben.

Der Entwurf ist für verschiedene Arbeitspunkte durchzuführen. Die Ergebnisse sind die Gradienten der Spurkennlinien, die durch Integration über die Reifenkräfte in die Kennlinien überführt werden.

Die ermittelten Kennlinien erheben nicht den Anspruch, durch ein passives System realisierbar zu sein. Das Entwurfsverfahren kann vielmehr auch dazu verwendet werden, die Anforderungen an ein aktives Achssystem zu ermitteln. Die Umsetzung der Spurkennlinien in die Konstruktion einer Achse erfolgt durch den Achsentwickler.

Die Vorgabe für den Entwurf der Spurkennlinien sind fahrdynamische Vorgaben in Form von objektiven Kriterien. Diese werden in Regelungstechnische Kriterien, d.h. in eine Pol-/Nullstellendarstellung, überführt. Als Grundlage für die Entwicklung und Optimierung einer Achse kann die Beschreibung des Fahrverhaltens basierend auf dem Fingerprint eines Referenzfahrzeugs verwendet werden. Die Pol- und Nullstellendarstellung des geforderten fahrdynamischen Verhaltens kann unmittelbar den identifizierten Übertragungsfunktionen entnommen werden.

Die vorgestellte Methode zur Regelungstechnischen Auslegung der Elastokinematik bietet eine neue Möglichkeit zur Vorauslegung von Achssystemen. Die Anforderungen an das Verhalten des Fahrzeugs können unmittelbar im Entwurf verwendet werden. Durch diese analytische Vorgehensweise können bereits in der Konzeptentwicklung eines fahrdynamischen Systems Untersuchungen durchgeführt werden, die zur Reduzierung des Simulations- und Versuchsaufwandes führen.

Der Regelungstechnische Entwurf der Elastokinematik wurde bisher für das Spur- und Sturzverhalten infolge von Seitenkräften entwickelt. Eine Berücksichtigung von Längskräften und Federwegen ist denkbar, wurde bisher aber noch nicht umgesetzt.

6.5.4 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- (Baustuktur, Stücklisten) und Fertigungsinformationen (Werkstoff, Fertigungsverfahren, Oberflächen- und Wärmebehandlung). Alle Bauteile, Zusammenbauten, Module bis zum Gesamtfahrzeug wird mit 3D-CAD modelliert. Diese wird DMU (*Digital Mock Up*) ge-

nannt. DMU für das Gesamtfahrzeug (Außenabmessungen, Radstand, Spurweiten, Fahrgastrum, 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. Größter Vorteil des DMU ist die ständige Koordination unterschiedlicher Entwicklungsbereiche um die Bauraumkonflikte zu vermeiden. Außerdem bildet DMU das Grundmodell für alle Simulationen, Package- und Freiraumuntersuchungen, Kinematikanalysen aber auch für die Herstellung von Rapid-Prototypen oder Prototypen und Serienwerkzeuge. 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.

6.5.5 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 und eine Kostenreduktion werden durch eine Integration dieser Entwicklungsaufgaben und dafür notwendige Softwarepakete in einer Entwicklungsumgebung erreicht. Virtuelle Produktentwicklungsumgebung ist hier das Stichwort (VPE, *Virtual Product Environment*).

6.5.5.1 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 Fahrzeugaufbau 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 z.B. Fahrbaununebenheiten auszugleichen. Um die Beurteilung und den Vergleich unterschiedlicher Radaufhängungen zu ermöglichen, werden verschiedene Kenngrößen der Achs- und Lenkgeometrie herangezogen. Die Anordnung bzw. die Koordinaten der Radaufhängungspunkte am Radträger und Fahrzeugaufbau haben einen direkten Einfluss auf die Bewegung des Rades beim Einfedernden und/oder Einlenken. Die räumliche Starrkinematik allgemeiner Einzelradaufhängungen kann durch einen mathematischen Ansatz relativ einfach und exakt beschrieben werden.

Der Berechnungsalgorithmus basiert auf einem mathematischen Ansatz von Matschinsky [24, 25]. Dieser ist in [26] 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.

Tabelle 6-5: Auszug aus Liste der berechneten Kinematikwerte in ABE

Federweg am Feder-/Dämpferelement [mm]	Nachlaufwinkel [°]
Weg am Rad (vertikaler Radhub) [mm]	Nachlaufstrecke [mm]
(Vor-)Spurwinkel [°]	Nachlaufversatz [mm]
Spurstrangerweg [mm]	Spreizungswinkel [°]
Radlenkwinkel [°]	Lenkradius [mm]
Radsturzwinkel [°]	Spreizungsversatz [mm]
Spurweite [mm]	Störkraftbelärm Bremsen
Wankpol-Lage bei Hub- und Wankfeder [mm]	Störkrafthebelarm Antreiben
Optimaler Bremsabstützwinkel [°]	Radlenkwinkel innen [°]
Tatsächlicher Bremsabstützwinkel [°]	Radlenkwinkel außen [°]
Bremsnickausgleich [%]	Mittlerer Radlenkwinkel [°]
Optimaler Anfahrbabstützwinkel [°]	Spurdifferenzwinkel [°]
Tatsächlicher Anfahrbabstützwinkel [°]	Ackermann-Winkel (außen)
Anfahrbnickausgleich [%]	Ackermann-Anteil [%]
Schrägfederungswinkel [°]	Lenkradwinkel [°]
Federübersetzung (Federweg / Radhub)	Lenkübersetzung [°]

In dem Programm ABE, das zusammen mit ZF Lemförder Fahrwerktechnik und dem Institut für Kraftfahrwesen Aachen entwickelt wurde, wird dieser Ansatz in eine Rechenroutine umgesetzt, die in *Visual Basic for Applications* (VBA) geschrieben und deshalb im Programm Microsoft Excel (ab Version 97) nutzbar ist. Dem Fahrwerkingenieur wird damit ein präzises und leicht zu bedienendes Berechnungstool an die Hand gegeben, 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 6-40**). Das Berechnen von aufge-

losten Lenkerverbunden bzw. räumlichen Achs-kinematiken (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 [26] vollständig beschrieben 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 Stablenker 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. Ein Achssystemlieferant liefert hauseigene Gelenke und Lager und kann somit in der Achsauslegung und Vorentwicklung bereits wichtige Erkenntnisse für die hausinterne Komponentenentwicklung generieren. 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 Gelenkkopf flächig relevant, während bei einem Gummilager die Bewegung zwischen der Innen- und Außenhülse von Interesse ist.

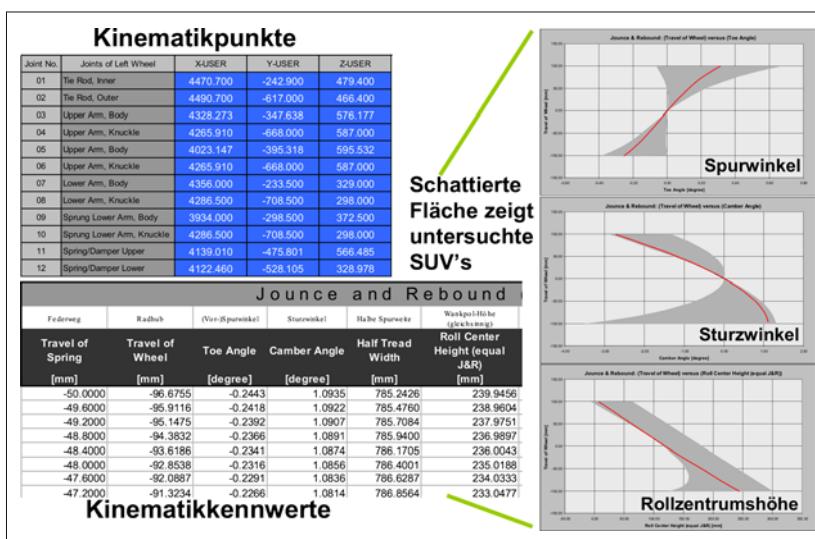


Bild 6-40:
Benchmark berechneter Kennwerte

Gelenkwinkeldarstellung

Die relativen Gelenkbewegungen werden entweder in Polarkoordinaten oder in einer projizierten 2-Ebenen-Gelenkwinkeldarstellung anschaulich ausgegeben. In der Polarkoordinatendarstellung ist die direkte Erfassung des absoluten Öffnungswinkels möglich. Gleichzeitig wird mit dem Positionswinkel angegeben, an welcher rotatorischen Position sich die jeweilige Gelenkköpfung ergibt. Bei der 2-Ebenen-Darstellung wird die Stellung des gewinkelten Gelenks relativ zur Ausgangsstellung über zwei Projektionswinkel beschrieben. Damit wird ein Großteil der in der Industrie üblichen Darstellungsweisen für Gelenkwinkel abgedeckt. Weiterhin wird die Drehung des Gelenks berechnet und dargestellt. Bei einem Kugelgelenk hat die Drehung um die Gelenkzapfenachse Einfluss auf den Gelenkverschleiß, bei einem Gummilager kann die Angabe dieses Gelenkwinkels darüber hinaus für die Berechnung des Rückstellverhaltens bzw. Rückstellmomentes unter Verwendung des Materialverhaltens weiterverwendet werden.

Ob in der Polarkoordinatendarstellung oder in der 2-Ebenen-Projektion: für jeden Bewegungszustand des Achssystems bzw. des Radträgers kann die jeweilige Gelenkstellung eindeutig abgelesen werden.

Bewegungsablauf der Radaufhängung

Um eine eindeutige Zuordnung der Gelenkwinkeleregebnisse zum jeweiligen Bewegungszustand sowie die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, ist ein standardisierter Bewegungsablauf realisiert. Nach Eingabe von maximalem Einfederweg sowie maximaler Spurstangenauslenkung durch den Benutzer wird ein Bewegungsplan erzeugt, der schachbrettartig aus der Konstruktionslage heraus sukzessive alle maximalen Stellungen anfährt. Die Feder kann maximal ein- oder ausgefedornt werden, die Spurstange maximal nach rechts und links bewegt werden. Zusammen mit der Ausgangsstellung, der Konstruktionslage, ergeben sich 9 verschiedene Endpositionen. Daraus ergeben sich insgesamt 12 Bewegungsbahnen, die durchfahren werden, **Bild 6-41**.

Damit werden auf effiziente Weise möglichst alle extremen oder gar kritischen kinematischen Gelenkkzstände erfasst, die sich über den gesamten Bewegungsbereich einer Radaufhängung ergeben können. So können bereits in der Vorentwicklung die notwendigen kinematischen Winkelbereiche der einzelnen Gelenke vordimensioniert werden. Die Farben der jeweiligen Bewegungsrichtungen sowie die Bezeichnungen der jeweiligen Eckpositionen im Bewegungsplan finden sich zur besseren Orientierung auch in den Ergebnisdarstellungen wieder.

Ergebnisbeispiel und Beurteilung

Beispielhaft ist das Ergebnis einer Gelenkwinkelberechnung für ein radträgerseitiges Kugelgelenk einer Mehrlenkeraufhängung dargestellt, **Bild 6-42**.

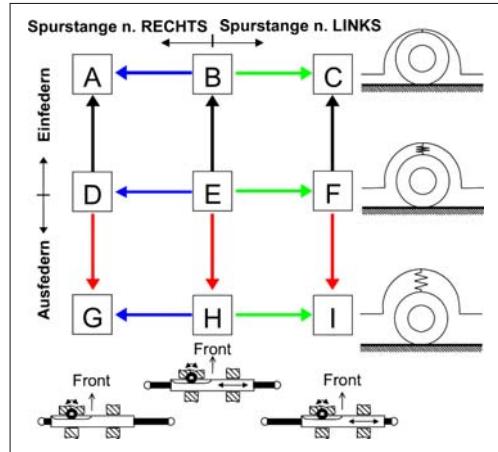


Bild 6-41: Standardisierter Bewegungsplan zur Berechnung der Gelenkwinkel

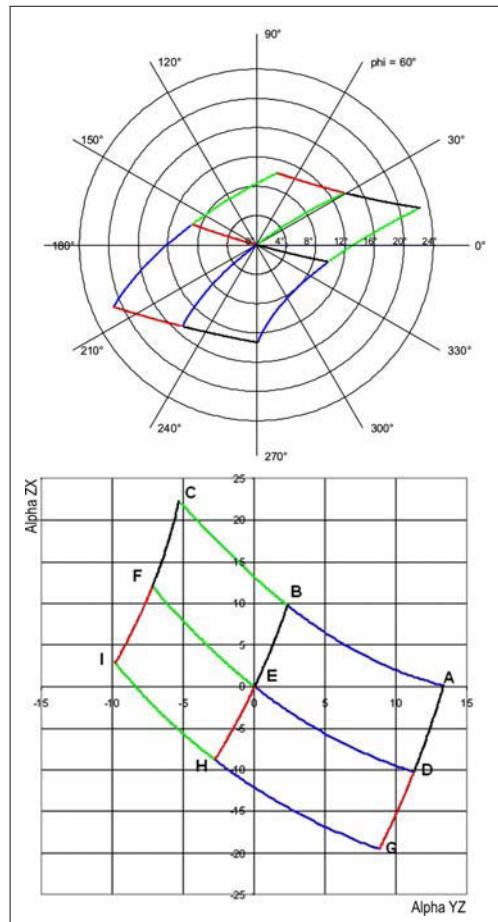


Bild 6-42: Ergebnisse in Polarkoordinaten (oben) sowie in 2-Ebenen-Projektionswinkel

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 Gelenkköpfungsblende 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.

Kinematik und Elastokinematik Optimierung

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, die Lage der Kinematikpunkte in Abhängigkeit von Radbedingungen wie

Bauraumrestriktionen so zu bestimmen, dass eine gewünschte Kenngrößen erzielt wird.

Die Kinematik-Optimierungsgrößen sind:

- ◆ Spurwinkelverlauf,
- ◆ Sturzwinkelverlauf,
- ◆ Wankpolhöhe,
- ◆ Brems-, Nickausgleich,
- ◆ Ackermannausgleich (VA).

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 [$^{\circ}/\text{kN}$],
- ◆ 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 6-43** ist die Struktur des Kinematikoptimierers dargestellt. Die achsspezifischen Ist-Kenngrößen werden, wenn es sich um eine reine kinematische Optimierung handelt, über ABE berechnet.

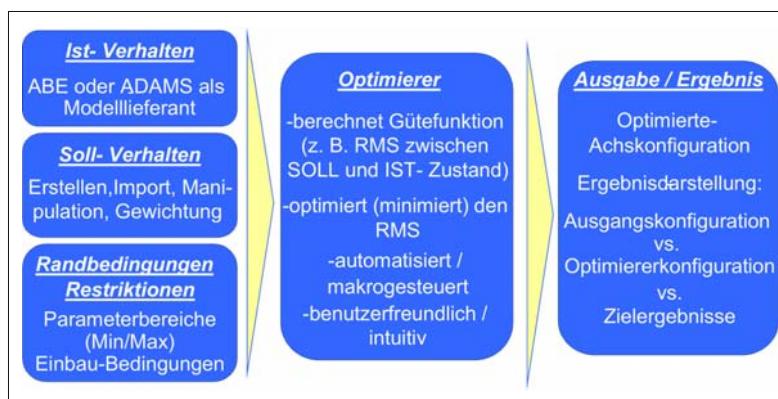


Bild 6-43:
Struktur des Kinematik-optimierers

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 Funktion der zu optimierenden Kenngrößen. Das gewünschte Sollverhalten kann über den Import von Kennlinien bzw. über eine Interpolationsfunktion vorgegeben und manipuliert werden. Über die Radbedingungen/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 optimierten Kenngrößen bzw. die optimierte Achskonfiguration kann im Vergleich zur Ausgangskonfiguration und im Vergleich zur Zielkonfiguration dargestellt werden.

Dieses Programm erspart dem Konstrukteur die bis heute übliche und sehr zeitintensive Probiermethode (trial and error). Er braucht nicht mehr die Kinematikpunkte zu variieren und Raderhebungskurven zu berechnen, um zu sehen, dass die Eingaben gut genug sind. 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.

6.5.5.2 Virtuelle Produktentwicklungsumgebung

VPE (*Virtuelle Produktentwicklungsumgebung*) hat die Ziele die Entwicklung mit Hilfe von innovativen Prozessen effizienter zu gestalten, Entwicklungszeit zu reduzieren und Kosten zu sparen, Fehler zu vermeiden und mit Hilfe von parametrisierten Modellen auf Modifikationen schnell reagieren zu können.

Automatisch generierte standardisierte Reports unterstützen die Dokumentation der Entwicklungsphasen (**Bild 6-44**).

Mit Hilfe von VPE lassen sich folgende Aufgabenstellungen mit einer gemeinsamen Oberfläche bearbeiten:

- ◆ CAD-Design zur Generierung von parametrischen 3D-Volumen
- ◆ Package-Analyse: Kinematik-, Kollision- 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 6-45**).

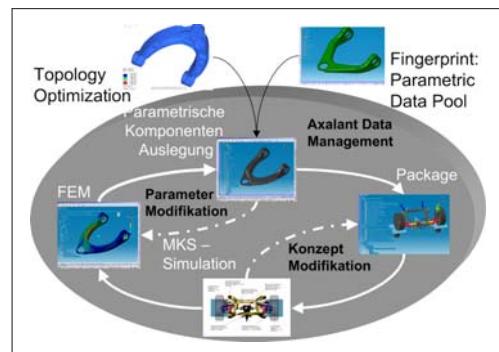


Bild 6-45: VPE-Entwicklungsprozess

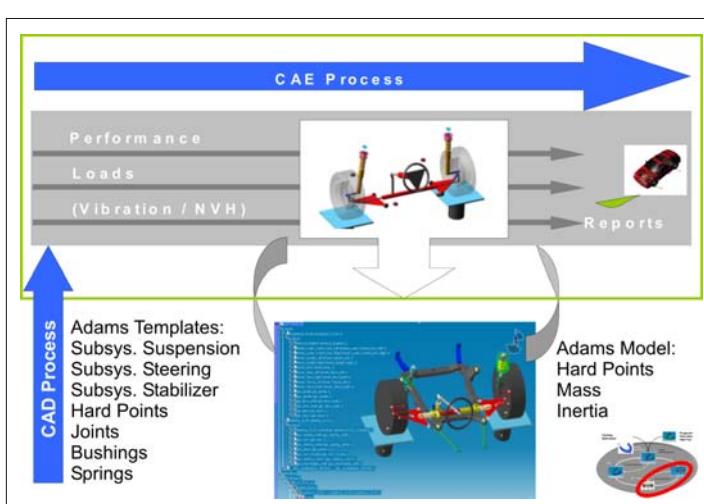


Bild 6-44:
Synchronisation zwischen CAE- und CAD-Prozess

Die CAD-Konstruktion wird auf spezifische Achsen Templates aufgebaut, die die Achskonstruktion abbilden und auf die bei der Entwicklung von neuen Projekten von einer zentralen Achsdatenbank zugegriffen werden kann. Mit Hilfe der Datenbank können alle bekannten Achsen hinterlegt werden, die als Grundlage neuer Achskonstruktionen dienen. Die konzept-spezifischen Kenngrößen (z.B: Hardpoints, Gummilager- und Federsteifigkeiten) müssen dann der neuen Konstruktion bzw. dem Projekt angepasst werden. Somit steht nach relativ kurzer Modellierungszeit ein Entwicklungsumgebung zu 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 versio-nisiert werden. Das CAD-Modell und das MKS-Mo-dell ist jederzeit synchronisiert und dem CAD-Kon-struktör steht eine Mehrkörpersimulationsumgebung zur Verfügung. Sowohl Bauraumuntersuchungen als Funktion der Federung aber auch als Funktion von äußerer Kräften können analysiert werden.

Bei konzeptionellen Änderungen der Hardpoints kön-nen 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 die fahrdynamischen wichtigen Kennwerte, maximal auftretenden Gelenkwinkel und Belastungen von der Gesamtachse bis hin zu jeder Komponente darstellen. Diese Belastungsergebnisse werden als Eingangsda-ten für die FEM-Berechnung in derselben Entwick-lungsumgebung benutzt. Mit Hilfe der Design-Parame-ter 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 Effizienzstei-gerung im Entwicklungsprozess realisieren.

Werden neue Bauteile in diese Entwicklungsumge-bung integriert, so wird überprüft, ob aus der Daten-bank ein parametrisiertes Modell als Gleichteilkonzept übernommen werden kann. Mit Hilfe der so genannten Fingerprint-Methode werden über Fertigungsverfahren, Material, Bauteilsteifigkeiten 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 Kompo-nente, 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 (Kon-struktion und Erprobung) bleiben in der Regel nur 24 Monate. Hier kann man keinen grundlegenden Ände-rungen mehr vornehmen. Hauptaugenmerk ist die Auslegung der Bauteile, Sicherstellung der Betriebs-festigkeiten, Optimierung der Funktionen und Einhal-tung der Terminpläne, sowie der Kostenziele. Es ist auch deshalb keine grundlegende Änderung mehr mög-lich, weil die Produktion bereits mit der Planung der Produktionsanlagen und Serienwerkzeugen ange-fangen hat (Industrialisierung). Die Hauptstrategien und wesentlichen Maßnahmen sind dabei [7]:

- ♦ strukturierte Kopplung an einen Gesamtfahr-zeugentwicklungsablauf mit definierten Schnitt-stellen und Synchronisierungspunkten,
- ♦ Nutzung von Konzeptfahrzeugen zur Absicherung der Fahrzeugkonzepte unabhängig vom Gesamt-fahrzeugprojekt,
- ♦ Beschleunigung der Bauteilentwicklung durch ge-zielten Einsatz von Simulations- und Berechnungs-verfahren, die vollständige Modellierung der Teile in 3D-CAD, die Nutzung von DMU, sowie die Verkürzung der zeitkritischen Prototypenherstel-lung durch Rapid-Prototyping,
- ♦ strukturierte Funktionsabsicherung für Fahrdynamik, Reifen und Regelsysteme und simultane Bearbeitung der Teilprozesse der Funktionsentwicklung durch klar definierte und gemeinsam genutzte Fahrwerk-stände, sowie durch übergreifende Abgleiche der ge-trennt erarbeiteten Entwicklungsstände.

6.6.1 Konstruktion

Die erste Gelegenheit der Konzept und Funktions-überprüfung ist der **Aggregateträger**. Die Basis ist ein vorhandenes Serienfahrzeug, das in den Abmes-sungen, 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, Fahrdynamikre-gelung, Allradantrieb und Lenkungssysteme gehö-ren. 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 Entwicklungs-

teams. Diese 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 Konzeptfahrzeuge 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 Bauteilstiefigkeiten 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 Entwicklungsschritte 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 Umweltbedingungen und Sonderereignissen, reproduzierbaren Kundenwert sicherzustellen. Hierbei können Simulationstechniken nur teilweise helfen. Die Einfachheit der Konstruktionen, Tests unter extremen Umweltbedingungen und mit besonderen Kundenprofilen ist besonders hilfreich. Die Reklamations- und Gewährleistungskosten im Serieneinsatz können weit höher sein 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 6-46**).

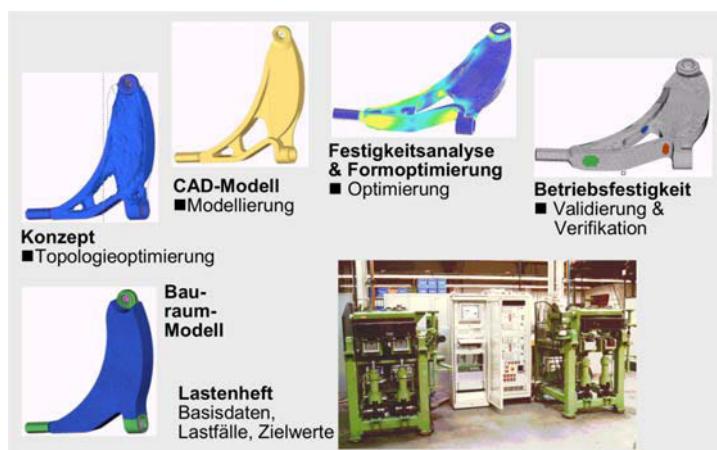


Bild 6-46:
CAD-unterstütztes Vorgehen
beim Auslegen der optimierten
Fahrwerksbauteile

Früher hatte man das Bauteil in CAD modelliert und danach mit FEM berechnet, um zu sehen, ob es den eingeleitenden 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 [18]: 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 (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 es die Belastungen aushält. Für die kritischen Stellen können mit der Shapeoptimierung [20] 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 es in der Praxis jedoch mehrere Tage, weil es nicht bei einer einzige Lösungsvariante bleibt. Um die kostengünstigste und

gewichtsoptimierte Lösung zu finden, wird das Bau teil 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 6-47 zeigt die mehreren Fertigungs- und Werkstoffalternativen, bis die beste Lösung gefunden werden konnte.

6.6.1.2 Bauraum „Package“

Während der Konstruktion ist der Bauraum oftmals die Hauptanforderung, 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 Package-Konflikte, die eine optimale Auslegung der Bauteile verhindern. Die Hauptvoraussetzung ist, dass die Bauteile in allen extrem Lagen des Fahrwerks, unter max. Belastungen, elasto-kinematischen Verschiebungen und Radstellungen 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.

Varianten	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 6-47: Auslegungsvarianten für einen oberen Querlenker (mit Bearbeitung, ohne Gelenke)

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 Programmalauf – der lange dauern kann – erhält man einen Bericht über alle kollidierten Bauteile und entsprechende Kinematikstellungen (diese müssen nicht unbedingt an Extrempositionen der Kinematik sein) und auch über die Stellungen, an denen die geforderten Freiräume mit den kritischen Abständen unterschritten werden. Voraussetzung ist jedoch, 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 [27]. 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 6.5.1.5). 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.

So ist es einfach zu sehen, ob die Bauteilgeometrien oder die Toleranzen angepasst werden müssen.

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 Aggregaträger, Konzeptfahrzeuge, Baustufenfahrzeuge und Vorseitenfahrzeuge, 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 Fahrwerkteile hat sich das *Selective Laser Sintering* (SLS) mit Metallpulver bewährt. Das Pulver wird in bis zu 20 µm [28] 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 teueren Stahlwerkzeugen hergestellt werden.

Für Anschauungsmodelle, Package und Funktions- tests 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 Serienrohlingen, dennoch reduzieren sich die Prototypenkosten deutlich.

Die kostengünstigste Möglichkeit zur Herstellung der Prototypen 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 einzeln 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 Gesamtentwicklungskosten ausmachen. Zuerst benötigt man für jede Prüfungsart meist einen anderen Prüfstand (Maschinenkosten), dann benötigt man mehrere teure Prototypen (Teilekosten) und schließlich benötigt man gut ausgebildete Versuchsingenieure (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 gewichtet optimiert sind. Schließlich entsprechen die Prüfbedingungen (Lastkollektive, Lastfrequenzen, Lasteingriffspunkte, 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) Fahrzeugherrstellern 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 Fahrzeugegebenen System-Subsystem-Komponente maßgebend. Für jede Ebene gelten abweichenende Testeinrichtungen und Vorgehensweisen (**Bild 6-48**). Die Ergebnisse haben ebenfalls unterschiedliche Aussagekraft:

Gesamtfahrzeugprüfungen haben den größten Aussagewert bezogen auf das Gesamtfahrzeug, lassen sich jedoch aus Kosten- und Zeitgründen sowie Komplexität nicht immer realisieren (**Bilder 6-49** und **6-50**).

Systemprüfungen haben einen guten Aussagewert bezogen auf das Teilsystem, haben jedoch auf Grund ihrer Komplexität und des Aufwandes den Nachteil, dass die Ergebnisse nicht hinreichend statistisch abgesichert werden können. (**Bild 6-54**). Systemprüfungen können aussagekräftig nur als Simulationsversuch mit iterativer Vorgehensweise betrieben werden.

Subsystemprüfungen (**Bild 6-51**) 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 6-52**) 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 6-53**).

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).



Bild 6-48: Vogelperspektive aus einem Versuchsräum mit Prüfeinrichtungen für Systeme und Komponenten



Bild 6-49: Achsvermessung (IKA, RWTH-Aachen)



Bild 6-51: Dreiachsige Prüfung eines Lenkers



Bild 6-50: Vier-Stempelanlage (ZF-Sachs)



Bild 6-52: Kugelzapfen-Betriebsfestigkeitsprüfung

6.6.2.3 Straßen-Simulationsprüfstand (SSP)

Der Achsprüfstand simuliert im Laborversuch die bei verschiedenen Schlechtwegstrecken auftretenden Belastungen 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 Antriebs-

momenteinleitung ist auch eine Lenkwinkel simulation vorgesehen. Die Lenkwinkelsimulation ermöglicht Lenkwinkel einschläge bis zu $\pm 40^\circ$ mit einer maximalen Winkelgeschwindigkeit von $50^\circ/\text{s}$. Die Drehung des Lenkrads wird von einem servogeregelten Hydromotor ausgeführt. Ein ungelenkter Betrieb des Prüfstands ist möglich (**Bild 6-54**). 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** gibt die zugeordneten Fahrzeugkenngroßen und erzielbare Kräfte bzw. Hübe wieder.

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 6-53:
Mögliche Lebensdauer-
tests auf Prüfmaschinen
und deren Aussagewert



Bild 6-54:
Straßen-
Simulationsprüfstand
für komplett Achsen
[Quelle: ZF Lemförder]

Tabelle 6-6: Spezifikationen für einen 16 Kanal Straßen-Simulationsprüfstand

Kanal-Nr.	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°

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 Prüfstandsanregung 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:

- ◆ System-Identifikation,
- ◆ 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 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 wie-

der. 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 während 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 Vorsierienfahrzeugen zur Qualitätsabsicherung vorgenommen. Die Tests werden durchgeführt

- ◆ auf physikalischen Prüfständen,
- ◆ auf realen Strassen (jeder Fahrzeughersteller 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.)
- ◆ in Extremgegenden, z.B. in Nordskandinavien (Winterbetriebs tests) und in Südalitalien oder Death Valley (USA) (Sommerbetriebs tests), auf Alpenpässen (Großglockner).

Mit den Tests am Gesamtfahrzeug werden unter den unterschiedlichen Umgebungsbedingungen die Fahrzeuggesamt funktionen, die gegenseitige Einflüsse

der Einzelsysteme, das Verhalten aller Bauteile, Werkstoffe und Betriebsstoffe geprüft. Die Tests liefern außerdem Aussagen zum Fahrerlebnis, zur Langstrecken- und Schlechtwegtauglichkeit, zum Verhalten in Grenzsituationen und unter Extrembedingungen. Darauf hinaus werden technische Spezifikationen (Verbrauch, Beschleunigung, Höchstgeschwindigkeit usw.) vermessen. Dabei werden alle fahrwerkrelevanten Betriebszustände eines Fahrzeugs berücksichtigt (Abschnitt 2.8):

- ◆ 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 Betriebbremse, μ -Split und μ -Jump-Bremsung.

6.6.4 Optimierung und Abstimmung

Den größten Anteil am Entwicklungsprozess eines Fahrzeugs nimmt die Optimierung und Abstimmung der Fahrwerke und Fahrwerkregelsysteme ein.

Die folgenden Optimierungen sind von Bedeutung:

- ◆ Gesamtgewicht und Gewichtsverteilung,
- ◆ Fahrdynamik,
- ◆ Fahrwerksverhalten 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 marktypischen 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 6-55**). Anhand der Unterschiede der Kurvenverläufe wird dann zwischen Fahrkomfort und Fahrdynamik der beste Kompromiss gesucht und dementsprechend eine Systemempfehlung abgegeben [29].

6.7 Entwicklungsaktivitäten während der Serienproduktion

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.

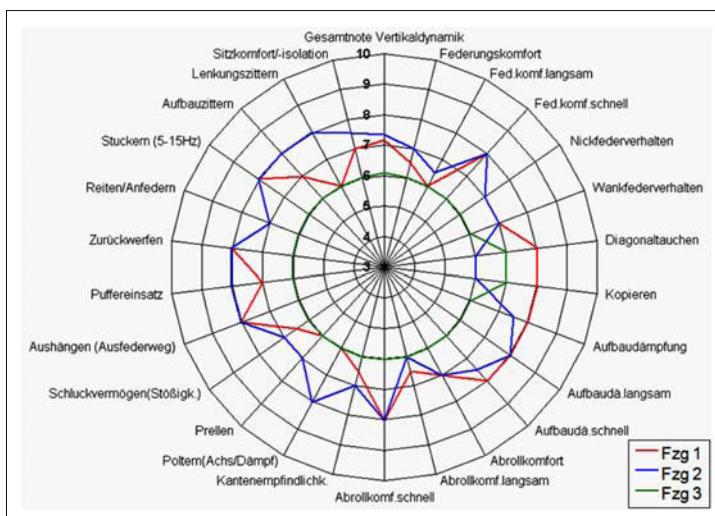


Bild 6-55:
Spider-Diagramm (Ride-Meter) zur subjektiven Beurteilung der vertikaldynamischen Kriterien [29]

Obwohl die Fahrwerkentwicklung mit unzähligen Erprobungs- und Dauerläufen abgesichert ist, tauchen während der Serie immer wieder technische Probleme auf, 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 sind – werden immer zusammen mit dem Modelljahrwechsel, in der Regel nach den Sommerferien eingeführt, um den Produktionsablauf und die spätere Ersatzteillieferung nicht zu stören. Auch in der Mitte der Gesamtaufzeit von 6 bis 8 Jahren wird eine gründliche Aufbesserung und Aufwertung *face lift* vorgenommen, um das Modell zu aktualisieren. Dafür wird meist auch eine kleine Fahrwerkentwicklung notwendig, die in deutlich gestraffterer Form abläuft, als die zuvor beschriebene.

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.

Trotzt der immer komplexer werdenden Fahrwerkstechnologie verkürzen sich die Entwicklungszeiten von Modell zum 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.

Während der Entwicklung lässt sich noch Zeit einsparen, wenn die Anzahl der physikalischen Prototypen 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 zwingen die Fahrwerkentwickler jedoch immer wieder zu neuen Lösungen und Kompromissen.

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 Hauptausforderung 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] Erosoy, 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] Rennemann, T.: Wettbewerbsvorsprung durch Supply Chain Management. Reihe: Arbeitsberichte – Working Papers, Heft Nr. 2. Ingolstadt, November 2003
- [5] Oberhausen, A.: Ford Product Development System. VDI-Berichte Nr. 1398, S. 355–374. Düsseldorf, 1998
- [6] Braess, Seifert: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2001
- [7] Berkefeld, V.; Döllner, G.; Söfge, F.: Fahrwerkentwicklung in 24 Monaten. Tag des Fahrwerks, s 128 Institut für Kraftfahrtwesen, RWTH Aachen. Aachen, 2000
- [8] N.N.: Fahrwerkentwicklungsschritte bei VW / AUDI, 2005
- [9] Entwicklungsmethodik für mechatronischer Systeme VDI-Richtlinie 2206. Düsseldorf: VDI Verlag, 2004
- [10] Method Park.: Projekt Kit für System-Software Automobil-Elektronik, Seite 16. Landsberg am Lech: Verlag Moderne Industrie, November 2005
- [11] Sommerlatte, T.: Innovations-Management. Digitale Fachbibliothek. Symposium Publishing, März 2006
- [12] ZF Lemförder: Zielwertkaskadierung. Interne Bericht, 2003
- [13] Taboada, F.: Automatisierte Targetkaskadierung. Dissertation, FH Berlin. Berlin, 2006
- [14] Wittenburg, J.: Dynamics of systems of rigid bodies. Stuttgart: Teubner, 1977
- [15] www.mscsoftware.com/products/adams.cfm

- [16] *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
- [17] ZF Lemförder: Toleranzsensitivitätsberechnung mit Adams. Interner Bericht, 2003
- [18] *Ersoy, M.*: Neue Entwicklungswerzeuge für PKW-Achsen. HdT-Essen, Fahrwerkstagung in München am 3/4 Juni 2003
- [19] *Hiese, Wolfgang*: Betriebsfestigkeits-Leitfaden, 4. Ausgabe. Friedrichshafen: ZF Friedrichshafen AG, 2003
- [20] *Meyer, Prißner, Reiner*: Die Topologieoptimierung im Einsatz beim VW. Altair User Meeting Stuttgart, 2001
- [21] *Richerzhagen, M.*: Entwicklung eines Ansatzes zur System theoretischen Analyse und Synthese fahrdynamischer Systeme bis an den Grenzbereich. VDI Fortschritt-Bericht, Reihe 12, Nr. 578. Düsseldorf: VDI Verlag, 2004
- [22] *Württenberger, M.*: Modellgestützte Verfahren zur Überwachung des Fahrzustands eines PKW. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 314. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 1997
- [23] *Konigorski, U.*: Ein direktes Verfahren zum Entwurf strukturbeschränkter Zustandsrückführungen durch Polvorgabe. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 8, Nr. 156. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 1988
- [24] *Matschinsky, W.*: Radführungen der Straßenfahrzeuge. Heidelberg/Berlin: Springer, 1998
- [25] *Matschinsky, W.*: Bestimmung mechanischer Kenngrößen von Radaufhängungen. Dissertation, Universität Hannover. Heidelberg, 1992
- [26] *Albers, I.*: Erstellung eines Berechnungstools zur starkkinematischen Analyse von Einzelradaufhängungen. Diplomarbeit, RWTH Aachen. Aachen, 2003
- [27] Verband der Automobilindustrie e.V. (VDA): Sicherung der Qualität vor Serieneinsatz. Frankfurt am Main, 1986
- [28] *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
- [29] AUDI: Vertikaldynamische Bewertung Ride-Meter

7 Systeme im Fahrwerk

7.1 Elektronik im Fahrwerk

Der Elektrik- und Elektronikanteil an der Wertschöpfung moderner Fahrzeuge liegt aktuell bei etwa 20%. In Oberklassefahrzeugen werden teilweise über 70 Steuergeräte verbaut. Prognosen sagen einen weiteren Anstieg des Elektronikanteils auf bis zu 40% im Jahr 2015 voraus. Was sind die wesentlichen Vorteile der Elektronik im Antriebsstrang und im Fahrwerk für den Autofahrer?

Der Fahrer erhält über den schon sehr hohen Standard passiver Fahrwerke hinaus gesteigerte Fahrdynamik, verbesserten Fahrkomfort und mehr Sicherheit. Elektronisch gesteuerte Antriebsstrangsysteme vom Automatikgetriebe über Allradantrieb bis hin zur radindividuellen Antriebsmomentverteilung (*Torque Vectoring*) ermöglichen häufig erst die effiziente und sichere Übertragung der heute in Relation zur Fahrzeugmasse oft sehr hohen Motorleistung auf die Straße. Ein wesentlicher Teil dieses Nutzens liegt in der Synergie der Antriebs- und Fahrwerksysteme und kann erst durch die Vernetzung der Einzelsysteme erschlossen werden.

Die ersten Anwendungen der Elektronik im Fahrwerk betrafen die Bremse. 1987 war der Serienstart des Antiblockiersystems ABS. Meilensteine waren 1995 die Einführung des ESP und 1997 die variable Dämpferansteuerung.

Bild 7-1 gibt eine Übersicht der Serienstarts wichtiger elektronisch gesteuerter Fahrwerksysteme. Neben dem semiaktiven Fahrwerk CDC erlebten 1999 das vollaktive Fahrwerk ABC (*Active Body Control*) und 2002 die aktive Wankstabilisierung (ARS) die Markteinführung.

Als Trend der nächsten Jahre zeichnet sich die Verbreitung elektromotorisch betätigter Steller ab.

7.2 Elektronische Fahrwerkregelsysteme

7.2.1 Domänenaufteilung

Die Vernetzung bringt eine wesentliche Komplexitätssteigerung, die Fahrzeughersteller 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. Der Schlüssel zur Komplexitätsbeherrschung ist eine leistungsfähige Architektur des Steuergeräteverbundes und der Funktionen, die so genannte Elektrik-Elektronik-Architektur oder kurz E/E-Architektur.

Als eindeutiger Trend zeichnet sich dabei die Strukturierung in so genannten Domänen ab. Das bedeutet, dass jeweils Aggregate, die zur Längs-, Quer- oder Vertikaldynamik beitragen, in einer Domäne funktional zusammengefasst werden (**Bild 7-2**).

Die Domäneinteilung funktioniert beispielsweise gut bei Lenkungen (Vorderachs- und Hinterachslenkung), die quasi nur die Querdynamik beeinflussen. Dagegen ist die Zuordnung einer Wankstabilisierung zu einer einzigen Domäne schwierig, da sowohl Vertikal- als auch Querdynamik über die Radlastverteilung beeinflusst werden.

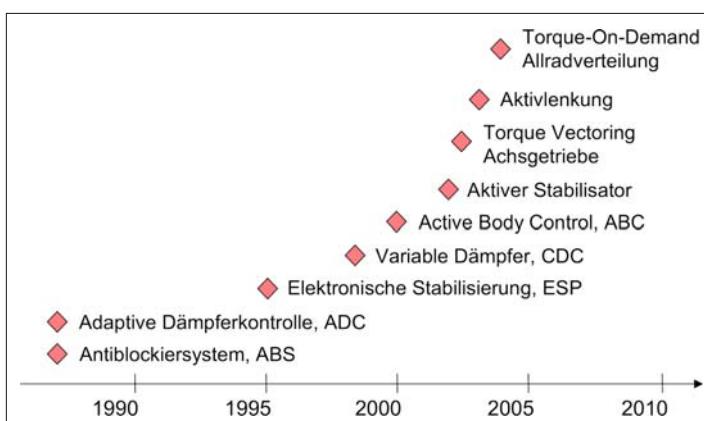


Bild 7-1:
Übersicht der Serienstarts elektronischer Fahrwerksysteme

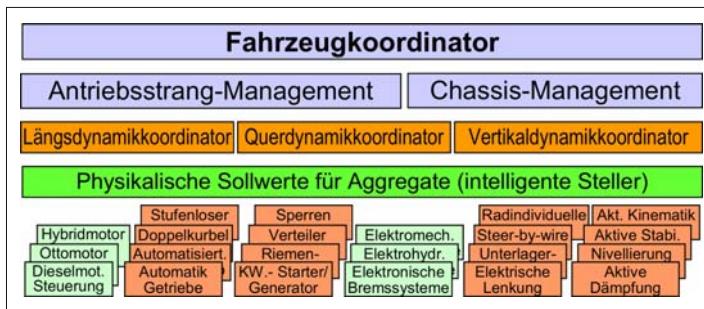


Bild 7-2:
Domänenstruktur der Antriebsstrang- und Fahrwerksysteme

Insbesondere im Grenzbereich des Reifens sind alle Antriebs- und Fahrwerksysteme über den Kammschen Kreis mehr oder weniger stark miteinander gekoppelt, **Bild 7-3**. Das führt zu einer teilweise starken Wechselwirkung der Systeme untereinander. So beeinflusst bekanntermaßen die Bremse bei blockierenden Rädern die Lenkfähigkeit ganz wesentlich. Umgekehrt wird beim ESP die Bremse sehr effizient zur Lenkung des Fahrzeugs herangezogen.

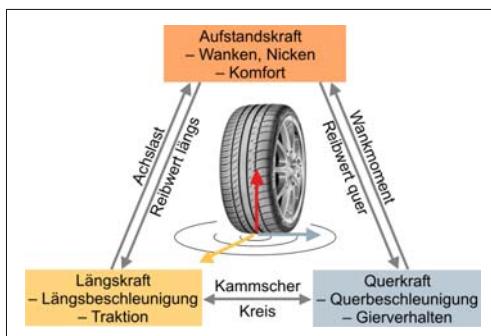


Bild 7-3: Kopplung der Längs-, Quer- und Vertikaldynamik über die Reifen (Kammscher Kreis)

Die folgenden Abschnitte geben einen Querschnitt typischer Fahrwerkfunktionen [1]. Zur Darstellung der Funktionen wird teilweise eine spezielle Aggregatbauart vorausgesetzt, auch wenn das System noch in anderen Bauarten realisiert wurde.

7.2.2 Längsdynamik – Schlupfregelung

Schlupfregelsysteme im Antriebsstrang umfassen neben der Bremse auch Differenzialsperren (Mittendifferenzial und Achsdifferenziale), so genannte Torque-on-Demand-Verteilergetriebe und Torque-Vectoring-Achsgetriebe [2]. Zielsetzung dieser Systeme ist die bestmögliche Ausnutzung des Reifendynamikpotenzials. Das gilt im Besonderen für die Optimierung der Längsdynamik (Beschleunigung und Verzögerung), aber durch die Kopplung von Reifenlängs- und Reifenquerkraftpotenzial auch für die

Querdynamikstabilität [3]. Eine Beschreibung der Verteiler- und Achsgetriebe ist in Abschnitt 3.2.3 zu finden.

7.2.2.1 Bremse

Zu den Funktionen des Anti-Blockiersystems (ABS), der Antriebsschlupfregelung (ASR), der Motorschleppmomentregelung (MSR) und weiterer mittels Bremse realisierter Funktionen, s. Abschnitt 3.3.7.3, Funktionen des elektronischen Bremssystems.

7.2.2.2 Elektronisch geregeltes Längsdifferenzial

Ein konventionelles Verteilergetriebe auf Differenzialbasis verteilt das Antriebsmoment in einem festen Verhältnis auf Vorder- und Hinterachse. Verliert eine Achse die Traktion, dann kann an der anderen Achse auch nur begrenzt ein Moment abgesetzt werden.

Das Durchdrehen einer Achse kann verhindert werden, wenn das Differenzial mittels einer elektronisch geregelten Lamellenkupplung, einer so genannten Differenzialsperre, überbrückt wird. Die Lamellenkupplung kann elektromotorisch oder elektrohydraulisch betätigt werden.

Traktionsoptimierung

Die elektronische Regelung des Längsdifferenzials ist primär eine Schlupfregelung der Lamellenkupplung, um das Durchdrehen einer Achse zu verhindern. Die elektronische Regelung erlaubt das Sperrmoment fahrsituationsabhängig zu berechnen, was Vorteile gegenüber dem nicht elektronisch gesteuerten alternativen Torsen-Differenzial und der Visko-Kupplung bietet.

7.2.2.3 Torque-on-Demand-Verteilergetriebe

Ein Torque-on-Demand-Verteilergetriebe erlaubt eine achsindividuelle und fahrsituationsabhängige Verteilung des Antriebsmoments auf eine primär und eine sekundär angetriebene Achse. Die sekundär angetriebene Achse greift dabei ihr Moment im Verteilergetriebe

triebe über eine regelbare Lamellenkupplung vom Hauptmomentfluss der primär angetriebenen Achse ab. Die Lamellenkupplung kann elektromotorisch oder elektrohydraulisch betätigt sein. Erster Serienstart war 2004, BMW/Magna Steyr [4].

Längsmomentverteilung

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 und der Getriebeübersetzung wird das an die sekundär angetriebene Achse zu übertragene Antriebsmoment berechnet. Aus diesem zu übertragenden Moment wird wiederum die Ansteuerung der Lamellenkupplung berechnet. Fahrsituationsabhängig wird die Momentverteilung dann mittels Vorsteuerung Traktions- und Fahrdynamikregler angepasst.

Traktionsoptimierung

Ein Schlupfregler 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 7-4**).

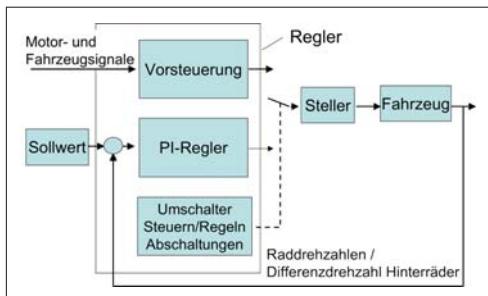


Bild 7-4: Regelkreis Differenzial mit Vorsteuerung und Betriebsartenumschaltung

Vernetzung

Das Torque-on-Demand-Verteilergetriebe erlaubt 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).

Schnittstelle und Regelung des Stellers

Die wesentliche Schnittstelle zwischen Betriebsstrategie und Steller eines Torque-On-Demand-Verteilergetriebes ist das Moment, das die Lamellenkupplung an die sekundär angetriebene Achse übertragen soll. Bei schleifender Kupplung ist das an die sekundär angetriebene Achse übertragene Antriebsmoment eine Funktion des Anpressdrucks bzw. der Anpresskraft der Kupplungslamellen.

Wird die Kupplung hydraulisch betätigt, dann wird über ein Ventil der gewünschte Druck eingeregelt. Wird die Kupplung elektromechanisch (z.B. über einen Kugelrampe- oder einen Kugelspindelmechanismus) betätigt, dann ist das Kupplungsmoment eine Funktion des Motorstellwegs. Das Kupplungsmoment wird deshalb über die Motorlage eingeregelt. Der Motorlageregler greift dabei auf einen unterlagerten Motormomentregler zurück.

7.2.2.4 Elektronisch geregeltes Achsdifferenzial

Das Wirkprinzip eines geregelten Achsdifferenzials ist analog zum geregelten Längsdifferenzial [5], s. Abschnitt 7.2.2. Statt der Begrenzung des Schlupfes zwischen Vorder- und Hinterachse geht es beim Achsdifferenzial 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 Differenzial 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 Schlupfregler 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 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 7-4**).

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 Differenzial wird so das am kurvenäußerem Rad absetzbare Moment begrenzt. Eine Differenzialsperre kann diesem Effekt entgegenwirken und das Beschleunigungsverhalten in Kurven verbessern.

Vernetzung

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.

Schnittstelle und Regelung des Stellers

Die wesentliche Schnittstelle zwischen Betriebsstrategie und Steller eines regelbaren Achsdifferenzials ist das Moment der Lamellenkupplung, die das Differenzial sperren kann. Die Regelung des Kupplungsmoments erfolgt analog zur Regelung des Torque-on-Demand-Verteilergetriebes in Abschnitt 7.2.2.3.

7.2.2.5 Achsgetriebe zur Quermomentverteilung

Ein offenes Achsdifferenzial verteilt das Antriebsmoment zu gleichen Teilen auf die beiden Hinterräder. Aus dieser Momentverteilung resultiert kein zusätzliches Giermoment. Bei Kurvenfahrt überträgt die Lamellenkupplung eines sperrbaren Differenzials Moment vom schneller drehenden, kurvenäußerem 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 untersteuernd 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 [2]. Eine mögliche Realisierung basiert auf einem Differenzial (s. Abschnitt 3.2.2.4). 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.

Traktionsoptimierung

Durch die variable Verteilung des Antriebsmoments lässt sich analog zu einer Differenzialsperre eine Traktionsregelung realisieren. Regelgröße ist beispielsweise die Differenzdrehzahl der Hinterräder. Stellgrößen sind die Kupplungsmomente.

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 7-5**). Ist die Grundabstimmung des Fahrzeugs untersteuernd, so lässt sich durch diesen Eingriff auch bei höheren Geschwindigkeiten ein neutraleres oder agileres Fahrverhalten realisieren.

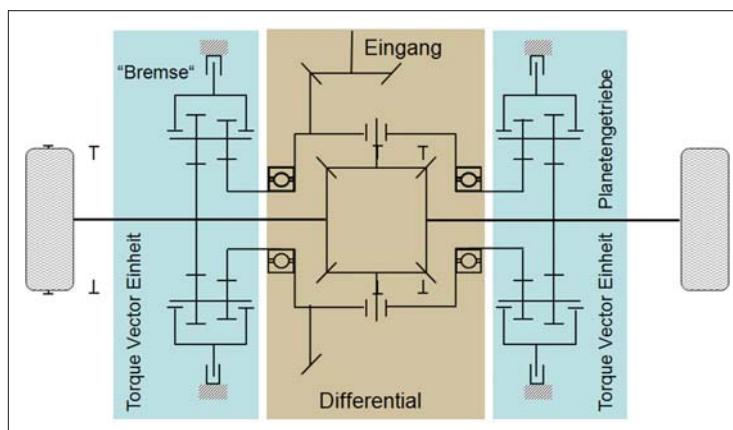


Bild 7-5:
Torque Vector Achsgetriebe

Gierdämpfung

Bei hohen Geschwindigkeiten kann die Gierdämpfung erhöht werden, indem bei Kurvenfahrt das Antriebsmoment bevorzugt an das kurveninnere Hinterrad geleitet. Dadurch ergibt sich eine der Gierrate entgegengesetztes Giermoment. Die höhere Gierdämpfung wirkt sich stabilisierend aus, z.B. bei Fahrmanövern wie dem doppelten Spurwechsel.

Vernetzung

Die Vernetzung eines Torque-Vectoring-Achsgetriebes betrifft die Traktionsoptimierung und die Fahrdynamikregelung.

Bei Allradantrieb ist das Torque-Vectoring-Achsgetriebe im Rahmen der Traktionsoptimierung mit dem Verteilergetriebe vernetzt. Die Momentverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse und zwischen linkem und rechtem Hinterrad wird so gestaltet, dass keines der vier Räder die Traktion verliert. Eine Schnittstelle zum Motor reduziert ggf. zusätzlich das Motormoment. Eine Schnittstelle zur Bremse kombiniert die Traktionsregelung zusätzlich mit der elektromechanischen Differenzialsperre.

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.

7.2.3 Querdynamikregelsysteme

7.2.3.1 Elektrolenkung

Die elektromotorische Servolenkung dient wie die hydraulische Servolenkung primär der Lenkunterstützung [6]. Für die Beschreibung der elektromechanischen Lenkung siehe Abschnitt 3.4.5.

Servounterstützung

Die Servounterstützung wird in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet. Beim Lenken im Stand, z.B. während des Parkierens, ist die Servounterstützung maximal. Mit zunehmender Geschwindigkeit nimmt die Servounterstützung ab, damit das Fahrzeug auch bei schnellerer Lenkbewegung im Bereich hoher Fahrzeuggeschwindigkeiten gut beherrschbar bleibt.

Zentrale Bedeutung hat das Lenkgefühl. Wesentliche Eingangsgrößen der Regelstrategie sind der Lenkradwinkel und das Handmoment des Fahrers, das gemessen bzw. berechnet wird. Bild 7-6 zeigt einen Regelansatz, der als Regelgröße das Handmoment verwendet. Der Sollwert für das Handmoment wird in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Zahnstangenkraft berechnet, Bild 7-7. Die Zahnstangenkraft wird

dabei mittels eines Beobachters berechnet. Stellgröße ist das Motormoment.

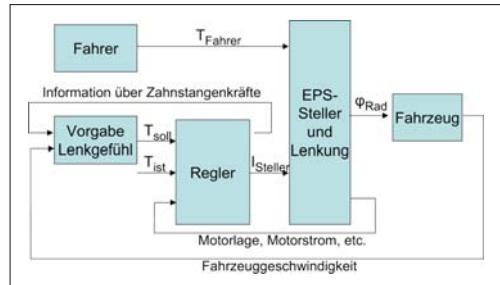


Bild 7-6: Regelkreis Elektrolenkung; Regelgröße: Fahrerhandmoment, Stellgröße: Motormoment.

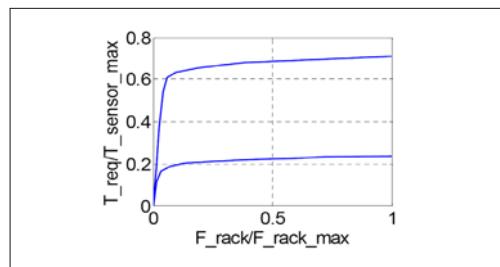


Bild 7-7: Kennfeld für die Lenkunterstützung: dargestellt ist das einzuregelnde Handmoment für den Fahrer in Abhängigkeit der Zahnstangenkraft und der Geschwindigkeit (untere Kurve: Parkieren, obere Kurve: hohe Geschwindigkeit) [6].

Optimierte Lenkgefühl

Der Fahrer wird durch die haptische Rückwirkung am Lenkrad über den Fahrbahnzustand informiert. Um die Fahrbahnbeschaffenheit über die Elektrolenkung möglichst realistisch an den Fahrer weiterzuleiten, kann beispielsweise in einem bestimmten Frequenzband das Rauschen 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. Die negativen Einflüsse des Seitenwindes zur Spurhaltung kann mit der Elektrolenkung kompensiert werden.

Schnittstelle und Regelung des Stellers

Die Eingangsinformation für den Steller ist das Drehmoment, mit dem der Elektromotor den Fahrer unterstützt. Dieses Drehmoment wird über eine Momentenregelung des Stellmotors eingestellt.

Vernetzung

Die Elektrolenkung erlaubt die Realisierung eines Einparkassistenten, s. hierzu Abschnitt 7.8.4. Sie bietet auch hinsichtlich der Fahrdynamikregelung Vernetzungspotenzial. Droht eine kritische Fahrsituation, so wird die Lenkunterstützung in geeigneter Art und Weise verstärkt oder vermindert, um dem Fahrer die Stabilisierung des Fahrzeugs zu erleichtern und eine weitere Verschärfung der Fahrsituation abzuwenden. Droht z.B. übersteuerndes Fahrzeugverhalten, so wird die Lenkunterstützung für weiteres Einlenken reduziert.

7.2.3.2 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]. Erster Serienstart war 2003, BMW / ZF Lenksysteme.

Variable Lenkübersetzung

Grundfunktion der Aktivlenkung ist die variable Lenkübersetzung. Die Lenkübersetzung hängt z.B. von der Fahrzeuggeschwindigkeit ab (**Bild 7-8**). Bei niedrigen Geschwindigkeiten wird die Lenkübersetzung direkt gewählt, um ein einfaches Parkieren zu erreichen. Bei hohen Geschwindigkeiten ist die Lenkübersetzung indirekt, um eine hohe Gierdämpfung zu erreichen.

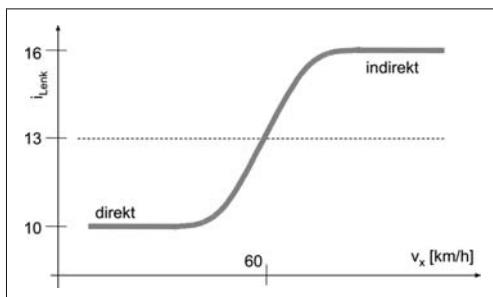


Bild 7-8: Überlagerungslenkung: Lenkübersetzung als Funktion der Fahrzeuggeschwindigkeit

Fahrdynamikregelung

Ferner bietet die Überlagerungslenkung die Möglichkeit stabilisierende Fahrdynamikeingriffe durchzuführen, z.B. im Rahmen einer Gierratenregelung [8].

Die Überlagerungslenkung eignet sich insbesondere für Eingriffe in Situationen, in denen das Fahrzeug übersteuert. Eine Reduzierung des Lenkwinkels kann hier die Gierrate vermindern und ein ungewünschtes Eindrehen des Fahrzeugs verhindern.

Schnittstelle und Regelung des Stellers

Bei der Aktivlenkung [7] wird die variable Lenkübersetzung dadurch erreicht, dass ein Elektromotor mittels eines Überlagerungsgetriebes der Lenkradstellung einen zusätzlichen Lenkwinkel überlagert. Dazu wird der Elektromotor auf Lage geregelt. Die Motorlage wird mittels eines Sensors erfasst. Die Motorlagergeregelung wiederum bedient sich einer unterlagerten Motormomentregelung.

Weitere Funktionen

Weitere Funktionen einer Überlagerungslenkung sind Seitenwind- und Spurrollenkompensation [8].

Vernetzung

Die Vernetzung der Überlagerungslenkung ist insbesondere im Rahmen einer Gesamtfahrdynamikregelung sinnvoll. 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.

7.2.3.3 Aktive Hinterachslenkung

Hinterachslenkungen bieten zwei wesentliche Vorteile. Zum einen verkleinert eine Hinterachslenkung den Wendekreis und verbessert das Fahrzeughandling, da die notwendigen Lenkbewegungen reduziert werden. Zum anderen kann eine Hinterachslenkung für fahrdynamische Eingriffe zur Fahrzeugstabilisierung verwendet werden (s. Abschnitt 3.4.8). Das Vernetzungspotenzial ist ähnlich dem der Aktivlenkung, d.h., insbesondere die Integration in die Fahrdynamikregelung, die Giermomentkompensation beim Anfahren und Bremsen und die Integration in Fahrerassistenzfunktionen wie Spurführung etc.

7.2.3.4 Aktive Hinterachskinematik

Die aktive Hinterachskinematik ermöglicht die Verstellung von Spur und Sturz eines Rades und wirkt damit ähnlich wie eine Lenkung. Die elektronische Ansteuerung erlaubt dabei je nach Realisierung über eine variable Lenkerlänge oder eine Fußpunktverstellung des Lenkers einen Systemeingriff. Die Verstelldynamik ist dabei stark systemabhängig und bestimmt die realisierbaren Funktionen. Bei wenigen dynami-

schen Systemen steht die Reduktion des Wendekreises im Vordergrund. Bei dynamischen Systemen kommen fahrdynamische Eingriffe mit den entsprechenden Vernetzungsmöglichkeiten hinzu.

7.2.4 Vertikaldynamikregelsysteme

Vertikaldynamikregelsysteme bieten drei wesentliche Vorteile. Erstens steigern Vertikaldynamiksysteme den Fahrkomfort und können z.B. auf die Straßenqualität reagieren. So können beispielsweise variable Dämpfer auf Schlechtwegstrecken die Dämpfung anpassen. Zweitens optimieren Vertikaldynamikregelsysteme über die Beeinflussung der Radaufstands Kräfte die Fahrdynamik bzw. die Fahrsicherheit.

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).

7.2.4.1 Variable Dämpfer

Bei der Auslegung passiver Dämpfer ist immer ein Kompromiss zwischen Komfort und Fahrsicherheit zu treffen (Bild 7-9). Durch elektronisch verstellbare Dämpfer wird dieser Zielkonflikt aufgehoben, da die Dämpfung kontinuierlich dem jeweiligen Fahrzustand angepasst werden kann [9]. Serienstart der adaptiven Dämpfer war 1987 und für kontinuierlich verstellbare Dämpfer 1999 (s. Abschnitt 3.6.7).

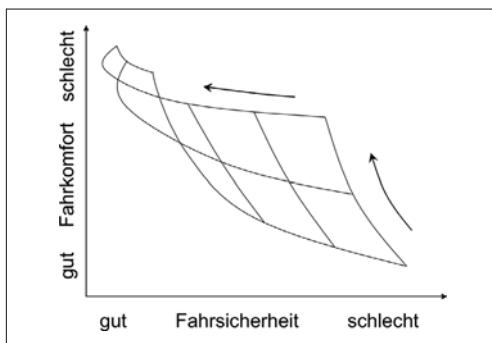


Bild 7-9: Zielkonflikt bei der Dämpferabstimmung und Potenzial für variable Dämpfer

Komfort

Die wesentliche Einzelsystemfunktion ist eine Komfortregelung der Dämpfung. Diese verfolgt das Ziel, den Fahrzeugaufbau optimal zu dämpfen und Fahrbananregungen so weit wie möglich nicht auf den Fahrzeugaufbau zu übertragen. Dies umfasst als Teilaufgaben auch eine optimale Wank- und Nickbe-

dämpfung. Für variable Dämpfer wurden verschiedene Regelstrategien entwickelt. Zwei Beispiele sind die Schwellwertstrategie und die so genannte Sky-Hook-Regelung [9], die in Abschnitt 7.6.3.3 ausführlich beschrieben werden.

Schwellwertstrategie

Bild 7-10 zeigt die relativ einfache Sensorik für die so genannte Schwellwertstrategie. Ein bis zwei Vertikalbeschleunigungssensoren messen die Bewegungen des Fahrzeugaufbaus. Die von den Beschleunigungssensoren ermittelten Signale werden laufend mit so genannten Schwellwerten verglichen und führen aufgrund des errechneten Verhältnisses zu einer kontinuierlichen Dämpfkraftverstellung in Richtung „härtere Dämpfung“.

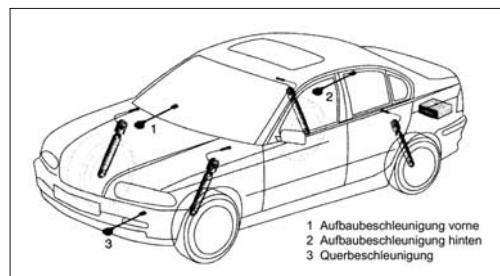


Bild 7-10: Systemaufbau und Sensorkonfiguration für die Schwellwert-Strategie.

Je nach Systemkonfiguration wird die Querbeschleunigung mit einem Beschleunigungssensor gemessen oder mit einem Lenkradwinkelsensor berechnet. Anhand dieser Signale wird neben der Querbeschleunigung auch die Änderung der Querbeschleunigung ausgewertet. Auf diese Weise kann das dynamische Wanken sehr effizient reduziert werden.

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 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:

$$F = k_{\text{sky}} \cdot v_{\text{Aufbau}} = k_{\text{Dämpfer}} \cdot v_{\text{relativ}}$$

$$\Rightarrow k_{\text{Dämpfer}} = k_{\text{sky}} \cdot \frac{v_{\text{Aufbau}}}{v_{\text{relativ}}} \quad (7.1)$$

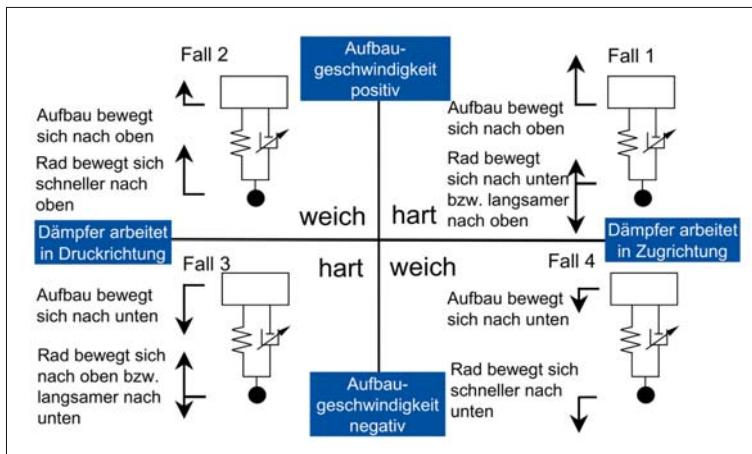


Bild 7-11:
Sky-Hook-Strategie für variable Dämpfer

Hieraus ergeben sich die in **Bild 7-11** dargestellten Betriebszustände.

Um die Anforderungen an die Sky-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 7-12** 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 fahrzeugsituationsabhängigen Reglermodulen den reinen Sky-Hook-Ansatz. So umfasst die Betriebsstrategie z.B. die Nick- und Wankdämpfung. Mit variabel verstellbaren Dämpfern lässt sich so schon eine gewisse, dynamische Wankabstützung erreichen.

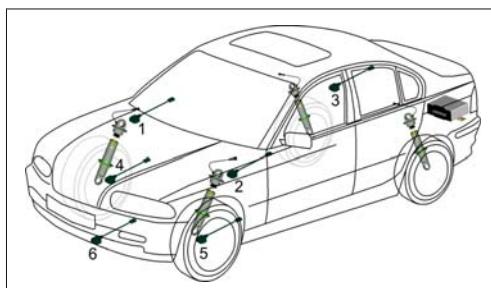


Bild 7-12: Systemaufbau und Sensorskonzession für die Sky-Hook-Regelung. 1 Aufbaubeschleunigung VR, 2 Aufbaubeschleunigung VL, 3 Aufbaubeschleunigung H, 4 Radbeschleunigung VR, 5 Radbeschleunigung VL, 6 Querbeschleunigung (optional Lenkradwinkel)

Schnittstelle und Regelung des Stellers

Sofern die variablen Dämpfer mit Hydraulikventilen realisiert sind, ist die elektrische Schnittstelle zum Dämpfer der Ventilstrom. Für sehr dynamische Dämpferregelungen werden die Ventile mittels einer H-Brücke angesteuert, um bei Bedarf das Spulenfeld (Induktivität) durch Löschströme schnell verändern zu können. Der Ventilstrom wird über einen Stromregler auf dem Steuergerät eingeregelt.

Vernetzung

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 7.3.3, 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.

7.2.4.2 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 [10]. Erster Serienstart war 2002, BMW / ZF Sachs (s. Abschnitt 7.6.2.3).

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 7-13**). 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 Wankaustieg nicht mehr vollständig vorgenommen, um den Fahrer über das Erreichen des fahrdynamischen Grenzbereichs zu informieren.

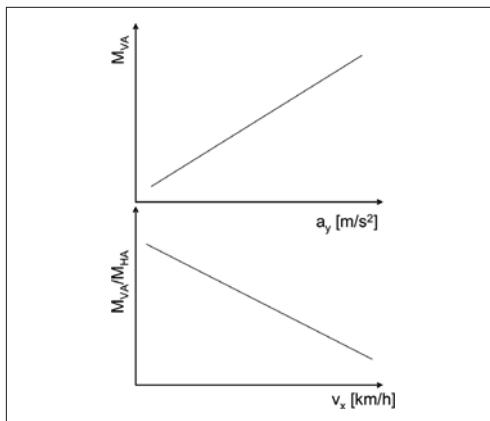


Bild 7-13: Wankabstützung als Funktion der Querbeschleunigung (oben), Eingriffsverhältnis Vorder-/Hinterachse als Funktion der Geschwindigkeit (unten)

Komfortfunktion

Bei Geradeausfahrt wird kein Abstützmoment aufgebracht. Die Kopplung von rechtem und linkem Rad über den hydraulischen Stabilisator ist dann weitgehend aufgehoben. Das so genannte Kopieren von einseitig eingebrachten Störungen wird so reduziert und der Komfort verbessert.

Vernetzung

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 Reifenkennfelds die Seitentragsfähigkeit der Vorderachse. An der Hinterachse stellt sich gleichzeitig der gegenläufige Effekt ein.

Schnittstelle und Regelung des Stellers

Die wesentliche Schnittstelle der Betriebsstrategie zum Steller ist das Moment, das im Stabilisator aufgebracht wird und dessen Wirkrichtung (Linkskurve oder Rechtskurve).

Bei einer hydraulischen Wankstabilisierung wird die Wirkrichtung des Stabilisatormoments über ein Richtungsventil geschalten. Die Größe des Stabilisatormoments wird über eine Druckregelung mittels eines Druckregelventils eingestellt.

Bei einer elektromechanischen Wankstabilisierung wird das Stabilisatormoment über eine Regelung des Motormoments eingestellt. Die Wirkrichtung wird über die Drehrichtung des Motors realisiert.

7.2.4.3 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 Einfederungen und über die Achskinematik ändern sich je nach Achsauslegung auch Spur und Sturz.

Eine Niveauregulierung stellt das Fahrzeogniveau 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 7-61**.

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.

Dazu wird das Niveau mit einem relativ langsamen Filter beobachtet. Wird eine dauerhafte Niveauabweichung festgestellt, dann beginnt der Regelvorgang. Um das Zielniveau möglichst genau einzustellen zu können, wird die Zeitkonstante des Filters für die Dauer des Regelvorgangs herabgesetzt. Bei starken Beschleunigungen und Kurvenfahrten wird der Beginn eines Regelvorganges unterbunden, um nicht auf Nicken und Wanken zu reagieren.

Niveaualwahl

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.

Vernetzung

Die Niveauregulierung hat eine langsamere Regeldynamik als die anderen hier diskutierten Fahrwerksysteme und kann deshalb weitgehend als Einzelsystemfunktion realisiert werden. Die Vernetzung mit anderen Systemen erfolgt typischerweise hinsichtlich des Austauschs von Sensorsignalen, z.B. werden Höhenstandssdaten und deren Ableitung anderen Systemen zur Verfügung gestellt.

Schnittstelle und Regelung des Stellers

Ist die Niveauregulierung mittels einer Luftfederung realisiert, dann sind im Wesentlichen der Luftkompressor und die Ventile anzusteuern, die das Aufpumpen bzw. das Ablassen der Bälge schalten. Der Kompressor erhöht so lange den Druck in den Federbälgen, bis das gewünschte und über Höhenstandssensoren gemessene Niveau erreicht ist.

7.2.5 Sicherheitsanforderungen

Die Systeme im Antriebsstrang und Fahrwerk sind in besonderem Maße sicherheitsrelevant, weil eine Fehlfunktion ernste Auswirkungen auf Fahrer, Mitfahrer und andere Verkehrsteilnehmer haben kann. Die funktionale Sicherheit von programmierbaren elektronischen Systemen wird in internationalen Normen wie beispielsweise der IEC 61508 [11] geregelt.

IEC 61508 sieht vor, die Systeme in Abhängigkeit der Ausfallfolgen einem von vier so genannten *Safety Integrity Level* kurz SIL zuzuweisen. Ein Ausfall der Systeme der Stufe SIL1 bzw. SIL4 hat die geringsten bzw. schwerwiegendsten Folgen, siehe **Tabelle 7-1**. Die Konkretisierung der Sicherheitsstufen hinsichtlich Unfallfolgen und maximaler, gerade noch tolerierbarer Ausfallrate (pro Stunde oder pro Benutzung) sind in industriespezifischen Unternormen geregelt. Für Fahrzeuganwendungen erfolgt die Detaillierung nach dem so genannten ASIL-Standard.

Für technische Systeme im Einzelkraftfahrzeug werden Wahrscheinlichkeiten für sicherheitsrelevante Ausfälle von kleiner als 10^{-8} bis 10^{-5} pro Stunde gefordert. **Tabelle 7-1** zeigt die Einteilung der Systeme entsprechend ihrer Schadenswirkung in die verschiedenen SIL-Stufen und die daraus resultierenden Anforderungen an die Ausfallwahrscheinlichkeit.

Systeme in Antriebstrang, Lenkung und Fahrwerk haben häufig eine Einstufung in die Stufen SIL2 und SIL3.

Tabelle 7-1: Einteilung der Systeme nach Schadenswirkung und daraus resultierende Anforderung an die Ausfallwahrscheinlichkeit [11]

SIL Level	Probability of Failure on Demand	Probability of dangerous Failure per Hour	Probability of Dangerous Failure per Year	Schaden
Fehler pro Benutzung	Fehler pro Stunde	Fehler pro Jahr		
SIL 1	$\geq 10^{-2} - 10^{-1}$	$\geq 10^{-6} - 10^{-5}$	$\geq 10^{-2} - 10^{-1}$	Verletzungen
SIL 2	$\geq 10^{-3} - 10^{-2}$	$\geq 10^{-7} - 10^{-6}$	$\geq 10^{-3} - 10^{-2}$	Tod eines Unfallopfers
SIL 3	$\geq 10^{-4} - 10^{-3}$	$\geq 10^{-8} - 10^{-7}$	$\geq 10^{-4} - 10^{-3}$	Tod weniger Unfallopfer
SIL 4	$\geq 10^{-5} - 10^{-4}$	$\geq 10^{-9} - 10^{-8}$	$\geq 10^{-5} - 10^{-4}$	Katastrophe

Fehlfunktionen können in verschiedenen Komponenten des Systems auftreten: Aktuatorik, Sensorik, Signalübertragung, Elektronik-Hardware und Software. Wird ein Fehler erkannt, dann wird das System in einen sicheren Zustand gebracht (*fail safe, fail silent, fail operational*). Beispiele für die Eigendiagnose des Steuergerätes sind:

Sensorik

Ein Signal wird typischerweise daraufhin überprüft, ob der Signalwert innerhalb des spezifizierten Signalfbereichs liegt, ob die zeitliche Ableitung (Gradient) nicht zu hoch ist und ob das Sensorsignal noch ein gewisses Rauschen aufweist. Die Abwesenheit jeglichen Rauschens kann je nach Sensor als Defekt interpretiert werden. Die Vernetzung bietet darüber hinaus die Möglichkeit, Sensorsignale modellbasiert mit anderen am Fahrzeug gemessenen Größen zu vergleichen.

Elektronik-Hardware

Die Eingänge und Ausgänge (Leistungsendstufen) des Steuergerätes unterliegen einer permanenten Diagnose, indem z.B. der Spannungsbereich von eingelesenen Sensorsignalen mit dem definierten Wertebereich oder die Größe der Steuerströme mit deren Sollwerten verglichen wird.

Ein Defekt des Mikrocontrollers lässt sich erkennen, wenn man die CPU oder den gesamten Mikrocontroller doppelt ausführt. Dabei wird dasselbe Programm auf beiden Mikrocontrollern gerechnet und die Ergebnisse verglichen.

Die Korrektheit des Programmspeichers wird durch regelmäßiges Berechnen von sogenannten Checksummen geprüft. Der Rechenspeicher (RAM) wird durch zyklisches Beschreiben und Auslesen geprüft.

Software

Die Korrektheit der Software an sich ist im Rahmen der Entwicklung abzusichern. Dies geschieht in der Regel durch umfangreiche Analysen und Tests. Die Analysen umfassen so genannte statische, durch Tools unterstützte Codetests und Programmreviews. Die Tests umfassen Modultest (z.B. durch offline Software-in-the-Loop-Test), und Integrationstest (z.B. durch real-time Hardware-in-the-Loop-Test) sowie Fahrversuch und Felderprobung.

7.2.6 Bussysteme

7.2.6.1 CAN-Bus

Standard für den Datenaustausch zwischen den Steuergeräten im Antriebsstrang und Fahrwerk ist heute der CAN-Bus. Im Bereich Antrieb/Fahrwerk werden bis zu 100 Botschaften mit etwa 800 Einzelinformationen über den Bus ausgetauscht. 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 CAN-Busse, die über so genannte Gateways miteinander verbunden sind. Der CAN-Bus ist ein nicht deterministischer Bus, bei dem der Buszugriff durch die einzelnen Busteilnehmer in einem so genannten 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. Das ist besonders dann eine Einschränkung, wenn sicherheitsrelevante Signale (z.B. Lenkwinkel oder Gierrate) in sehr dynamischen Fahrmanövern (z.B. doppelter Spurwechsel) übertragen werden.

7.2.6.2 FlexRay

Die dynamische Busallokation im Hinblick auf die Übertragung 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 [12]. Ein Konsortium aus Fahrzeugherstellern und Zulieferern entwickelt sowohl den Standard als auch die Software für die Bustreiber. Die erste Serienanwendung findet der FlexRay im Fahrwerk.

7.3 Systemvernetzung

Die elektronische Vernetzung der Systeme hat drei Hauptaspekte:

- ◆ **Erstens** ermöglicht die Vernetzung die fahrzeugweite Nutzung von Sensorsignalen. Z.B. werden die Raddrehzahlen vom Bremsensteuergerät erfasst und über den Fahrzeugbus allen anderen Systemen zur Verfügung gestellt.
- ◆ **Zweitens** gestattet die Vernetzung die Realisierung von Zusatzfunktionalität, die die Einzelsysteme nicht bieten können. So kann beispielsweise bei einer Vollbremsung auf μ -Split ein automatischer Lenkungseingriff ein Schrägziehen des Fahrzeugs verhindern. Oder die Vernetzung von Allrad-Verteilergetriebe und aktivem Hinterachsgetriebe kann das Antriebsmoment weitgehend radindividuell verteilen (Torque Vectoring).
- ◆ **Drittens** hilft die Vernetzung unerwünschte Systemwechselwirkungen zu vermeiden. So wird beispielsweise während eines ESP-Eingriffs eine Differenzialsperre geöffnet, um die Regelung des Rad schlupfes zu vereinfachen.

Fahrwerksysteme zeichnen sich, z.B. gemessen an der Anzahl ausgetauschter Signale, durch einen besonders hohen Vernetzungsgrad aus. Das gilt insbesondere, wenn man die Vernetzung mit dem Antriebsstrang einbezieht. Die Vernetzung ist heute stark dezentral organisiert, siehe Abschnitt 7.4.1. Eine Darstellung der Systemvernetzung im Fahrwerk muss deshalb beispielhaft bleiben. Exemplarisch wird hier die vernetzte Fahrdynamikregelung, der vernetzte Allradantrieb und das Vertikaldynamikmanagement behandelt [13, 14, 15].

7.3.1 Fahrdynamikregelung

Eine Aufgabe der Fahrdynamikreglung (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. Dadurch wird der Seitenauflprall vermieden, der meist wegen der fehlenden Knautschzone schwerwiegender Unfallfolgen als der Frontalaufprall hat. Die Bilder 2-137 und 7-17 zeigen die grobe Struktur der Fahrdynamikregelung. Der Abschnitt 3.3.7.3, Funktionen des elektronischen Bremsystems, gibt eine Beschreibung der Fahrzeugstabilisierung mit dem ESP. Basis der Serienlösungen ist, dass Soll- und Ist-Gierrate verglichen werden. Die Soll-Gierrate wird dabei typischerweise über das Einspurmodell berechnet, s. Abschnitt 2.5.3. Das Einspurmodell stimmt mit dem Fahrzeugverhalten im linearen Be-

reich 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, Einfache Betrachtung der Fahrdynamik.

Ergänzend zur Gierratenregelung wird in der Serie die Regelung der Schwimmwinkelgeschwindigkeit ($\dot{\beta}$) verwendet. Diese kann näherungsweise aus Gierrate (ψ) und Querbeschleunigung (a_y) berechnet werden.

$$\dot{\beta} = \frac{a_y}{v} - \psi \quad (7.2)$$

Auch die Regelung des Schwimmwinkels kommt zur Anwendung. Aber die Schwimmwinkelregelung wird dadurch erschwert, dass der Schwimmwinkel nicht direkt gemessen werden kann. Die Berechnung des Schwimmwinkelgeschwindigkeit, z.B. aus der Schwimmwinkelgeschwindigkeit, impliziert eine Integration. Diese hat den Nachteil, dass sich auch kleine Fehler in der Schwimmwinkelgeschwindigkeit aufintegrieren.

Die bremsenbasierte Fahrdynamikregelung nutzt den Bremsschlupf, um über die Reifenlängskräfte und damit mittelbar über die Reifenquerkräfte die Gierrate des Fahrzeugs zu beeinflussen. Das Fahrzeug muss zur Stabilisierung nicht in allen Situationen gleich abgebremst werden. So nutzt das Torque Vectoring die flexible Verteilung des Antriebsmoments auf die Räder, um die Fahrdynamik zu beeinflussen.

Erweitert man den radindividuellen Bremseingriff und die variable Antriebsmomentverteilung um Überlagerungslenkung, aktive Achskinematik und aktives Fahrwerk, dann können Größe und Richtung der Kraftvektoren an den Rädern noch flexibler und individueller vorgegeben und eingeregelt werden. 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:

1. Der Eingriff ist schneller, da mit der Überlagerungslenkung sehr dynamisch korrigiert werden kann.
2. Der Eingriff kann komfortabler sein, da ein Eingriff mittels Lenkung, Antriebsmomentverteilung oder Fahrwerksysteme im Vergleich zum Bremseingriff meist weniger spürbar ist.
3. Der Eingriff kann effizienter sein, da durch die Erhöhung der Radauflandskraft 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.

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. Die Erzeugung dieses Giermoments wird mittels eines Arbitriermes auf die verschiedenen Antriebsstrang- und Fahrwerkssysteme aufgeteilt (**Bild 7-17**).

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 7-14** zeigt einige typische Eingriffszeiten. Vergleiche auch **Bild 3-263** 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.

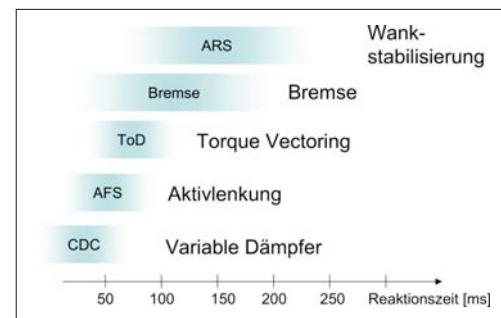


Bild 7-14: Typische Zeitkonstanten für die Eingriffsdynamik von Fahrwerksystemen

Bremse

Wird übersteuerndes (untersteuerndes) Fahrzeugverhalten erkannt, dann werden die Räder an der kurvenäußersten (kurveninneren) Fahrzeugseite abgebremst. Der größte Bremsschlupf wird dabei typischerweise am Vorderrad (Hinterrad) eingestellt. Auf diese Weise wird ein korrigierendes Giermoment erzeugt.

Torque Vectoring

Bei übersteuerndem (untersteuerndem) Verhalten wird das Antriebsmoment durch das Torque-on-Demand-Verteilergetriebe verstärkt an die Vorderachse (Hinterachse) geleitet, um durch den Antriebs-

schlupf die Seitenführungsfähigkeit der Hinterachse (Vorderachse) zu stärken (schwächen). Die Quermomentverteilung des aktiven Achsgetriebes leitet das Moment an das innere (äußere) Hinterrad, um ein entgegen wirkendes (zusätzliches) Giermoment aufzubauen.

Aktives Fahrwerk

Droht übersteuerndes (untersteuerndes) Verhalten, dann wird die Wankabstützung verstärkt über die Vorderachse (Hinterachse) aufgebracht. Auf diese Art wird wegen der nichtlinearen Reifenkennfelder die Seitenführungsfähigkeit der Vorderachse (Hinterachse) reduziert.

In einer Übersteuersituation können die variablen Dämpfer das kurvenäußere Vorderrad maximal dämpfen, um ein Eintauchen des Fahrzeugs zu verhindern. Ferner wird der dynamische Beitrag der Dämpfer zur Verteilung der Wankabstützung wie oben beschrieben angepasst.

Aktivlenkung

Bei übersteuerndem Verhalten greift die Überlagerungslenkung ein, um durch Reduzierung des Radlenkwinkels die Gierrate abzubauen. Grundsätzlich könnte man bei untersteuerndem Verhalten weiter einlenken, um die Gierrate zu erhöhen. Allerdings ist in Untersteuersituationen das Reifengriffpotenzial an der Vorderachse ohnehin weitgehend ausgenutzt, so dass ein weiteres Einlenken wegen der degressiven Reifenkennlinie nicht Ziel führend ist.

7.3.2 Torque Vectoring

Die im vorangegangenen Abschnitt beschriebene Fahrdynamikregelung dient primär der Fahrzeugstabilisierung. Die aktiven Fahrwerksysteme können aber auch im Rahmen einer Vorsteuerung genutzt werden, um den Fahrzeugcharakter in gewissen Grenzen zu modifizieren. Torque Vectoring ist die Verteilung des Antriebs- und Bremsmoments mittels Verteilergetriebe, Achsgetriebe und Bremse unter dem Gesichtspunkt der entstehenden Reifenkraftvektoren. Die Verteilung erfolgt z.B. in Abhängigkeit des Fahrertyps. Für ein sportliches, agiles Fahrverhalten werden die Fahrwerksysteme synchronisiert so angesteuert, dass sich ein sehr gierfreudiges Fahrzeug ergibt. Für ein sicherheitsorientiertes Fahrverhalten werden die Reifenkraftvektoren so eingestellt, dass ein maximales Seitenkraftpotenzial verbleibt.

Optimierte Sicherheitsreserve

Vorausgesetzt sei eine stationäre Kreisfahrt mit gegebenem Radius und Geschwindigkeit. Wird das Antriebsmoment mittels offener Differenziale verteilt, dann ist wegen der geringen Radlast am kurveninneren Vorderrad dort ein hoher Reibwert notwendig. Gerät

das Fahrzeug auf niedrigen Reibwert, dann wird dieses Rad als erstes Traktion und Seitenführung verlieren. Dieses kurveninnere Rad kann entlastet werden, indem das Torque-on-Demand-Verteilergetriebe und das Torque Vectoring Achsgetriebe das Antriebsmoment ausschließlich an das kurvenäußere Hinterrad leitet. Das durch diese extreme Antriebsmomentverteilung entstehende Giermoment erlaubt eine signifikante Reduzierung des Lenkwinkels. Allerdings ist jetzt der erforderliche Reibwert an diesem Hinterrad relativ groß. Eine hinsichtlich Sicherheitsreserve optimierte Antriebsmomentverteilung wählt eine Mischung aus asymmetrischer Antriebsmomentverteilung und mittlerem Lenkwinkelbedarf.

Agilitätssteigerung

Durch die Erweiterung des Torque Vectoring um aktive Wankstabilisierung und Aktivlenkung ergeben sich weitere Möglichkeiten. Im Folgenden werden beispielhafte Eingriffe für ein agiles Einlenkenverhalten dargestellt (**Bild 7-15**).

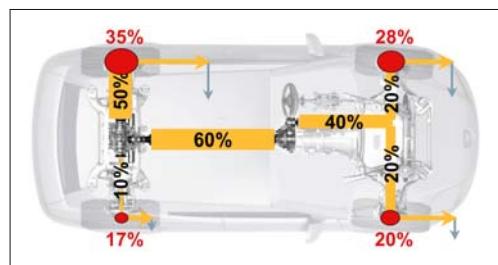


Bild 7-15: Verteilter, fahrdynamischer Eingriff für ein sportliches Einlenken in die Kurve; das Antriebsmoment wird verstärkt an die Hinterachse und dort verstärkt an das kurvenäußere Hinterrad geleitet

Das Antriebsmoment wird durch das Torque-on-Demand-Verteilergetriebe im Verhältnis 40:60 auf Vorder- und Hinterachse verteilt. Die aktive Quermomentverteilung im Achsgetriebe leitet über 80% des Hinterachsommoments auf das kurvenäußere Hinterrad, um ein zusätzliches, das Fahrzeug eindrehendes Giermoment zu erzielen. Damit das große Antriebsmoment an dem kurvenäußersten Hinterrad auch tatsächlich ohne Durchdrehen übertragen werden kann, stützt das aktive Fahrwerk im Rahmen der Wankstabilisierung das Wankmoment zu 70% über die Hinterachse und nur zu 30% über die Vorderachse ab und erreicht so eine hohe Radlast an diesem Rad.

Um das schnelle Eindrehen in die Kurve zu unterstützen, werden mittels Überlagerungslenkung, Hinterachslenkung oder aktiver Achskinematik die Räder im Sinne eines Lenkwinkelvorhaltes vorübergehend um etwa ein Grad weiter eingelenkt und so die Reifenquerkräfte optimal eingestellt.

7.3.3 Vertikaldynamikmanagement

Das Vertikaldynamikmanagement wird am Beispiel der Vernetzung der variablen Dämpfer und der aktiven Wankstabilisierung dargestellt. Sie erlaubt eine optimale Kombination der Systeme hinsichtlich

- ◆ Vertikaldämpfung und
- ◆ Wankdämpfung.

Dämpfung

Sind in einem Fahrzeug sowohl variable Dämpfer als auch ein aktiver Stabilisator vorhanden, so sind für eine optimale Dämpfung beide Systeme zu berücksichtigen. Wie schon in Abschnitt 7.2.4.1 diskutiert, muss z.B. für eine Sky-Hook-Regelung der dämpfende Anteil des Wankstabilisators abgeschätzt und bei der Berechnung der variablen Dämpfung berücksichtigt werden.

Wankstabilisierung

Die Wankdämpfung der variablen Dämpfung ist sehr schnell. Sie ist aber nur dynamisch möglich. Der Wankausgleich des aktiven Stabilisators funktioniert zwar auch stationär, aber die Dynamik der Wankstabilisierung ist geringer als die Dynamik der variablen Dämpfer. Die funktionale Vernetzung kombiniert nun die Vorteile beider Systeme, nämlich die schnelle Dynamik der variablen Dämpfer mit der Möglichkeit zum vollständigen, stationären Wankwinkel.

Verteilung der Wankabstützung auf die Vorderachse und Hinterachse

Sowohl die aktiven Stabilisatoren als auch die variablen Dämpfer tragen zur Wankstabilisierung bei. Wird die Wankabstützung für einen fahrdynamischen Eingriff verstärkt von der Hinter- auf die Vorderachse verlagert, dann ist die dynamische Wankabstützung der variablen Dämpfer entsprechend anzupassen.

7.4 Funktionsintegration

Die Integration der verschiedenen Fahrdynamikregelsysteme zu einem stimmigen und leistungsfähigen Systemverbund ist aus mindestens drei Gesichtspunkten eine Herausforderung:

1. Die Wirkungen der verschiedenen Fahrwerksystemen überlappen sich. So müssen die Stabilisierungseingriffe von Bremse und Überlagerungslenkung genau aufeinander abgestimmt sein, um eine unerwünschte Wechselwirkung der Regler auszuschließen.
2. Die meisten Systeme sind für mehrere Funktionen wirksam. So ist die Überlagerungslenkung sowohl in die Funktion variable Lenkubersetzung wie auch in die Funktion Fahrzeugstabilisierung eingebun-

den. Der Zugriff der verschiedenen Funktionen auf den Steller muss koordiniert werden.

3. Die Entwicklung und Absicherung des gesamten funktionalen Systemverbundes ist auf Grund der Vielzahl an beteiligten Zulieferern, Abteilungen und Entwicklern sehr komplex.

7.4.1 Architektur

Es gibt mehrere Ansätze für die Funktionsarchitektur. In der Vergangenheit waren die einzelnen Systeme weitgehend autark und autonom. In Zukunft werden die Vielzahl der aktiven Systeme durch Standardisierung und Systemsynergien zu einer engeren Verzahnung der Systeme führen. Als eindeutiger Trend zeichnet sich dabei die Strukturierung in so genannte Domänen ab. Das heißt, dass jeweils Aggregate, die zur Längs-, Quer- oder Vertikaldynamik beitragen, in einer Domäne funktional zusammengefasst werden. Exemplarisch seien drei Paradigmen zur Architektur vorgestellt (s. Abschnitt 2.7.4).

Friedliche Koexistenz

Die ersten Vernetzungen im Fahrwerk basierten primär auf dem Austausch von Systemzuständen und Sensordaten. Die Funktionen waren im Wesentlichen den einzelnen Aggregaten zugeordnet. Es gab wenige übergreifende Funktionen. Durch die Applikation wurde sichergestellt, dass die Funktionen sich nicht gegenseitig beeinflussen (**Bild 7-16**). So konnten z.B. variable Dämpfung und aktive Wankstabilisierung als autonome Systeme ohne funktionale Kopplung implementiert werden, obwohl beide an der Dämpfung beteiligt sind.

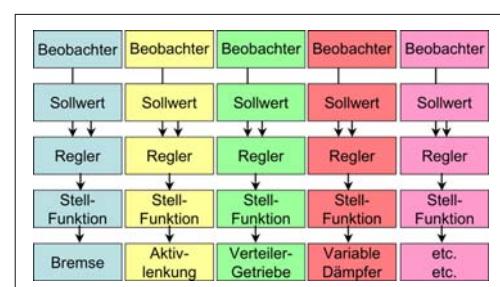


Bild 7-16: Architekturansatz „friedliche Koexistenz“.

Der Vorteil des Ansatzes „friedliche Koexistenz“ war, dass die Entwicklung der Funktionen bis zu einem gewissen Grade unabhängig voneinander durchgeführt werden konnte. Die Nachteile waren, dass die Applikation der Funktionen wegen der zahlreichen Fahrzeugvarianten und Kombinationen von Sonderausstattungen aufwändig war und dass die Synergien der Systeme nicht optimal genutzt wurden.

Kooperative Koexistenz

Auch bei der kooperativen Koexistenz sind die Systeme auch noch weitgehend autonom. Funktionale Synergien der verschiedenen Systeme werden aber dadurch genutzt, dass die Systeme 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 einer speziellen Fahrsituation begünstigen.

Die Kooperation wie auch die kooperative Koexistenz haben den Nachteil, dass die Applikation der Parameter sehr 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 Freigabe- prozess 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 modelbasiert 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 Stellreserven und der Stelldynamik der verschiedenen Aggregate verteilt werden kann (**Bild 7-17**).

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 Verteilung des Regeleingriffs kann beispielsweise mittels eines in Echtzeit arbeitenden Optimierungsalgorithmus erfolgen. Die Randbedingung für die Optimierung sind die Stellgrenzen und die Stelldynamik. Ergebnis der Optimierung ist die Höhe der verschiedenen Stelleingriffe.

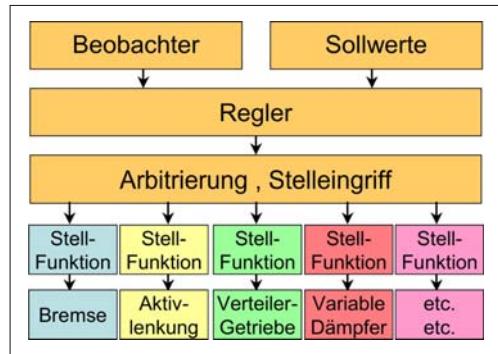


Bild 7-17: Architekturansatz „Zentralregler“.

7.4.2 Standardschnittstellen

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) [16], Global Chassis Control (GCC) [17], Integrated Chassis Control (ICC). Über das Fahrwerk hinaus betrachtet Cartronic und AUTOSAR [15] das Gesamtfahrzeug. Im Rahmen des AUTOSAR Konsortiums haben sich die wesentlichen Fahrzeughersteller und Zulieferer zusammengeschlossen, um Software-Module und deren Schnittstellen zu standardisieren. **Bild 7-18** zeigt den Modularisierungsansatz mit den „low-level“-Modulen (hardwarenah) und den „high-level“-Modulen (Systemfunktionen). Das Fahrwerk ist dabei nur ein Teilbereich der Standardisierungsbemühungen.

Die Definition der Schnittstellen umfasst Signalart, Wertebereich, Auflösung, Signalaktualisierung-Zeit und ggf. Berechnungsvorschrift. Die Standardisierungsbemühungen werden es den Fahrzeugherstellern auch erleichtern, die verschiedenen Module eines Steuergerätes von unterschiedlichen Lieferanten zu beziehen und mit fahrdynamikbestimmenden, selbst entwickelten Modulen einfach zu integrieren.

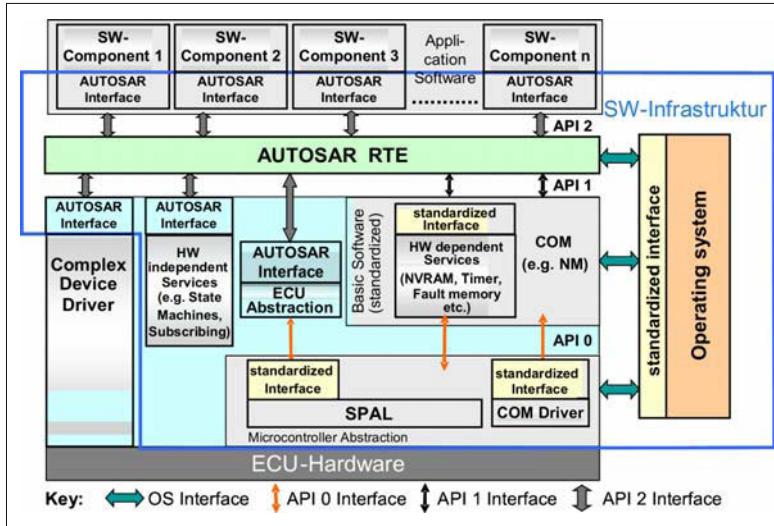


Bild 7-18:
Architektur nach Autosar

7.4.3 Intelligente Steller

Ein Kernelement der Funktionsarchitektur sind die „intelligenten Steller“ [18]. Diese erlauben eine klare funktionale Trennung der Betriebsstrategie von der Stellfunktion des Aggregates. Die Betriebsstrategie gibt den Stellbefehl an den „intelligenten Steller“. Dessen Hauptaufgabe ist die möglichst präzise Umsetzung des Stellbefehls durch Ausregeln von Störgrößen und Toleranzen etc.

Dadurch wird eine sehr einfache, nur wenige Größen umfassende Schnittstelle zwischen Betriebsstrategie und Steller möglich.

Insbesondere meldet der „intelligente Steller“ die Umsetzung des Stellbefehls und die Stellreserve an die Betriebsstrategie zurück. Dies erlaubt der Betriebsstrategie bei Erreichen einer Stellgrenze, den Sollzustand ggf. mittels anderer Aggregate doch noch zu erreichen. 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.

7.5 Simulation Fahrwerkregelsysteme

Die Simulation ist ein wichtiger Baustein bei der Entwicklung der Betriebs- und Regelstrategien von Fahrwerksystemen 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.

7.5.1 Simulationsmodelle

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 7-19).

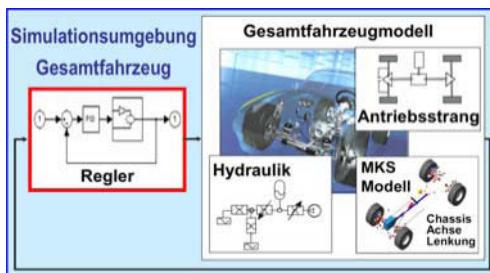


Bild 7-19: Simulationsumgebung Gesamtfahrzeug integriert aus Teilmodellen

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 6.5.1, 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 Fahrdynamik ist wesentlich durch die Radkräfte definiert, die über den Schlupf auch essentiell von den Antriebmomenten abhängen. Zur Modellierung des Antriebsstrangs sind Werkzeuge notwendig, die insbesondere die Übergänge zwischen Haften und Gleiten der Kupplungen im Antriebsstrang numerisch effizient abbilden können.

Steuerung und Regelung

Zur Modellierung der Steuerung und Regelung kommen so genannte CASE-Tools (*Computer Aided Software Engineering*) zum Einsatz. Dabei werden die Regelalgorithmen typischerweise mittels Blockschaltbildern und Zustandsautomaten graphisch programmiert. Aber auch 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 Seriensteuergerät möglich:

Im ersten Schritt wird das CASE-Modell „offline“, d.h., ohne Echtzeitanforderung, auf einem Computer simuliert. Programmpakete 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 so genannte *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.

Zukünftig wird es im dritten Schritt auch zunehmend möglich sein, den hinsichtlich des Ressourcenverbrauchs (Speicher, Laufzeit) optimierten Programmcode für die Seriensteuergeräte direkt aus dem CASE-Modell zu generieren. So kann z.B. auch die spezielle, ressourcenoptimale Numerik für das Steuergerät schon in der Simulation untersucht, optimiert und durchgängig für das Steuergerät implementiert werden.

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 Verbesserung 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 GesamtSimulation zu legen.

7.5.2 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. Solche Dienste sind ähnlich komplex wie die eigentlichen fahrdynamischen Funktionen und erfordern einen ebenso 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 so genannte 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. Die unterschiedlichen Testziele von Komponenten- und Verbundprüfstand sind in **Bild 7-20** dargestellt.

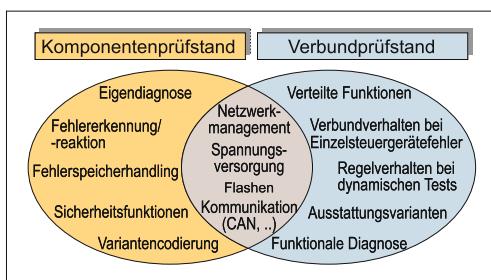


Bild 7-20: Hardware-in-the-Loop-Steuergerätetest: Testschwerpunkte an Komponenten- und Verbundprüfstand



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 (**Bild 7-21**).

Echtzeitfahrzeugmodell

Während zur Optimierung der Regelalgorithmen die Forderung nach hoher Modellgenauigkeit meist stärker als der Wunsch nach kurzen Simulationszeiten gewichtet wird, ist die Echtzeitfähigkeit notwendige Voraussetzung für die Verwendung 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 Schlupfregleingriffen kann der Bremsweg auf etwa 1 m genau simuliert werden. Diese Genauigkeit ist für die meisten Testziele ausreichend.

Testumgebung

Die optimale Gestaltung und Handhabung von Hardware-in-the-loop Simulatoren erfordert zahlreiche spezialisierte Softwarepakete. Nachfolgend sind einige Schwerpunkte wie z.B. Testautomatisierung und die entsprechenden Softwarepakete genannt. Diese Programme haben in dem jeweiligen Anwendungsbereich einen relativ großen Verbreitungsgrad, sind aber natürlich nur als Beispiele zu verstehen:

- ◆ Integrationsplattform (z.B. Matlab/Simulink),
- ◆ Testautomatisierung (z.B. AutomationDesk),
- ◆ Bedienungssimulator (z.B. ControlDesk),
- ◆ Fahrzeugvisualisierung (z.B. MotionDesk),
- ◆ Busmonitor (z.B. Canalyser, FlexRay),

Bild 7-21:

Reale und virtuelle Komponenten eines HiL-Prüfstands für vernetzte Steuergeräte

- ◆ Applikations-Tool,
- ◆ Diagnose-Tool,
- ◆ Fahrwerk-Modellierung (z.B. Simpack),
- ◆ Antriebsstrang-Modellierung (z.B. Dymola),
- ◆ Anforderungsmanagement (z.B. Doors).
- ◆ Testfall Verwaltung (z.B. Quality Center).

7.6 Mechatronische Fahrwerksysteme

Durch zukünftige aktive Fahrwerkregelsysteme ist eine Vielzahl an neuen Funktionen darstellbar, welche den Fahrer bei der Fahrzeugführung unterstützen können. In **Bild 7-22** sind mögliche Funktionen dargestellt und gemäß ihrer Domänenzugehörigkeit und dem Zeitpunkt der Markteinführung platziert [19]. 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 aktive

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 7.7 behandelt.

7.6.1 Längsdynamiksysteme

Im Bereich der Längsdynamik wird neben den weit verbreiteten aktiven Bremsystemen die Fahrstabilität und Agilität zunehmend durch den Einsatz von aktiven Antriebsstrangelementen gesteigert. Beispielhafte Systeme werden in den folgenden Abschnitten vorgestellt.

7.6.1.1 Antriebssysteme

Im Bereich der aktiven Antriebssysteme sind unterschiedliche Konzepte hinsichtlich ihrer Wirkungsweise zu finden. Das von BMW eingesetzte System xDrive bietet die Möglichkeit das Antriebsmoment variabel zwischen Vorder- und Hinterachse aufzuteilen.

Im Gegensatz zum xDrive-System wird bei dem von Mitsubishi verwendeten *Active Yaw Control* (AYC) das Antriebsmoment variabel an der Hinterachse zwischen kurveninnerem und -äußeren Rad aufgeteilt [20]. Die beiden Systeme werden im Folgenden kurz vorgestellt.

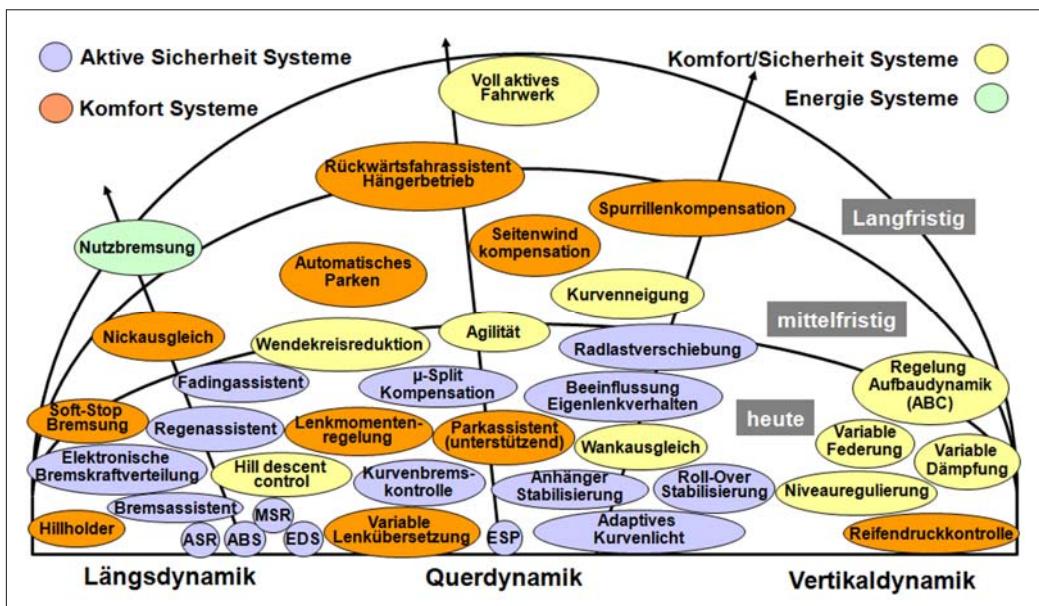


Bild 7-22: Durch aktive bzw. zukünftige Fahrwerkregelsysteme darstellbare Funktionen [19]

xDrive

Zentraler Bestandteil des xDrive-Antriebs ist das Verteilergetriebe, welches das Antriebsmoment des Motors bedarfsgerecht an Vorder- und Hinterachse verteilt (**Bild 7-23**).

Beim xDrive-Konzept existiert eine starre Hauptwelle zur Hinterachse, auf der die regelbare nasse Lamellenkupplung sitzt. Dort wird das Drehmoment stufenlos variabel zur Vorderachse geleitet. Somit kann im Bedarfsfall ein zusätzliches Antriebsmoment über die Vorderachse abgesetzt werden.

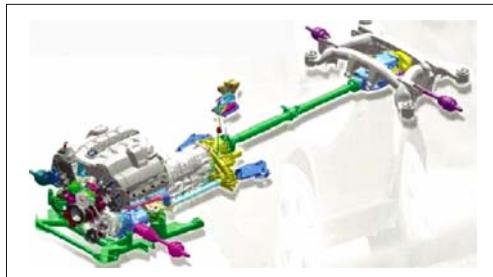


Bild 7-23: Antriebsarchitektur des xDrive-Systems am Beispiel des BMW X5 [21]

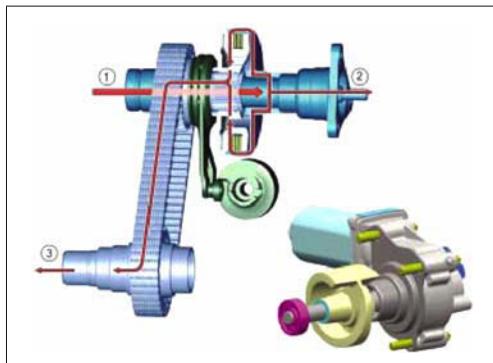


Bild 7-24: CAD-Modell des BMW X3-Verteilgetriebes [21]

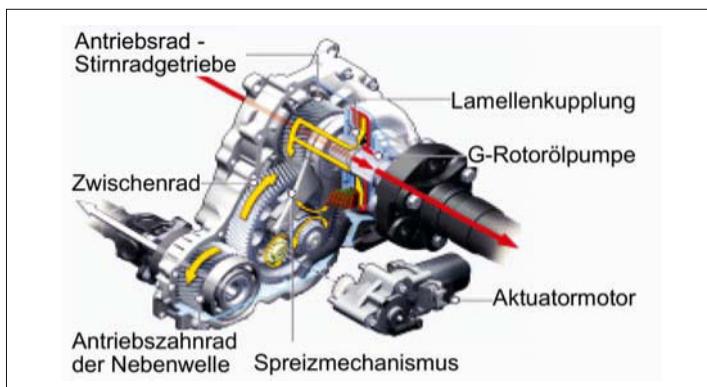


Bild 7-25:
Aufbau Verteilergetriebe der 3er- und 5er-Baureihe [22]

Auf der Hauptwelle des Verteilergetriebes ist eine G-Rotor-Ölpumpe angeordnet, welche die Kühl- und Schmierölvorsorgung der Lamellenkupplung und der restlichen Komponenten sicherstellt (**Bild 7-24**).

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), im Verzweigungspfad über die regelbare Kupplung zur Vorderachse (3). Das Aktuormodul bedient über die Steuerscheibe den Spreizmechanismus mit Scherenhebel und Kugelrampensystem. Die erzeugte Axialkraft auf die Lamellenkupplung liefert das gewünschte Vorderachsmoment [21]. Während im Verteilergetriebe von X3, X5 ein Kettentrieb den Abtrieb zur Vorderachse übernimmt, kommt im 3er und 5er ein kompakteres Stirnradgetriebe mit Schrägzverzahnung zum Einsatz (**Bild 7-25**). 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 [22].

Funktionen und Regelkonzept

Durch die variable Längsmomentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse kann das System xDrive Einfluss auf das Eigenlenkverhalten und die Fahrdynamik des Fahrzeugs nehmen.

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 [21]. Bei Erreichen der maximalen Querbeschleunigung wird beim übersteuernden Fahrzeug zuerst an der Hinterachse die Kraftschlussgrenze überschritten, d.h., der Schräglauwinkel 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 zur aktiven Traktionsregelung genutzt. Die regelbare Kupplung im Verteilergetriebe wird hierzu als Mittensperre genutzt. Im Bedarfsfall können somit beide Achsen starr verkoppelt werden.

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 zwischen kurveninnerem und kurvenäußeren Hinterrad verteilt. Bei diesem System ist eine Asymmetrie zwischen den beiden Rädern von bis zu 70:30 möglich.

Funktion

Beim Anbremsen 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 Mittendiffere-

nzials in Abhängigkeit von Lenkwinkel und Fahrgeschwindigkeit, während das Antriebsmoment an der Hinterachse zum überwiegenden Teil dem kurvenäußersten 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 kurvenäußersten Hinterrad zugeschlagen, der resultierende Drehimpuls um die Hochachse reduziert die Untersteuerneigung beim Herausbeschleunigen und sorgt für ein neutrales Kurvenverhalten.

Als Eingangsgrößen für das Steuergerät werden die folgenden Sensorsignale erfasst:

- ◆ Lenkradwinkel,
- ◆ Gaspedalstellung,
- ◆ Raddrehzahlen,
- ◆ Längs- und Querbeschleunigung.

Wie in **Bild 7-26** 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 7-27**). Hieraus resultiert ein rechtsdrehendes Giermoment um die Fahrzeughochachse (**Bild 7-27**, mittig).

Mitsubishi Lancer Evo VIII hat die Weiterentwicklung des AYC mit der Bezeichnung Super-AYC vorangetrieben. Es besitzt die gleiche Funktionsweise. Durch die Verwendung eines Planetengetriebes als Differenzial kann das neue Differenzial im Super-AYC ein doppelt so hohes Antriebsmoment zwischen den Hinterrädern übertragen als das AYC-System (**Bild 7-28**).

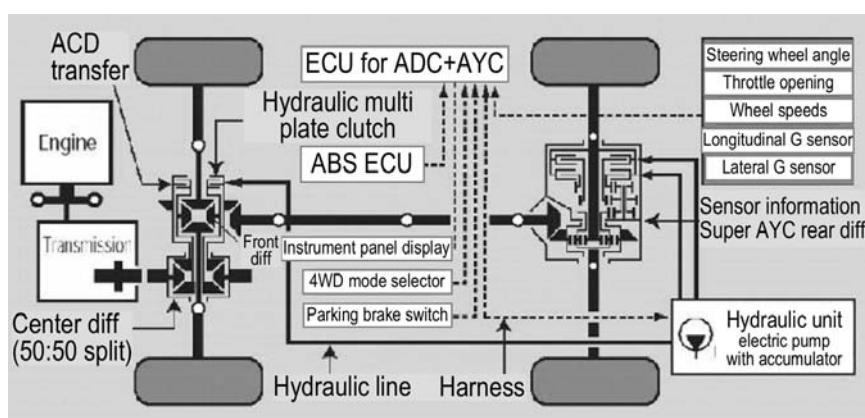


Bild 7-26: Konzept Active Yaw Control (AYC)

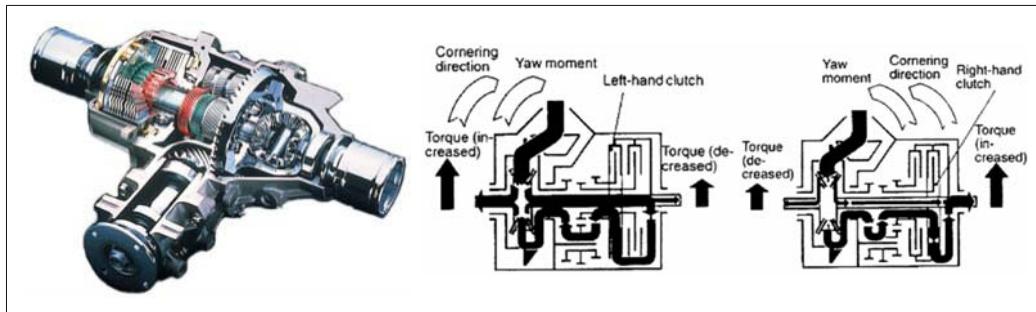


Bild 7-27: Aktives Verteilergetriebe AYC (links) und die Funktionsweise: rechtsdrehendes Giermoment (Mitte), linksdrehendes Giermoment (rechts)



Bild 7-28: Aktives Verteilergetriebe (Super-AYC)

7.6.1.2 Bremssysteme

Die Fahrdynamikregelung für Bremssysteme geht in ihren Möglichkeiten weit über ABS und die Kombination 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 als FDR (Fahrdynamikregler), ESP (Elektronisches Stabilitätsprogramm), DSC (Dynamic Stability Control) bezeichnet.

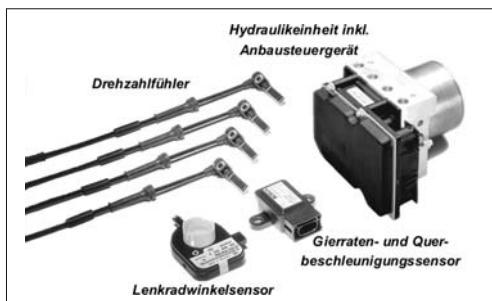


Bild 7-29: Sensorenausstattung des Fahrdynamikregelsystems [23]

Zur Beurteilung des momentanen Fahrzustandes besitzt das Fahrdynamikregelsystem verschiedene Sensoren, wie **Bild 7-29** gezeigt.

Neben der Erfassung der Raddrehzahlen und des Lenkradwinkels werden auch die Gierwinkelgeschwindigkeit (Rotationsgeschwindigkeit um die Fahrzeughochachse) und die Querbeschleunigung des Fahrzeugs gemessen.

Eine detaillierte Beschreibung zur Funktionsweise der einzelnen Sensoren, sowie des Systemaufbaus ist in Abschnitt 3.3.7.2 zu finden. Im Folgenden wird daher lediglich die Funktionsweise des Fahrdynamikreglers detaillierter betrachtet.

Grundlagen 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 Bremssystems zur Fahrdynamikregelung lässt sich grundsätzlich in die drei Module Fahrzustandsbeobachtung, Fahrzustandserkennung und Fahrzustandsregelung unterteilen [23] (**Bild 7-30**).

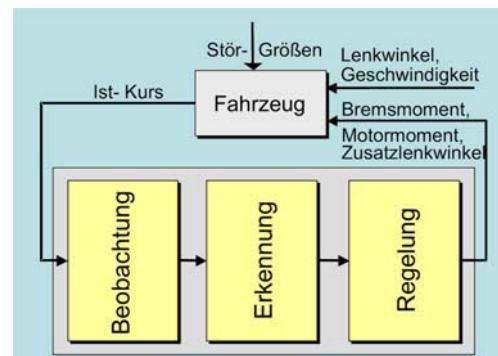


Bild 7-30: Struktur Fahrdynamikregler für Bremssysteme [26]

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 Fahrzeuggeschwindigkeit über das lineare Einspurmodell (vgl. Gl. 7.3) berechnet.

$$\dot{\psi}_{\text{Soll}} = \frac{v_{Fzg}}{l \cdot \left(1 + \frac{v_{Fzg}^2}{v_{\text{char}}^2}\right)} \cdot \delta_{\text{Fahrer}} \quad (7.3)$$

Im normalen Fahrbetrieb treten zu 95% Querbeschleunigungen mit einem Betrag von weniger als $3,5 \text{ m/s}^2$ auf [24, 25]. 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 7-31 und der üblichen Definition für die Fahrzustände „Untersteuern“ und „Übersteuern“ klassifiziert werden.

- ◆ **Untersteuern:** Betrag der Sollgiergeschwindigkeit ist größer als der Betrag der Ist-Giergeschwindigkeit und
- ◆ **Übersteuern:** Betrag der Sollgiergeschwindigkeit ist kleiner als der Betrag der Ist-Giergeschwindigkeit.

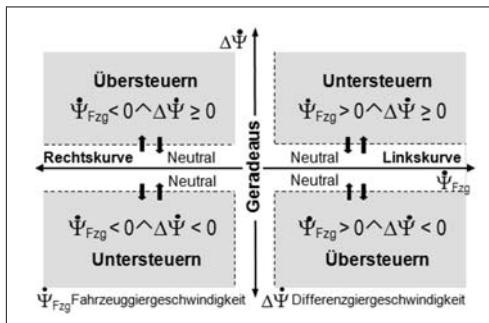


Bild 7-31: Einteilung der Fahrzustände [26]

Neben den Fahrzuständen „Untersteuern“ und „Übersteuern“ werden in einem Bremsensteuergerät noch weitere Sondersituationen erkannt (z.B. Bremsung auf einer μ -Split-Fahrbaubaroberfläche, Steilwandkurve, 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 Bremsereignisse wird ein Hydrauliksystem benötigt, das selbstständig Druck aufbauen kann. Hierzu wird eine Vorladepumpe in den Hydraulikkreislauf integriert, die innerhalb einer kurzen Ansprechzeit eine ausreichend hohe Druckversorgung realisieren kann, um radindividuelle Bremsereignisse 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 [26]. Für eine detaillierte Beschreibung des Hydrauliksystems sei auf Abschnitt 3.3.7 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.

Im Folgenden sind **Zusatzfunktionen** aufgeführt, die in aktuellen Fahrzeugen mit aktivem Bremssystem implementiert sind:

- ◆ **Hydraulischer Bremsassistent:** Die Bremsassistentenfunktion unterstützt den Fahrer bei Notbremsungen durch eine automatische Bremsdruckerhöhung.
- ◆ **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 Bremsereingriff 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 Bremssystem erzeugt.
- ◆ **Roll-Over Prevention:** Vor allem bei Fahrzeugen mit hohem Aufbauschwerpunkt besteht die Möglichkeit des Fahrzeugüberschlags bei dynamischen Fahrmanövern. Durch einen gezielten Bremsereingriff 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.
- ◆ **Vorgesteuerter Bremsdruckaufbau:** Bei drohender Instabilität des Fahrzeugs wird das Lüftspiel an der Radbremse bei großer Querbeschleunigung reduziert, um mögliche Bremseingriffe schneller bewerkstelligen zu können.

7.6.2 Querdynamiksysteme

Zu den Querdynamiksystemen zählen die Vorder- und Hinterradlenkungen, welche in den folgenden Abschnitten beschrieben werden.

7.6.2.1 Vorderradlenkung

Die Aufgaben eines Lenksystems können grundsätzlich in notwendige Aufgaben und Zusatzaufgaben unterteilt werden.

Zu den notwendigen Aufgaben zählen

- ◆ 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:

- ◆ Fahrerunterstützung bei der Fahrzeugführung,
- ◆ bei der Fahrzeugstabilisierung,
- ◆ autonomes Fahren.

Überblick über die Entwicklung

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 und die elektrohydraulische Lenkung zu nennen. Die elektrohydraulische Lenkung erhält die Energie zur Lenkmomentreduzierung von einem Elektromotor. Über die Servotronic kann das Unterstützungsmoment in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit variiert werden. Hierdurch besteht die Möglichkeit im Stadtverkehr dem Fahrer z.B. bei Parkievorgängen

ein sehr großes Unterstützungsmaut 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 Unterstützungsmaut zu Verfügung [27].

Vor allem im Kleinwagensegment wird die elektromechanische Lenkung (*Electronic Power Steering, EPS*) eingesetzt, bei der das Unterstützungsmaut durch einen Elektromotor zur Verfügung gestellt wird. Bei größeren Fahrzeugen reicht die Leistung des Bordnetzes zur Zeit nicht aus, um eine elektrische Lenkmomentunterstützung darzustellen.

Im Wesentlichen bestehen drei Hauptvorteile eines EPS-Lenkungssystems im Vergleich zu einer hydraulischen Hilfskraftlenkung:

- ◆ geringerer Energieverbrauch,
- ◆ weniger Einzelteile, einfache Montierbarkeit,
- ◆ zusätzliche Funktionen darstellbar.

Hohe Herstellungskosten und Anforderungen an das Sicherheitskonzept sind die vorwiegenden Nachteile der elektrischen Hilfskraftlenkung. Die Entwicklung der Vorderradlenkungen zeigt **Bild 7-32**.

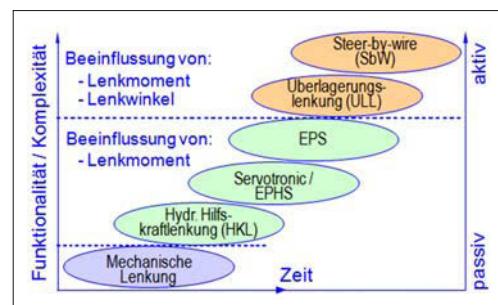


Bild 7-32: Entwicklung der Vorderradlenkungen [29]

Eine zusätzliche Beeinflussung des Vorderradwinkels und damit eine realisierbare Funktionserweiterung stellt die Überlagerungslenkung dar, welche bereits bei einigen Automobilherstellern in Serie eingesetzt wird.

Überlagerungslenkung

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).

Durch den Einsatz der Überlagerungslenkung lassen sich vor allem in Kombination mit weiteren mechantronischen Fahrwerksystemen unterschiedliche komfort- und sicherheitsrelevante Funktionen realisieren (**Tabelle 7-2** [28]).

Tabelle 7-2: Überlagerungslenkung in Kombination

Komfort	Sicherheit
VorhalteLenkung	Gierratenregelung
Einparkhilfe	Schwimmwinkelregelung
Variable Lenkübersetzung	Giermomentkompensation
	Anhängerstabilisierung

7.6.2.2 Hinterradlenkung

Erste aktive Hinterachslenkungskonzepte 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 [30, 31, 32, 33, 34]. Die Ergebnisse wiesen damals wie heute auf geringe erforderliche Radlenkwinkel an der Hinterachse zur Stabilitätserhöhung 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 [32]. Grundsätzlich muss man bei den aktiven Hinterradlenkungen zwischen gleich- und gegensinnigem Lenkeinschlag differenzieren [35]. Während der gegensinnige Lenkeinschlag zu einer erhöhten Manövriertbarkeit des Fahrzeuges führt, wird durch die gleichsinnige Lenkung, aufgrund des scheinbar längeren Radstandes, die Fahrstabilität verbessert. Durch das gleichsinnige Mitlenken der Hinterachse wandert der momentane Drehpol des Gesamtfahrzeugs nach hinten, was dem gleichen Drehpunkt eines Standardfahrzeugs mit einem längeren Radstand entspricht [36] (**Bild 7-33**). Die Maximalwinkel an der Hinterachse bewegen sich bei den ausgeföhrten Systemen zwischen 0,5° und 5,3°. Große Lenkwinkel werden immer dann benötigt, wenn zur Minimierung des Wendekreisdurchmessers gegensinnig gelenkt wird [37].

Im Wesentlichen gibt es drei Grundtypen der Hinterradlenkung [38]:

- ◆ 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:

$$\delta_H = k_P \cdot \delta_V \quad (7.4)$$

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 Manövriertbarkeit 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 [39, 40, 41]. 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 existierenden Parametern ab. Störungen auf das Fahrzeug werden hierbei ebenfalls nicht berücksichtigt.

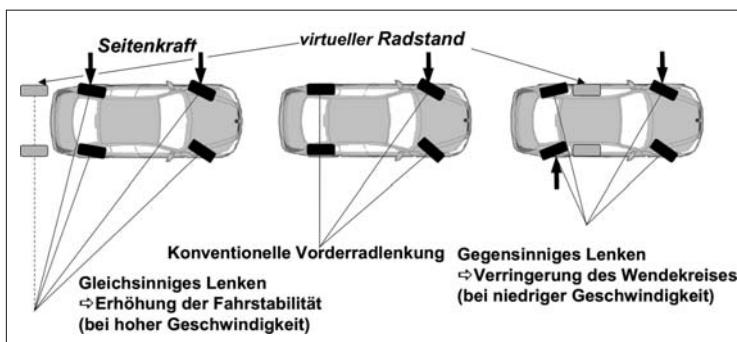


Bild 7-33:
Gleich- und gegensinniger
Lenkeinschlag

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 [38] leistet eine Regelung der Gierwinkelgeschwindigkeit ähnlich gute Ergebnisse. Hierzu wird aus dem Fahrerlenkwinkel und der Fahrzeuggeschwindigkeit eine Sollgierwinkelgeschwindigkeit 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 [42]. HICAS verfügt über eine dynamische Steuerung des Lenkwinkels der Hinterräder in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Reifenrückstellmoment der Vorderachse [43, 44]. Die Änderung des Hinterradlenkwinkels erfolgt über Hydraulikzylinder, die den kompletten Hinterachsrahmen verdrehen, **Bild 7-34**.

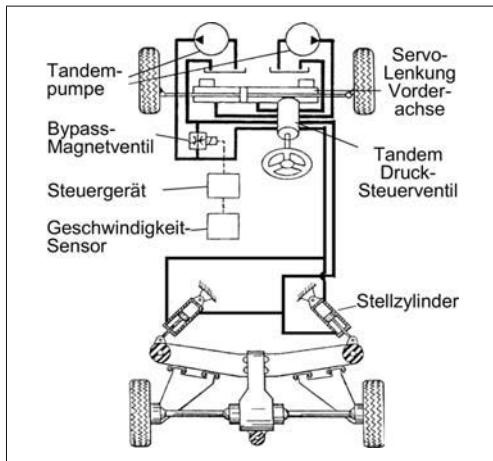


Bild 7-34: HICAS-Vierradlenkung [45]

Die Funktion der HICAS-Vierradlenkung beschränkte sich auf eine Verbesserung der Fahrtrichtungsstabilität bei höheren Geschwindigkeiten durch einen gleichsinnigen Radeinschlag an Vorder- und Hinterachse. Der maximale Lenkwinkel der Hinterachse ist dabei auf $0,5^\circ$ beschränkt [45].

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 Hinterachslenkinkel wird abhängig vom aufgebrachten Lenkmoment festgelegt [45].

Nissan setzte im „300ZX“ und in den „Infinity“-Modellen von 1989 bis 1996 die weiter entwickelte Super-HICAS-Vierradlenkung ein [37]. Das System sorgt für die gegensinnige Lenkung der Hinterräder, um das Ansprechvermögen und die Stabilität des Fahrzeuges bedeutend 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 Servovalt 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 7-35**).

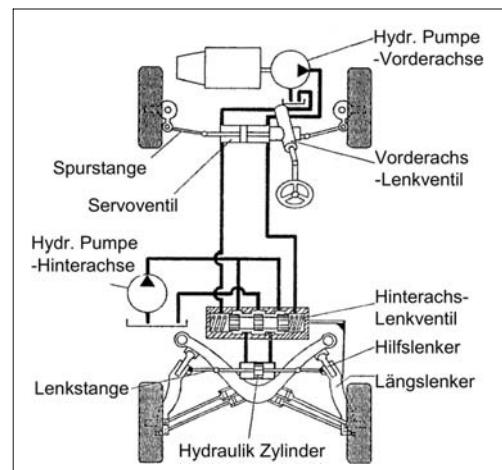


Bild 7-35: Active-Four-Vierradlenkung (Mitsubishi)

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. Der Lenkeinschlag der Vorderräder und die Fahrgeschwindigkeit bestimmen den Hinterradlenkwinkel. Er beträgt maximal $1,5^\circ$. Das System verwirklicht nur eine gleichsinnige Auslenkung zur Erhöhung der Fahrtrichtungsstabilität. Die Hinterradlenkung wird erst ab einer Fahrgeschwindigkeit von 50 km/h aktiviert [45].

Aktive Hinterachskinematik (AHK)

Von 1992 an setzte BMW in den 850-Modellen eine Hinterradlenkung ein, die als *Aktive Hinterachskinematik* (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 [44].

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 7-36**) [46].

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 handelt es sich also um eine Lenkung, bei der der Federlenker die Funktion der Spurstange übernimmt. Die Elastokinematik bleibt nahezu unbeeinflusst, da nur geringe Verspannungen der Gummilager auftreten. Der berechnete Einschlagwinkel der Hinterräder wird mit Hilfe eines elektrohydraulischen Positionsregelkreises eingestellt.

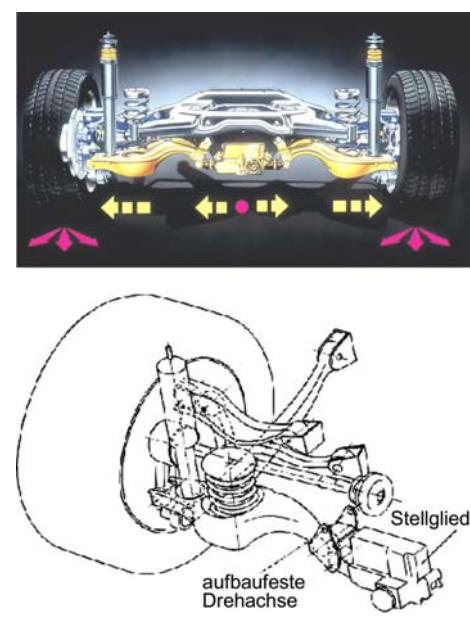


Bild 7-36: BMW Integralenker-Hinterachse im BMW 850csi (Aktive Hinterachskinematik, AHK)

Die elektrohydraulische Stelleinheit ist in **Bild 7-37** 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.

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).

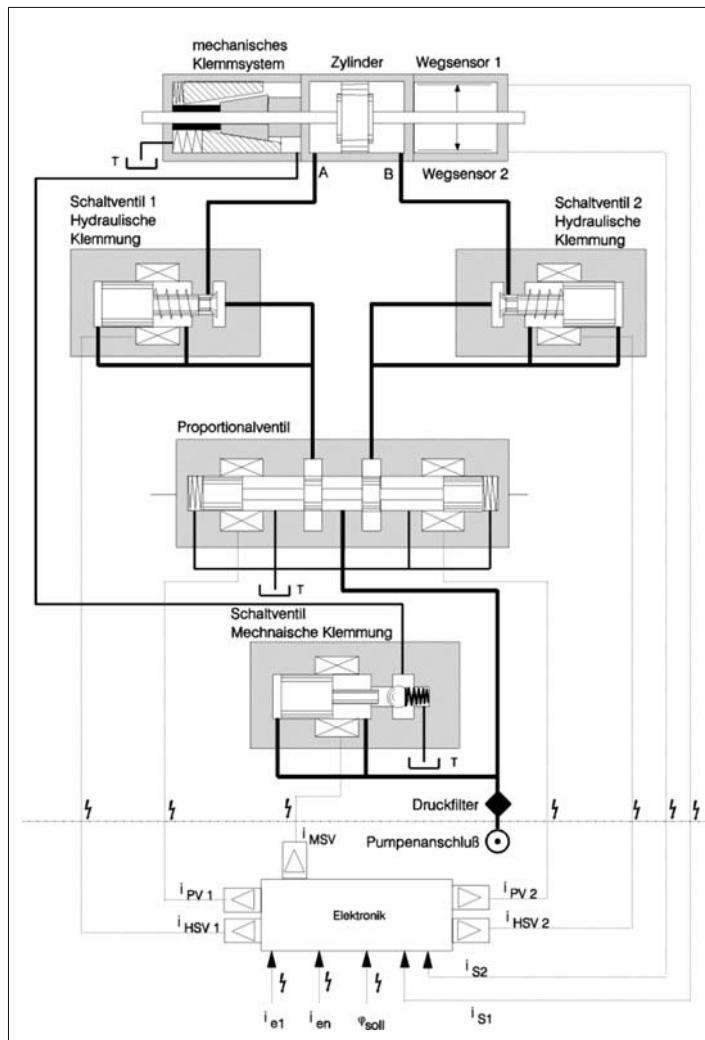


Bild 7-37:
Elektrohydraulische Stelleinheit
der BWM-AHK [47]

Aktive Hinterachskinematik

(Active Geometry Control Suspension, AGCS)

Hyundai hat auf der IAA 2005 eine aktive Hinterachskinematik (keine dynamische) vorgestellt, um den Vorspurwinkel beider Räder fahrsituationsabhängig und abhängig von der Querbeschleunigung zu verstetigen [48]. Es ist ein Hebel, der mit einem Elektromotor ca. $\pm 15^\circ$ von der Mittellage geschwenkt wird und damit die am Hebelende gelagerte Spurstange hin- und bewegt (Bild 7-38).

Neben den hier vorgestellten Hinterradlenksystemen sind weitere bekannt. Tabelle 7-3 gibt einen Überblick mit Literaturhinweisen für weitere Informationen.



Bild 7-38: Elektromechanische Stelleinheit (rot) der
Hyundai Hinterachslenkung

Tabelle 7-3: Übersicht aktive Hinterradlenkung

Bezeichnung	Firma	Jahr	Funktionen	Literaturquellen
HICAS-Vierradlenkung	Nissan	1985	Lenkwinkelproportional	[41, 42, 43, 45]
Super-HICAS-Vierradlenkung	Nissan	1989-1996	Lenkwinkelproportional	[37, 42, 45]
Active-Four-Vierradlenkung	Mitsubishi	1987	Lenkwinkelproportional	[42, 45]
Aktive Hinterachs kinematik	BMW	1992	Lenkwinkelproportional,	[44, 46]
Quadrasteer	Delphi	2002	Lenkwinkelproportional	[65]
Active Rear Steering	Delphi	2004	Lenkwinkelproportional	[65]
AGCS Active Geometry Control	Hyundai	2005	Nur Vorspurverstellung	[48]

7.6.2.3 Wankstabilisierungssysteme

Aktive Stabilisatorsysteme befinden sich zurzeit in diversen Fahrzeugen im Serieneinsatz, wobei unterschiedliche Konzepte hinsichtlich der Konstruktion vertreten sind. Funktional werden aktive Stabilisatorsysteme vorwiegend zur Reduzierung des Aufbauwankwinkels, zur Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens bzw. zur Agilitätssteigerung eingesetzt.

Aufgrund der veränderbaren Wankfedersteifigkeit wird zusätzlich bei Geradeausfahrt durch die Entkopplung der beiden Fahrzeugseiten ein Komfortzugebnen 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 [49]:

- ◆ Reduktion/Kompensation der Aufbau-Wankbewegung,
- ◆ Verbesserung des Geradeauslaufs (verringertes Rollsteuern),
- ◆ Verminderung von Lastwechselreaktionen bei Kurvenfahrt,
- ◆ 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 7-39** zu sehen. In beiden Diagrammen ist der Wankwinkel mit und ohne Dynamic Drive bei einer stationären Kreisfahrt ($R = 40$ m links und $R = 105$ 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) entkoppelt. Das Reibungsverhalten des Motors muss entsprechend optimiert sein. Der Systemaufbau von Dynamic Drive ist in **Bild 7-40** 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).

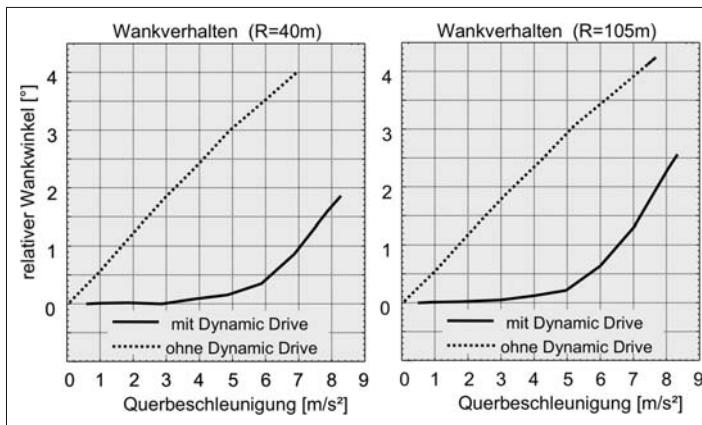


Bild 7-39:
Beeinflussung des Wankverhaltens [49]

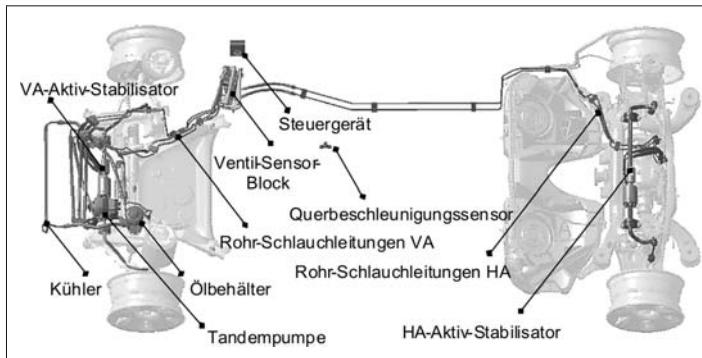


Bild 7-40:
Systemaufbau Dynamic Drive [49]

Der Ventilblock (Bild 7-41) beinhaltet eine unterlagernde hydromechanische Druckregelung. Die überlagernde Regelung des Hochdruckkreises hin zu den Aktuatoren erfolgt elektrohydraulisch. Schwenkmotorgehäuse und Schwenkmotorwelle des hydraulischen Drehantriebs sind mit jeweils einer Stabilisatorhälftte verbunden (Bild 7-42).

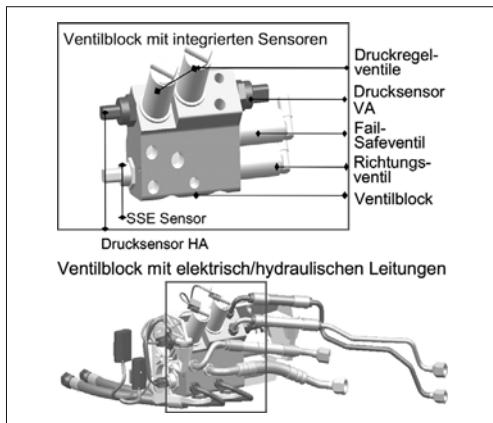


Bild 7-41: Ventilblock [49]

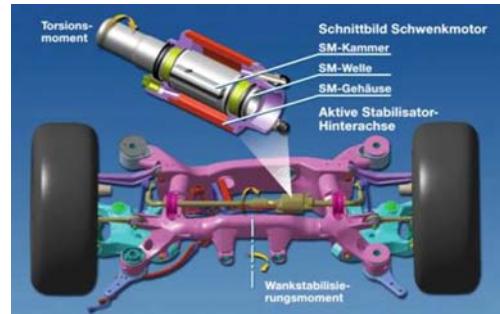


Bild 7-42: Schwenkmotor [49]

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, Geradeauslaufver-

halten, 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 aufwendiges Lagerkonzept zur Folge. Ein Nachteil der bisherigen Dynamic-Drive-Bauweise ist die fehlende Modularität und die aufwendige Integration in das Fahrzeug am Band durch die vernetzte Struktur.

Active Cornering Enhancement (ACE)

Das System *Active Cornering Enhancement* (ACE) von Delphi wird im Land Rover Discovery II als Zusatzausstattung angeboten [50]. Die aktiven Stabilisatortorsionsmomente werden durch hydraulische Linearzylinder erzeugt, die entlang eines Stabilisator-Hebelarms angeordnet sind (**Bild 7-43**).

Der Stabilisator ist dabei an der Verbindungsstelle zum aktiven Hebelarm aufgetrennt. Die Versorgung beider Linearzylinder erfolgt über eine Radialkolbenpumpe, welche 5 bis 135 bar leistet und über den Verbrennungsmotor angetrieben wird.



Bild 7-43: ACE-Delphi, Landrover [50]

Active Suspension Control System (ASCS)

Das *Active Suspension Control System* (ASCS) wird von der Firma TRW entwickelt. Es besteht aus einem aktiven tordierbaren Stabilisator, der hydraulisch über einen in einer Pendelstütze angeordneten Linearzyllinder betätigt wird. Der Stabilisator bleibt bei diesem System unangetastet und entspricht einem konventionellen passiven Stabilisator. Der Aufbau des Systems ist in **Bild 7-44** zu sehen.

Für das System ist eine umfangreiche Hydraulikausstattung bestehend aus elektrisch betriebener Pumpe, Ventilen, Leitungen, hydraulischem Linearzyllinder, Hydraulikölfilter und Drucksensoren notwendig.

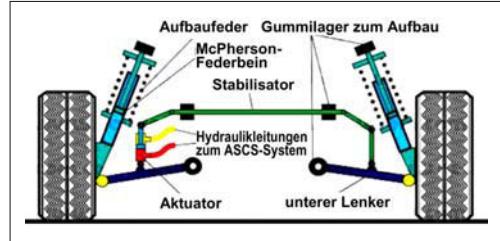


Bild 7-44: Active Suspension Control System (ASCS)

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 7-45**).

Das System baut auf der umfangreichen Hydraulikausstattung (Pumpe, Ventile, Leitungen, hydraulischer Linearzyllinder, Hydraulikölfilter, 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-Hydraulikzyllinder gestalteten Pendelstützen der Querstabilisatoren unterdrückt (ähnliche Funktion wie ASCS von TRW). Das AFS-System nutzt die Sensorik der Hydropneumatik. Mit AFS-System ist eine nahezu vollständige Unterdrückung des Wankwinkels erzielbar.

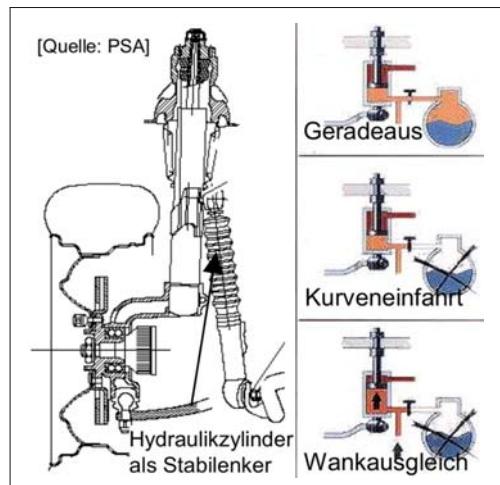


Bild 7-45: Aktive Fahrwerkstabilisierung (AFS)

7.6.2.4 Aktive Kinematik

Im Folgenden werden beispielhafte Konzepte zur aktiven Kinematik vorgestellt, die sich allerdings nicht im Serieneinsatz befinden.

F300 Life-Jet

In Zusammenarbeit des Instituts für Kraftfahrwesen der RTWH Aachen und der DaimlerChrysler AG entstand 1997 das Konzeptfahrzeug F300 Life-Jet.

Der Wankfreiheitsgrad des Aufbaus wird durch entgegengesetzt gleiches Anheben und Absenken der Vorderräder erzielt. 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 Fahrzeugwankwinkel von bis 30° entsprechen [51].

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, so dass die statischen Radlasten links und rechts als innere Kräfte abgeleitet werden. 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 7-46) [51].

Die aktive Wanksteuerung ATC (*Active Tilt Control*) legt den F300 Life-Jet durch einen hydraulischen Steller in die Kurve und stabilisiert somit das Fahrzeug bei Kurvenfahrt durch eine Schwerpunktverla-

gerung zur Kurveninnenseite, d.h., es wird ein Moment aufgebaut, das dem aus der Querbeschleunigung resultierenden Moment (Kippmoment) entgegen wirkt (Bild 7-47). Die Ansteuerung des Hydraulikzylinders erfolgt in Abhängigkeit der gemessenen Querbeschleunigung.



Bild 7-47: Prototyp eines Fahrzeugs mit selbsttätiger Kurvenneigung (F300 Life-Jet von DaimlerChrysler) [55]

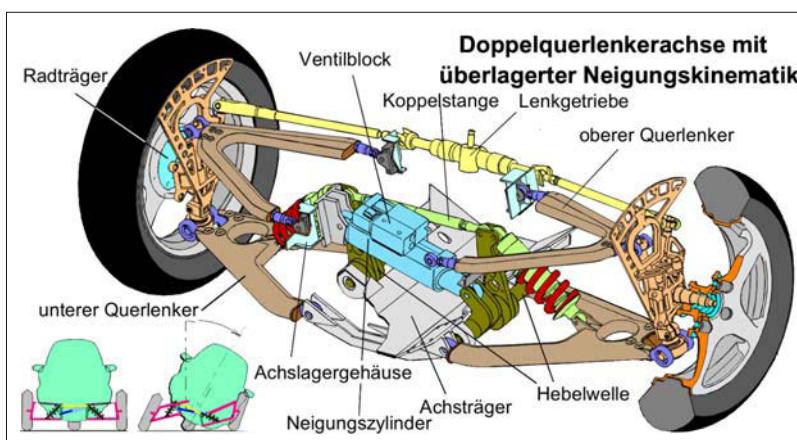


Bild 7-46:
Achskonzeption [51]

F400 Carving

Das Konzeptfahrzeug F400 Carving von Daimler-Chrysler 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.

Zusätzlich verfügt der F400 über Spezialreifen, die über eine asymmetrische Lauffläche verfügen (**Bild 7-48**). Hierdurch kann 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 [52].

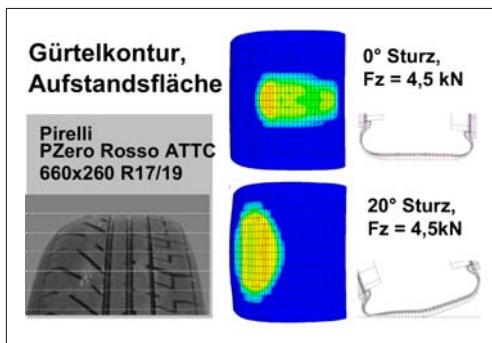


Bild 7-48: Asymmetrischer Reifen und FE-Berechnung der Latschdruckverteilung [52]

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 7-49**).

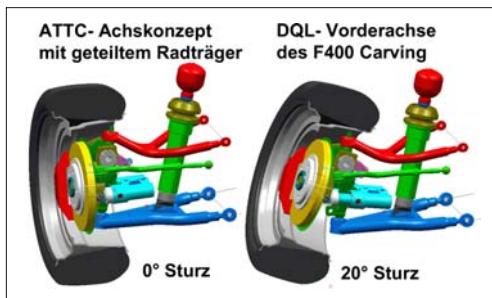


Bild 7-49: Radführung der F400-Vorderachse mit aktiver Sturzverstellung [52]

Funktionen

Durch das ATTC-Konzept am F400 können die folgenden Funktionen dargestellt werden [52]:

- ◆ **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 Hinterachslenkung:** Da Seitenkräfte nicht nur durch Schräglaufwinkel sondern auch durch Sturzwinkel erzeugt werden können, bietet sich die Möglichkeit, durch die Stürzung der Hinterräder zusätzlich das Fahrzeugverhalten zu beeinflussen.
- ◆ **Bremswegreduktion:** Zusätzlich lassen sich bei einer Notbremsung alle vier Räder schrägstellen und somit durch die weichere Gummimischung der inneren Lauffläche einen höheren Kraftschluss erreichen. Damit ist eine Bremswegverkürzung bei einer Startgeschwindigkeit von 100 km/h um bis zu 5 m möglich.

Optimised Contact Patch

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 7-50**).

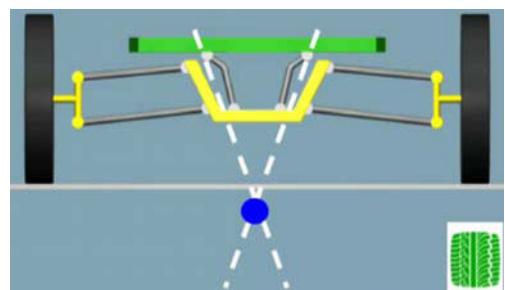


Bild 7-50: OCP-Konzept Drehpol unter der Fahrbahn

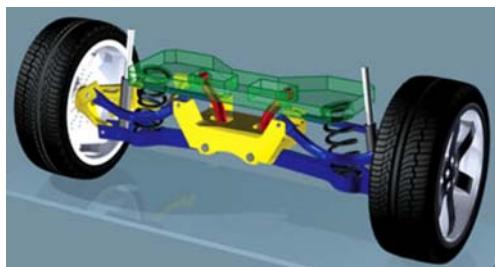


Bild 7-51: OCP-Konzept bei einer 4-Lenker-Achse [53]

Neben der Möglichkeit, den Sturzwinkel aktiv zu beeinflussen, hat Michelin ein Radaufhängungssystem für Personenwagen entwickelt, durch welches die gleichzeitige Neigung der Reifen an der Innenseite der Kurve unter Einwirkung der Seitenkraft möglich ist (*Optimised Contact Patch System*, OCP-System). Diese Funktion wurde durch das Hinzufügen eines zusätzlichen Freiheitsgrades an der Achse ermöglicht (Bild 7-51) [53].

Das OCP-System beruht auf einer Kinematik, die einen virtuellen Drehpunkt unterhalb des Bodens schafft. Dieses mechanische System selbst wird an einer herkömmlichen Aufhängung befestigt [54].

Dieses OCP-Fahrwerk-Prinzip (bzw. Drehpol unter der Fahrbahn) ist unabhängig von der Achsentchnologie und kann somit bei einer Vorderachse (z.B. OCP-McPherson, Bild 7-52) sowie bei einer Hinterachse (z.B. OCP-Doppelquerlenker-Achse, Bild 7-53) und bei angetriebenen oder nicht angetriebenen Achsen eingesetzt werden. Diese neue Umgebung hilft, das Potenzial des Reifens bezüglich Haftung, Rollwiderstand und Verschleiß optimal auszunutzen.

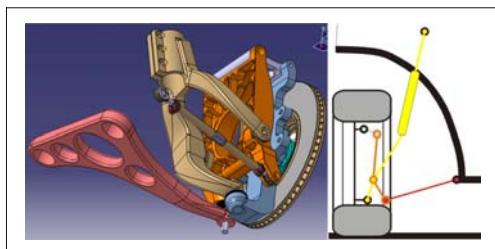


Bild 7-52: OCP-Konzept in McPherson integriert

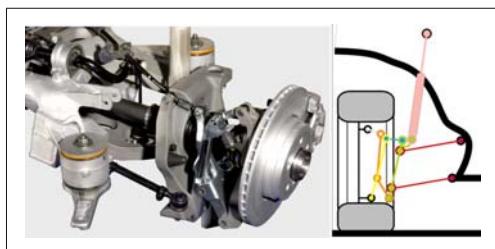


Bild 7-53: OCP-Konzept bei einer DQL-Achse

7.6.3 Vertikaldynamiksysteme

Innerhalb der Vertikaldynamiksysteme sollen neben den Federungs- und Dämpfungssystemen auch aktive Stabilisatorkonzepte vorgestellt werden.

7.6.3.1 Anforderungen an die Vertikalsysteme

Die Aufgaben des Federungs- und Dämpfungssystems lauten [55]:

- ◆ 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).

7.6.3.2 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. Die konstruktiven Einflussparameter der Reifenfederung und einer Reduzierung der ungefederten Massen spielen eine untergeordnete Rolle, da ihre Variationsmöglichkeiten vergleichsweise eingeschränkt sind. 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 [56]. Da sich diese Fahrwerke aber häufig grundsätzlich in ihrer Wirkungsweise unterscheiden, sollten sie auch mit Hilfe einer entsprechenden Terminologie klassifiziert werden. Die in [57] 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 7-54 dargestellt.

teilt. 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 Weise der Einflussnahme ermöglicht eine Klassifizierung der Systeme [58].

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 [55]. 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 [59].

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 [55].

Langsam-aktive Systeme

Langsam-aktive Systeme ergänzen die herkömmlichen Feder- und Dämpferelemente durch ein aktives Stellglied, das meist pneumatisch oder hydraulisch 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 [59].

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.

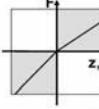
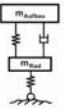
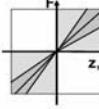
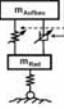
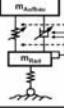
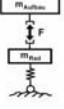
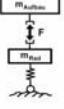
Systembezeichnung	Arbeitsbereich	Stellzeit	Energiebedarf	Prinzip	Beispiele
passiv		-	-		herkömmliche Fahrwerke
adaptiv		1 s bis herab zu 25 ms (schnelle adaptive Systeme)	gering		- Jaguar X350 ACD2 - DC ADS / ADS II - Citroën Hydractive - BMW EDC-K - Audi CDC
semi-aktiv		< 10 ms	gering		- CDC mit "Skyhook"-Regelung (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 7-54:
Einteilung der Vertikalsysteme [59]

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.

7.6.3.3 Dämpfungssysteme

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 Steuerlektronik verstellt [60]. Die Identifizierung der Fahrbahnanregung erfolgt mit Hilfe des Aufbaubeschleunigungssensors.

Die durch eine adaptive Dämpfung erzielbaren Vorteile gegenüber einer passiven Dämpfung zeigt Bild 7-55 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.

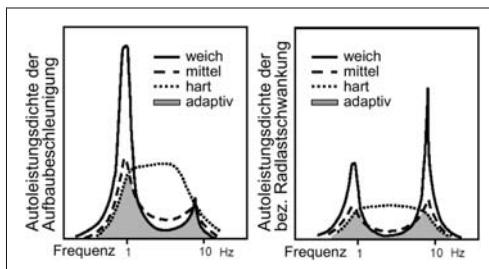


Bild 7-55: Vorteile der adaptiven Dämpfung [60]

Semi-aktive Dämpfungssysteme

Semi-aktive Systeme arbeiten in realisierten Lösungen weiterhin mit passiven Feder- und Dämpferkomponenten (also solchen, bei denen die Kraftrichtung weiterhin 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 [58].

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 CDC ist ein Proportional-Dämpferventil [61], 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 Ausfahrgeschwindigkeiten,
- ♦ 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 Bauteilen mit hohem Gewicht führt. Auch der Stromverbrauch ist von der Größe der Ventile abhängig. Zudem beeinträchtigt diese Kenngröße die Schaltodynamik [61]. Aufgrund der kontinuierlichen Arbeitsweise der Ventile können Schaltgeräusche minimiert werden (s. auch Abschnitt 3.6.7).

Die Dämpfung in einem externen Ventil erfolgt über einen Bypass, der in geöffnetem Zustand vom Öl durchströmt wird. Bild 7-56 veranschaulicht die Funktionsweise des CDC-Ventils.

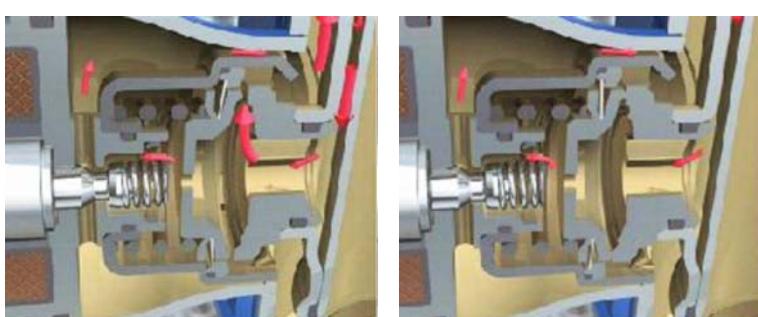


Bild 7-56:
Funktionsweise CDC-Ventil

Über zwei Aufbaubeschleunigungssensoren im Bereich der Vorderachse und einen über der Hinterachse erfass das CDC-System die Aufbaubewegung. Hierzu 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.

Alternativ besteht die Möglichkeit, die Relativgeschwindigkeiten über Höhenstandssensoren zu erfassen, die teilweise bei aktiven Federungssystemen vorhanden sind. Weitere Sensorinformationen, die den Fahrerwunsch bzw. den Fahrzustand erfassen, werden über den CAN-Bus übermittelt.

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 [62]. Hierzu sind 2 Bypass-Ventile notwendig, wodurch sich insgesamt 4 Kennlinien (Stufe 1 bis 4) darstellen lassen. In **Bild 7-57** 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 des Systems.

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 7-4**).

Tabelle 7-4: 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

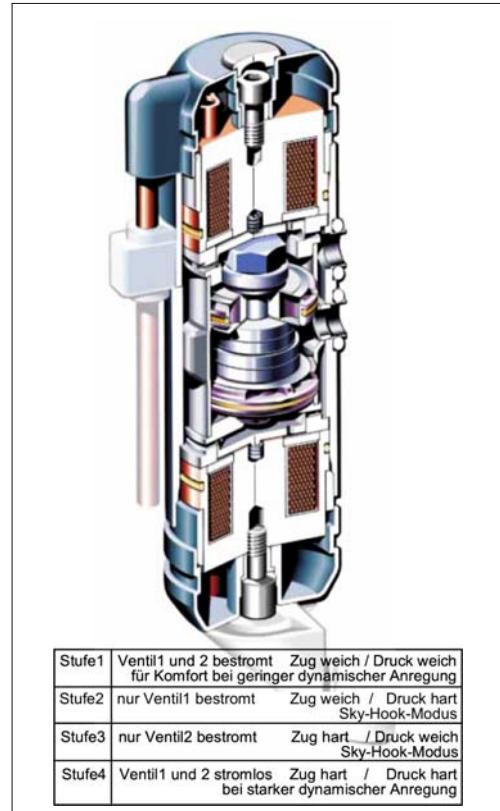


Bild 7-57: Schnittdarstellung der Arbeitsventile (ThyssenKrupp, Billstein)

Die Steuerung erkennt, ob die Karosse sich nach oben hebt oder nach unten sinkt, 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) [62].

Die beschriebenen Betriebsarten können sich ungestört überlagern (zum Beispiel beim gleichzeitigen Auftreten von Vertikal- und Querdynamik) [62].

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 hierzu arbeitet ein CDC-System im Bereich der Radeigenfrequenz von ungefähr 10 Hz (s. **Bild 3-266**).

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.

Rheologische Dämpfung (MagneRide)

Fließt eine magneto-rheologische Flüssigkeit durch einen Kanal in einem magnetischen veränderbaren Feld, ändert sich auch ihre Viskosität und damit die Dämpfung. Man benötigt keine Proportionalventile [65]. Seit 2002 werden solche adaptive Dämpfersysteme der Fa. Delphi in Serie verbaut. Diese Bauart ist im Abschnitt 3.6.8.1 beschrieben.

Regelstrategien für semi-aktive Dämpfer

Für die Ansteuerung von semi-aktiven Dämpfungs systemen gibt es verschiedene Regelstrategien, um die Dämpfungskräfte anzupassen. Es wird zwischen der Schwellwert- und der Sky-Hook-Strategie unterschieden (s. Abschnitt 7.2.4), wobei die Schwellwertregelung auch für adaptive Dämpfer verwendet werden kann.

Der **Schwellwertregler** adaptiert die Dämpfungs räten über einen oder zwei Vertikalbeschleunigungssensoren, die den Fahr- und Fahrbahnzustand erkennen. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf der Erhöhung des Fahrkomforts. Je nach Systemkonfiguration ist zusätzlich eine querbeschleunigungs- oder lenkwinkelgeschwindigkeitsabhängige Dämpferverhärtung und somit eine Verringerung des dynamischen Wankens und eine Erhöhung der Agilität möglich. Durch Einlesen des Bremslichtschalters bzw. des Bremsdrucks lässt sich außerdem die Nickbewegung beim Bremsvorgang bedämpfen.

Mit der **Sky-Hook-Regelung** lassen sich Störungen, die Aufbauschwingungen anregen, ausblenden. Je nach Richtung der Aufbaubewegung werden Zug- und Druckstufendämpfung erhöht bzw. zu null gesetzt. Der Grundgedanke ist die Entkopplung des Fahrzeugaufbaus von der Straßenanregung. Virtuell gesehen wird der Schwingungsdämpfer statt zwischen Aufbau und Rad, zwischen Aufbau und einem erdbezogenen Inertialsystem, dem Himmel (Sky), mit einem Haken (Hook) angebracht (**Bild 7-58**).

Die Verstell dämpfer müssen in der Lage sein, im Bewegungsumkehrpunkt schnell (im Bereich der Rad eigenfrequenz) zwischen verschiedenen Dämpfungs räten hin und her zu schalten. Hierzu sind zusätzliche Vertikalbeschleunigungssensoren an den Rädern und am Aufbau notwendig. Die notwendige Dämpfrate kann nach folgender Gleichung über den virtuellen Sky-Hook-Ansatz berechnet werden:

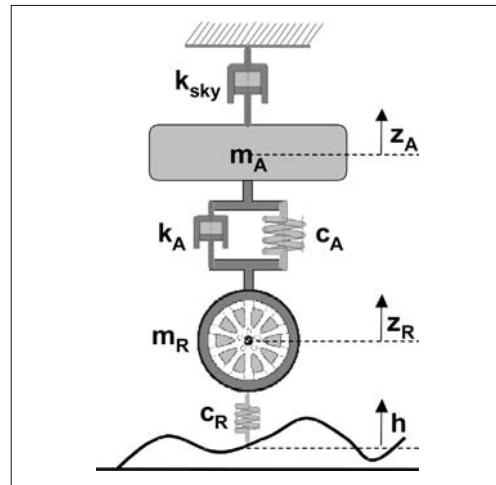


Bild 7-58: Sky-Hook-Viertelfahrzeugmodell

$$\begin{aligned} F_{\text{sky}} &= k_{\text{sky}} \cdot v_{\text{Aufbau}} = k_{\text{Dämpfer}} \cdot v_{\text{relativ}} \\ \Rightarrow k_{\text{Dämpfer}} &= k_{\text{sky}} \cdot \frac{v_{\text{Aufbau}}}{v_{\text{relativ}}} \end{aligned} \quad (7.5)$$

Hieraus ergeben sich die in **Bild 7-60**, rechts dargestellten Dämpfungs räten für eine Sky-Hook-Regelung. In Abhängigkeit der Aufbau- und der Radbewegung in Vertikalrichtung werden bei einem semi-aktiven Dämpfungssystem Zug- und Druckstufe verstellt. Die Vorteile des Sky-Hook-Systems gegenüber der Schwellwertlogik liegen in der zu erzielenden Aufbaustabilität 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 7-59**).

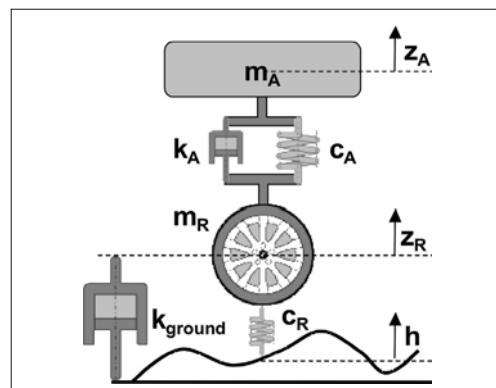


Bild 7-59: Viertelfahrzeugmodell für Ground-Hook

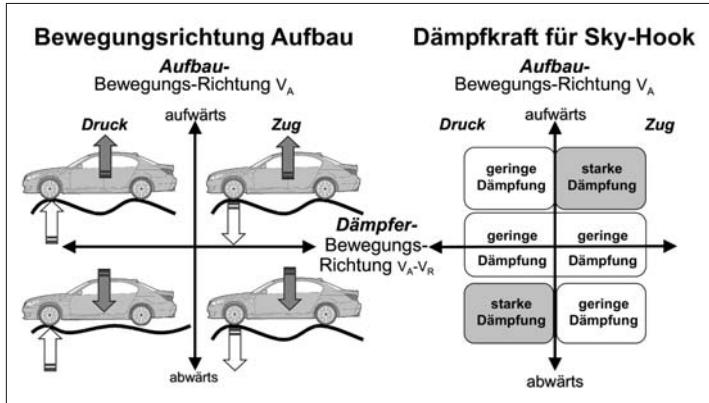


Bild 7-60:
Dämpfungsrate für
Sky-Hook-Regelung

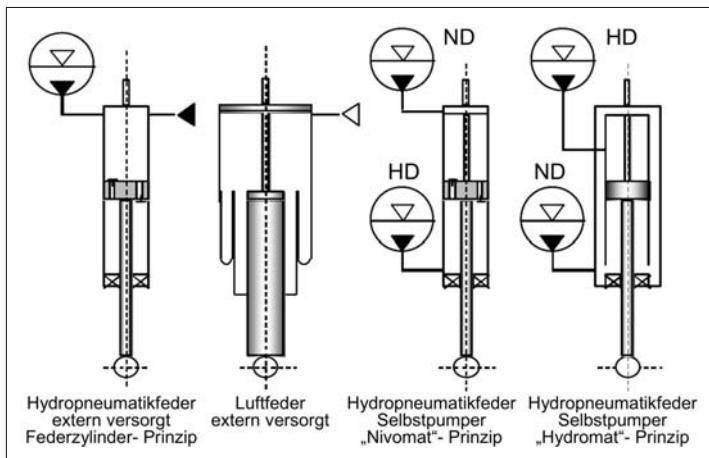


Bild 7-61:
Systeme zur Niveauregelung

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-bahnoberfläche ab und kann nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$F_{\text{ground}} = k_{\text{ground}}(\dot{z}_R - \dot{h}) \quad (7.6)$$

$$F_D = k_A(\dot{z}_R - \dot{z}_A) \quad (7.7)$$

Analog zum Sky-Hook-Ansatz muss auch hier der reale Dämpfer die Ground-Hook-Kraft aufbringen. Ein Gleichsetzen der Dämpfungskräfte führt zu:

$$k_A = k_{\text{ground}} \frac{\dot{z}_R - \dot{h}}{\dot{z}_R - \dot{z}_A} \quad (7.8)$$

7.6.3.4 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 abzu-senken 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. une-benes Gelände die Bodenfreiheit erhöht werden.

In Bild 7-61 sind vier mögliche Systeme zur Niveauregulierung mittels Gasfeder aufgezeigt (s. auch Ab-schnitt 3.5.7). Die Luftfeder und die hydropneumati-sche Feder sind typische Vertreter für die Niveauregulie- rung durch eine Gasfeder. Bei den hydropneumatischen Federn unterscheidet man extern versorgte (Federzy-linder) und selbstdpumpende Federelemente (Nivomat).

Hydropneumatische Niveauregulierung mit Fremdenergie

Die hydropneumatische Feder wird derzeit hauptsäch-lich bei Citroen eingesetzt, nachdem die teiltragenden Systeme in Europa weitgehend durch Luftfedern er-setzt wurden. Mit diesen Systemen ist neben einem komfortablen Fahrverhalten auch eine Niveauregulie- rung bereits im Stand möglich. Somit erzielen fremd-

versorgte hydropneumatische Federungssysteme einen hohen Fahrkomfort und ermöglichen eine adaptive Federung und Dämpfung. Nachteilig für eine reine Niveauregelung sind die Fremdversorgung, der Bauraumbedarf und der Mehrverbrauch durch zusätzliche Aggregate, das Regelungskonzept sowie die Kosten.

Hydractive

Das System *Hydractive* basiert auf der Hydropneumatik des französischen Automobilherstellers Citroen und wurde 1989 mit dem Citroen 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 [63].

Die Federungshärte der Hydropneumatik wird durch Druck und Volumen der Federkugeln bestimmt. Die Größe der Bypassbohrung in den Ventilstücken beeinflusst die Dämpfung. Vor diesem Hintergrund lässt sich durch Hinzufügen einer oder auch mehrerer Federkugeln in den Hydraulikteil einer Achse, eine Veränderung dieser Federungs- und Dämpfungsabstimmung erzielen.

Das *Hydractive-III*-Fahrwerksystem wurde 2001 im Citroen C5 eingeführt (**Bild 7-62**). Im Vergleich zum *Hydractive-II*-Fahrwerk wurde in C5 statt einem aktiven Stabilisator-System eine variable Niveauregulierung implementiert. Das Fahrzeughiveau 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 erzielt.

7.6.3.5 Aktuelle aktive Federungssysteme

Durch eine aktive Federung sollen die folgenden Vorteile hinsichtlich Fahrkomfort, Fahrsicherheit und Fahrspaß erzielt werden [64]:

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.

Als Steller bietet sich aufgrund des niedrigen Leistungsgewichtes und der hohen Leistungsdichte ein Hydraulikzylinder oder die Kombination mit einer hydropneumatischen Federung an.

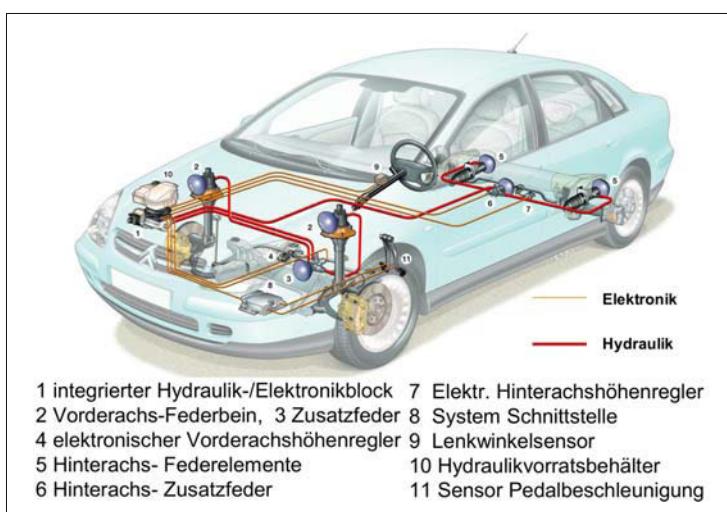


Bild 7-62:
Hydractive III Fahrwerksystem
(Citroen C5) [Quelle: Citroen]

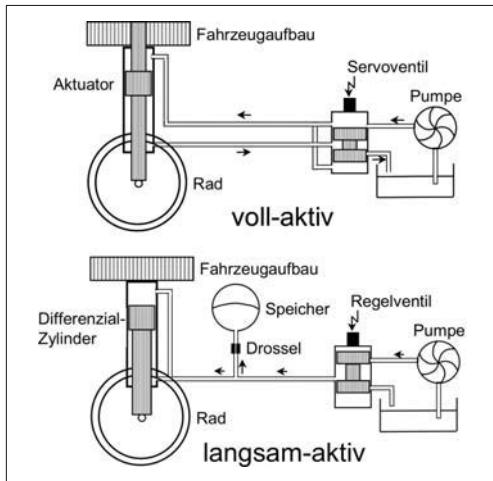


Bild 7-63: Unterscheidung von voll- und langsam-aktiven Systemen [55]

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 [60]. Aktive Federungssysteme lassen sich in voll- und langsam-aktive Systeme unterteilen (**Bild 7-63**). Zur Zeit befinden sich nur langsam-aktive Federungssysteme im Serieneinsatz. Schnell-aktive Systeme kommen für Straßenfahrzeuge aufgrund der hohen Kosten sowie des enormen Energieverbrauchs noch nicht in Frage. Mögliche neue Konzepte für schnell aktive Federungssysteme werden in Abschnitt 7.6.3.6 vorgestellt. **Tabelle 7-5** zeigt die Hauptmerkmale von voll- und langsam-aktiven Systemen.

Tabelle 7-5: Hauptmerkmale voll-aktiver und langsam-aktiver Systeme [55]

Voll-aktiv	Langsam-aktiv
Fahrzeug steht auf Öl-säule	Siernschaltung Hydraulik mit passiver Feder
Keine passive Federung	Regelung bis ca. 5Hz
Regelung bis über 20 Hz	Reduzierter Energiebedarf
Sehr hoher Energiebedarf	
Schwächen im Abroll-komfort/Akustik	

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 befedert bzw. bedämpft.

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 Fahrbahneinflüsse angeregt werden. Auch Bewegungen um die Fahrzeugquerachse (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 [66].

Das ABC-System kennzeichnet die in **Bild 7-64** dargestellte Anordnung von passiven und aktiven Federn- und Dämpfungselementen.

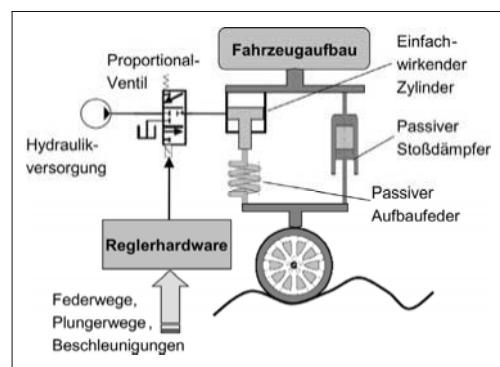


Bild 7-64: Prinzipbild ABC-System [67]

Zu sehen ist eine Reihenschaltung einer Stahlfeder und eines Hydraulikzylinders sowie einem dazu parallel angeordneten Stoßdämpfer. Durch die Hintereinanderschaltung von Zylinder und Stahlfeder handelt es sich um ein volltragendes System [67]. Die Schraubenfeder stützt sich über einen Plungerzylinder gegen den Aufbau ab. So kann der geregelte Hydraulikzylinder eine Federeindrückung 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 komfortmindernd auf den Aufbau aus [68]. Die aktive Federung bietet die Möglichkeit, auf einen passiven Stabilisator zu verzichten, da die Funktion des Wankausgleichs 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 7-65**).

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 [67].

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“. Dieser 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. Darüber 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 Plungerwege:

- ◆ Längsbeschleunigungssensor,
- ◆ Querbeschleunigungssensor,
- ◆ drei Vertikalbeschleunigungssensoren zur Ermittlung von Huben, Nicken und Wanken,
- ◆ ein Niveausensor je Rad zur Ermittlung des momentanen Fahrzeugniveaus 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 Zweirohrgasdruckstoßdämpfer im ABC-Federbein ist, wie oben beschrieben, in erster Linie zur Dämpfung der höherfrequenten Radschwingungen verantwortlich (**Bild 7-66**).

Algorithmen

Im ABC-Steuergerät werden die folgenden Algorithmen verarbeitet [66].

- ◆ Sky-Hook-Algorithmus (s. Abschnitt 7.6.3.3),
- ◆ 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 Fahrkomforteindruck beeinflusst [66]. Quer- und Längsbeschleunigungsaufschaltung dienen zur Reduktion von Aufbaubewegungen bei dynamischen Fahrmanövern wie z.B. Brems- und Beschleunigungsvorgängen.

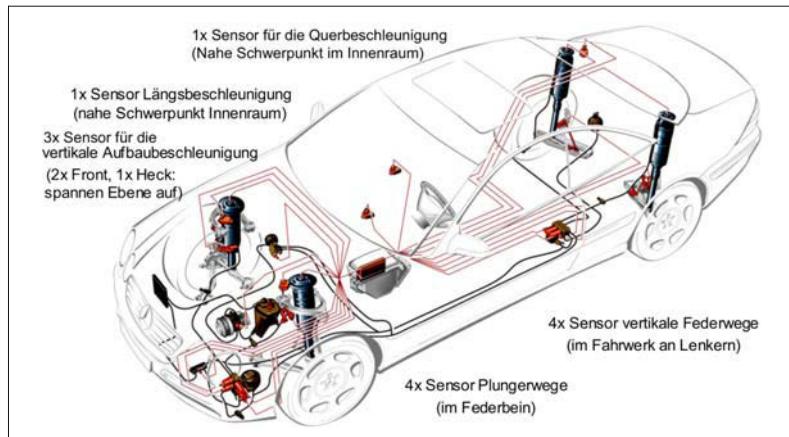


Bild 7-65:
Die Komponenten des Active-Body-Control-Systems (ABC) von DaimlerChrysler

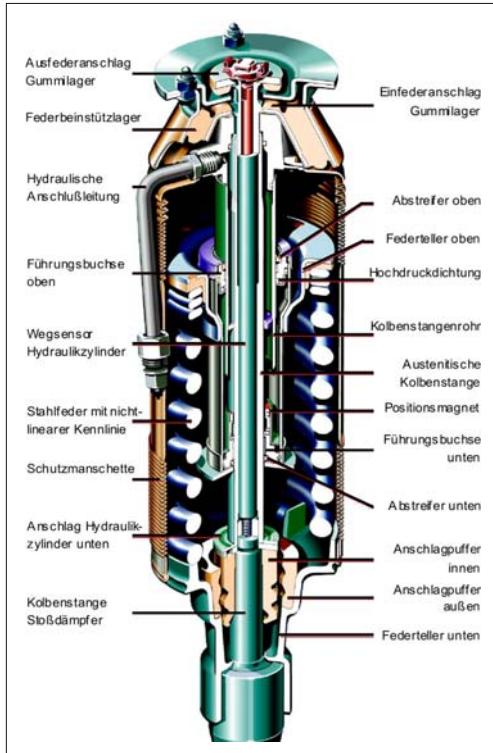


Bild 7-66: Schnittdarstellung ABC-Federbein

7.6.3.6 Voll-aktive, integrierte Fahrwerksysteme

Voll-aktive Fahrwerksysteme befinden sich zurzeit noch im Entwicklungsstadium. Eine Übersicht über bereits vorgestellte Konzepte gibt **Bild 7-67**.

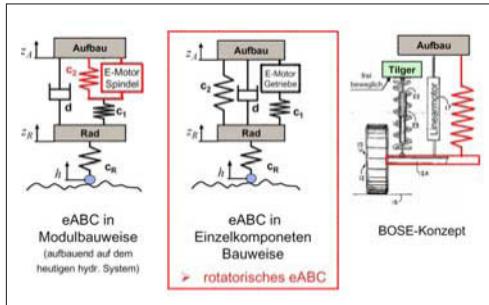


Bild 7-67: Konzepte für aktive Fahrwerksysteme

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 7-6** aufgeführt.

Tabelle 7-6: Vor- und Nachteile elektromechanischer Federungssysteme

	Hydraulisch	Elektromechanisch
Stärken	hohe Leistungsdichte	Wenige Einzelkomponenten
	Erfahrung aus Serieneinsatz	Geringerer Montageaufwand
		Lastabhängiger Leistungsbedarf
Schwächen		Trockenes System, Geringerer Systempreis
	Leistungsdimensionierung muss für Leerlauf erfolgen. Dadurch im Mittel überdimensioniert	Geringere Leistungsdichte, z.B. höherer Energieverbrauch bei Spitzenlast
Schwächen	Verrohrungsaufwand, Kühlung	Geringerer Wirkungsgrad bei bestimmten Fällen
	umweltbelastendes Medium	

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 können mit dem Bose-Suspension-System kompensiert werden. Das Bose-Suspension-System ist in **Bild 7-68** und **Bild 7-69** [69] 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, so dass 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 Bose-Suspension-Systems mit weniger als 1 kW auf einer normalen Fahrbahn angegeben.

Zusätzlich zum Linearmotor verfügt das Bose-Suspension-System über eine Torsionsfeder an jedem Rad, welche die statische Radlast aufnimmt.



Bild 7-68: Bose-Suspension-System [69]



Bild 7-69: Bose-Suspension-System [69]

Electrical Active Body Control (eABC)

Das teiltragende System des Electrical Active Body Control (eABC), das sich noch in der Vorentwicklungsphase befindet, hat einen Elektromotor mit Spindel statt eines Hydraulikzylinders, der durch die Federfußpunktverstellung den Aufbau nach Bedarf nach oben oder unten bewegt (Bild 7-70). Es basiert auf bekannte, bewährte Komponenten, die wegen ihres kompakten Aufbaus auch die Packageanforderungen erfüllen.

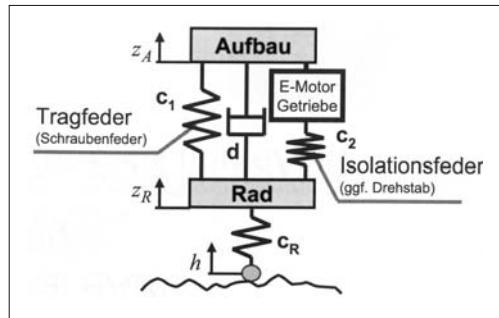


Bild 7-70: eABC-System, Blockschaltbild

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 [70]. ASCA vereint die funktionalen Vorteile bekannter aktiver Systeme wie Dynamic Drive, ABC (*Active Body Control*) und CDC (*Continous Damping Control*) in einem einzigen System (Bild 7-71).

Das System ermöglicht einen optimalen Abrollkomfort mit einem sehr geringen Dämpfungsmaß in Kombination mit der virtuellen Reduzierung der Aufbau-Federrate durch die 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 Rad-dämpfung bleibt dabei weitgehend unberührt und kann überwiegend unabhängig 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 Leistungsverluste benötigt das System max. 1,2 kW pro Rad.

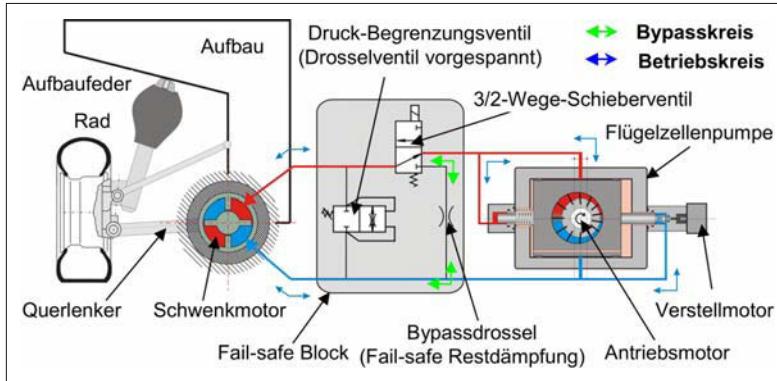


Bild 7-71:
Integrierte Wank- und Dämpfungsregelung

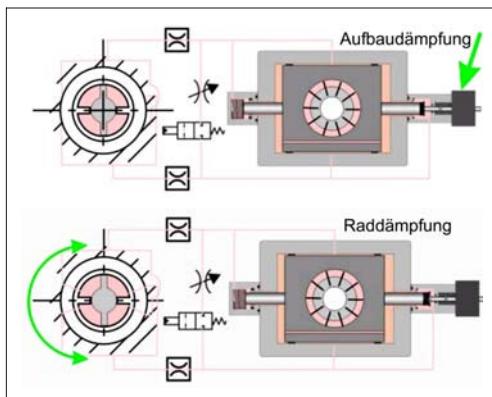


Bild 7-72: Integrierte Wank- und Dämpfungsregelung

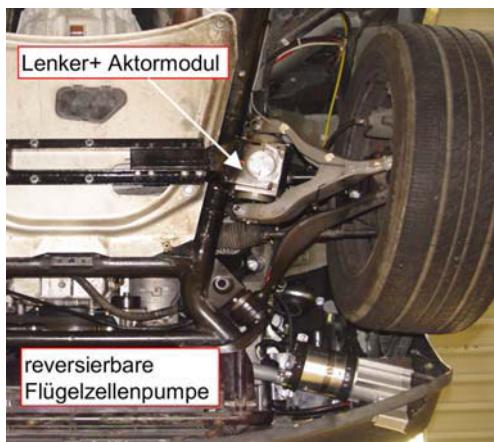


Bild 7-73: Integrierte Wank- und Dämpfungsregelung, eingebaut an einem Versuchsträger (SUV)

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 7-72** 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 betätigt, **Bild 7-72** oben. Dabei dreht sich der Motor immer in der gleichen Richtung ohne zu stoppen (sehr geringe Massenträgheit). Die Drehzahl der Pumpe wird als zusätzlicher Parameter für die Dämpfungsanpassung benutzt.

Bild 7-73 zeigt die Anordnung der Systemkomponenten an der Vorderachse bei einem Serien-SUV.

7.6.3.7 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 [71]. Auf der anderen Seite sollte ein Fahrwerkslager hinsichtlich eines guten Fahrkomforts weich ausgelegt sein. Dies führt bei einer Krafeinwirkung allerdings wiederum zu einer unerwünschten Radstellungsänderung.

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 [72, 73].

Die Firmen ContiTech und ContiTeves haben hierzu ein aktives Fahrwerkslager entwickelt, dessen Aufbau in **Bild 7-74** 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 7-75**).

Das Gehäuse besteht aus drei Bauteilen: Dem Mittelteil, in dem das Gummilager eingepresst ist, und zwei Zylinderköpfen mit integrierten Stellkolben [75]. 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 Gummianschlügen C_3 zwischen Stellkolben und Innenmetallteil und dem Hydrauliksystem C_4 .

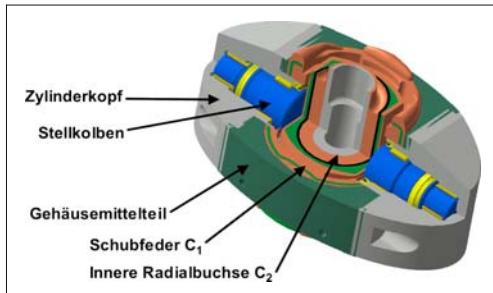


Bild 7-74: Konstruktiver Aufbau eines aktiven Fahrwerkslagers [74]

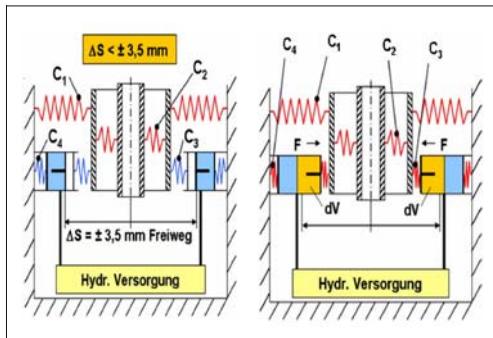


Bild 7-75: Ungeschalteter und geschalteter Zustand [75]

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, so dass eine Lenkfunktion dargestellt werden kann. Weitergehende Möglichkeiten bieten aktive Spurstangenlager. Konzepte zur

Lenkunterstützung für Trapez- oder Mehrlenkhinterachsen werden derzeit entwickelt (**Bild 7-76**) [75].

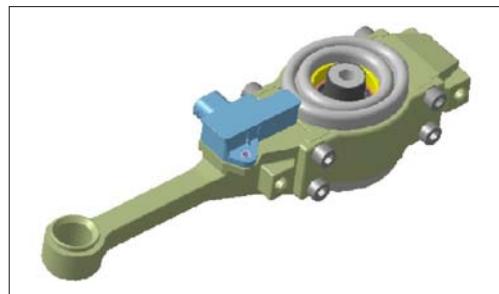


Bild 7-76: Aktives Spurstangenlager [75]

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.

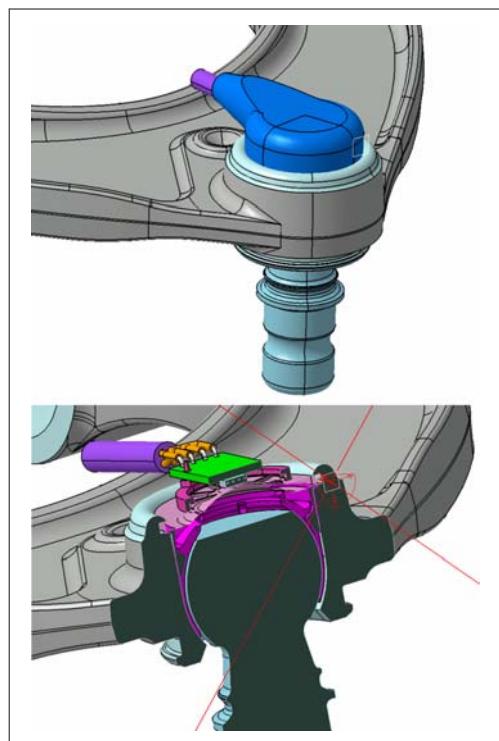


Bild 7-77: Kugelgelenk mit Sensor: Sensor und Auswerteelektronik sind in einem ASIC untergebracht

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 [76].

Das Messprinzip basiert auf Magneteffekten, die als hall- oder magnetoresistive Sensorsysteme zum Einsatz kommen. **Bild 7-77** zeigt ein serienreifes intelligentes Lager (hier ein Kugelgelenk) mit integriertem Winkelmesssystem der beiden Kippbewegungen.

7.7 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 die Befehle für Lenken, Bremsen, Gasgeben, Schalten und Koppeln vom Fahrer über ein Bedienelement eingegeben werden, kommen nur diese Funktionen als X-by-wire-Systeme in Frage.

7.7.1 Steer-by-wire

Im Vergleich zu der bereits vorgestellten Überlagerungslenkung (s. Abschnitte 7.6.2.1 und 3.4.9) 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 7-78 zeigt beispielhaft den Aufbau eines Steer-by-wire Systems.

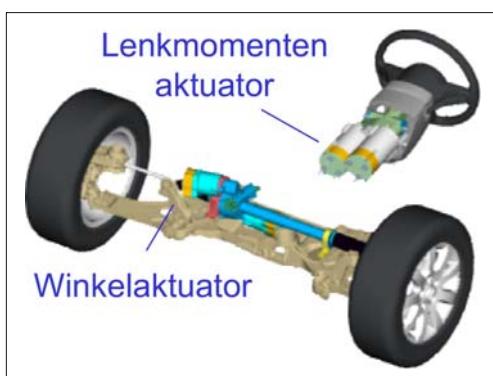


Bild 7-78: Prinzipaufbau eines Steer-by-wire-Systems

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-/Rechtslenkern,
- ◆ 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),
- ◆ Betätigungsmoment per Software applizierbar.

Im Vergleich zur 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 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).

Zusätzliche Möglichkeiten:

- ◆ On-line-Einstellung der Fahrzeugkonfiguration,
- ◆ On-line-Diagnose,
- ◆ 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 (Fahrerverhalten 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.

Fazit

Aktive Lenksysteme werden zukünftig eine immer stärkere Verbreitung erfahren. Verstärkte Berücksichtigung des Kundennutzens in den Entwicklungsprozess neuer Funktionalitäten ist notwendig. Ein vollständiger Ersatz der hydraulischen Hilfskraftlenkung durch EPS-Systeme ist wegen der Energieproblematik 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.

7.7.2 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 [77]. 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 Rad-

bremsen 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 verschenken [78].

Darüber hinaus lassen sich in elektrischen Bremsen Zusatzfunktionen implementieren, wie z.B. ein radselektiver Bremseingriff, 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 [77].

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 3.3.7 zu finden. Im Anschluss daran folgt die Vorstellung einer unkonventionellen Fahrzeugbremse, der Radialbremse, die auch als Vollbelagscheibenbremse bezeichnet wird. Bei dieser Radbremsenbauart bedecken die Bremsbeläge vollständig und nicht nur zu einem Teil die Reibfläche der Scheibe. Eine weitere unkonventionelle Bremsart stellt die in Abschnitt 7.7.2.4 beschriebene Keilbremse dar.

7.7.2.1 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 7-79**) [79].

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.

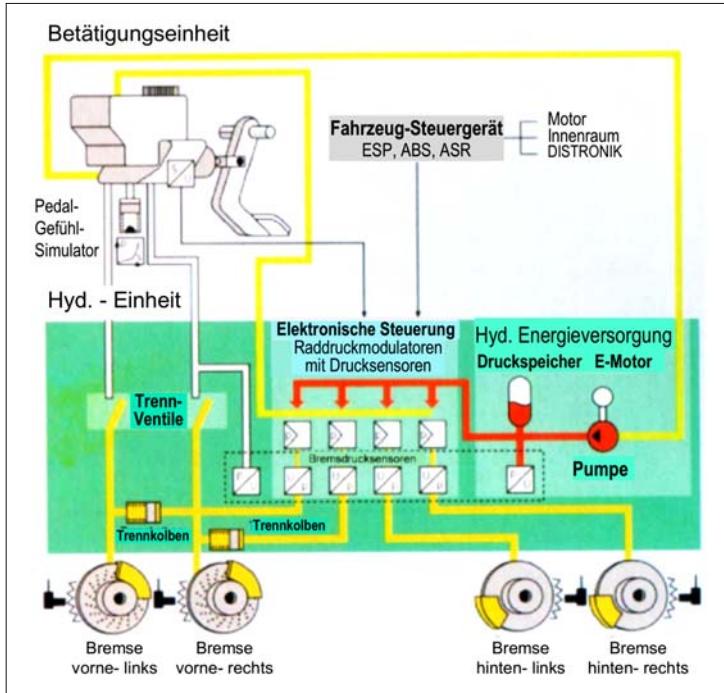


Bild 7-79:
Konzeptübersicht des SBC-Bremssystems (Sensotronic Brake Control) von Mercedes-Benz [80]

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 [81]. 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 [82].

7.7.2.2 Elektromechanische Bremse (EMB)

Das System der elektromechanischen Bremse 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 [83]. Auch die EMB ist eine reine Fremdkraftbremseanlage. 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 [84].

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 7-7** aufgeführten Vorteile [83].

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 7-7** gegenübergestellt [81].

7.7.2.3 Elektromechanische Bremse von Teves

ContiTeves präsentierte 1997 die 4. Generation ihres elektromechanischen Aktuators [85]. Der wesentliche 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. Er muss in der Lage sein, im Fading-Fall Spannkräfte bis 50 kN innerhalb von 200 ms aufzubauen. Dies erfordert eine kurzzeitige elektrische Leistung von rund 500 W pro Rad.

Tabelle 7-7: Vor- und Nachteile elektrische Bremssysteme [81, 83, 86]

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 geräuschosiges Arbeiten (EMB)	
Hohe Systemdynamik	

7.7.2.4 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 Teilbelag-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 um eine Scheiben-

bremse mit einer Kombination aus einer Fest- und Schwimmsattelkonstruktion (**Bilder 7-80** und **7-81**). Der äußere und innere Bremsbelag überdecken jeweils den gesamten Reibring der Scheibe. Auch das NewTech-Radialbremsenkonzept arbeitet mit einer konventionellen hydraulischen Betätigung. Der Bremssattel ist wie bei einer Festattel-Konstruktion am Radträger fixiert und nicht verschiebar. Allerdings verfügt die NewTech-Bremse hier nur radträgerseitig über einen Betätigungs Kolben (**Bild 7-82**). 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.

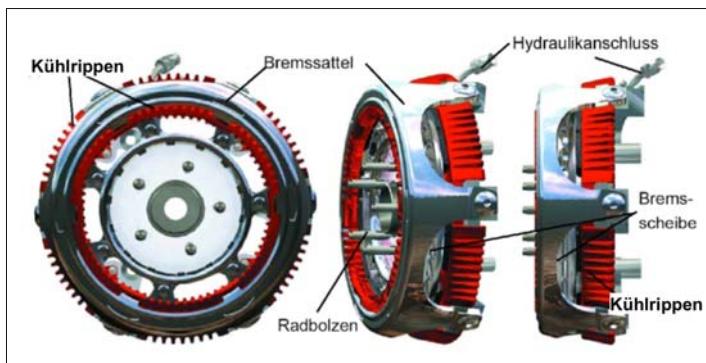


Bild 7-80:
Full-Contact-Disc-Brake der kanadischen Firma NewTech [87]

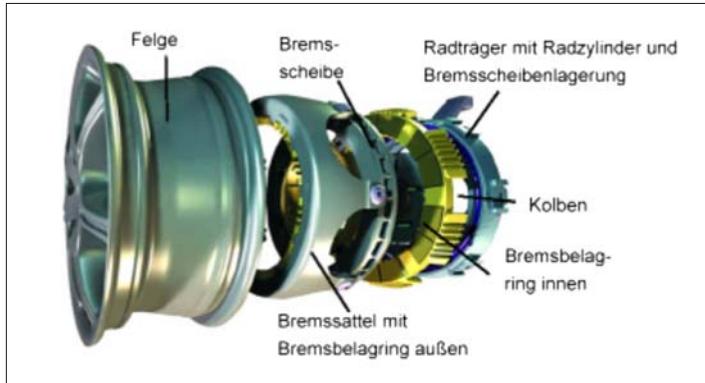


Bild 7-81:
Explosionsdarstellung einer Radialbremse

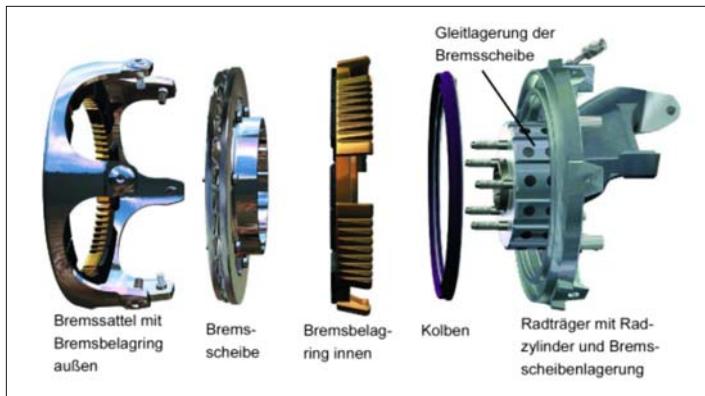


Bild 7-82:
Explosionsdarstellung der Full-Contact-Disc-Brake der kanadi-schen Firma NewTech [87]

Wird der Kolben im Bremssattel bei Betätigung der Bremse mit Hydraulikflüssigkeit gefüllt, verschiebt er den inneren, klobenseitigen Bremsbelag in Richtung Scheibe. Liegt dieser auf der Scheibe auf, wird die axial verschiebbar gelagerte Bremscheibe zusammen mit dem inneren Reibbelag gegen den äußeren, felgenseitig im Sattel, fest am Radträger montierten Bremsbelag gedrückt. Das Lüftspiel $s_{\text{Lüft}}$ der Bremse ist somit überwunden und sie ist geschlossen.

Durch den weiter zunehmenden Hydraulikdruck wird die gewünschte Zuspannkraftkraft F_{SP} aufgebaut. Der Betätigungs Kolben ist als ein so genannter 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 den in **Tabelle 7-8** aufgelisteten theoretischen Vorteilen ihrer Entwicklung. Hier sind besonders der sehr viel steifere Bremssattel und seine daraus resultierende geringere „Volumenaufnahme“ V_{brems} hervorzuheben.

Diese Vorteile können zusammen mit einem möglicherweise vergrößerten Wirkradius r_{wirk} der Bremscheibe zu verringerten Betätigungskräften F_{Bet} füh-

ren. Dadurch könnte beispielsweise ein Bremskraftverstärker entfallen. 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. Unter ihnen ist vor allem der zu erwarten Anstieg der ungefederten Radmassen zu erwähnen. Dieser hat negative Auswirkungen auf das Fahrverhalten und den Fahrkomfort.

7.7.2.5 Keilbremse

Um den zur Erzeugung der hohen Bremskräfte am Rad notwendigen Energiebedarf zu reduzieren, kann das 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 [88, 89].

Tabelle 7-8: Vor- und Nachteile der Radialbremse

Theoretische Vorteile	Theoretische Nachteile
Vergrößerte Wartungsintervalle wegen verringerten Belagverschleißes durch größeres Belagvolumen, reduzierte Flächenpressung und niedrigeres Betriebs-Temperaturniveau	Eventuell höhere ungefederte Radmassen
Entfall des Bremskraftverstärkers durch einen steiferen Bremssattel (geringe „Volumenaufnahme“) und den größeren erzielbaren Wirkradius der Scheibe	Schlechteres Wärmeabfuhrvermögen durch Kapselung der Scheibe
Verringerte Bremsenzuspannkräfte durch größeren Wirkradius und steiferen Bremssattel	Aufwändige Konstruktion, Herstellung und Montage
Geringeres Hydraulikdruckniveau wegen kleiner Zuspannkräfte	Große Auswirkungen auf das Radmodul
Dimensionierung der Hydraulikleitungen kann durch niedrigeres Druckniveau kleiner ausfallen	
Bessere Fadingeigenschaften durch niedrigeres Temperaturniveau der Bremsbeläge	
Bessere akustische Eigenschaften (Bremsenrubbeln und -quietschen) durch optimale Belagführung, steiferes Gehäuse und gleichmäßigeres Temperaturniveau	
Einbau verschiedener Bremsbelagmischungen möglich	
Verringerung der dynamischen Radhabenkräfte bei Bremsung	
Präzisere Führung von Bremsbelägen und Bremssattel möglich	
Größere Bremsbeläge verringern Neigung zur Hotspotbildung und somit zum Bremsenrubbeln	

Das Prinzip ist in **Bild 7-83** 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 EMB signifikant reduziert werden und der Betrieb mit einem konventionellen 12-V-Bordnetz ermöglichen [90].

7.7.3 Leveling-by-wire

Nivomat-LbW (Leveling-by-wire)

Das Konzept **Leveling-by-wire** von ZF Sachs ist eine konsequente Weiterentwicklung des Nivomat mit Standregelung. Es entfallen hierbei die mechanische Pumpe, sowie die mechanischen Regel- und Steuerelemente im Inneren des Nivomats. Diese werden ersetzt durch eine außenliegende elektrische Pumpe mit zusätzlichem Ablassventil, die bedarfsgesteuert ist. Der erforderliche Höhensensor kann integriert

werden 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 [91] (**Bild 7-84**).

Der Nivomat-LbW kann sowohl für eine reine Hinterrachs-Niveauregelung als auch für eine 2-Achsregelung eingesetzt werden. Im ersten Fall wird weiterhin ein gleich bleibendes Grundniveau eingeregelt. Im zweiten Fall können verschiedene Höhenniveaus 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 Ölvolumenta und die Regelgeschwindigkeit begrenzt. Durch den Wegfall der mechanischen Pumpe bietet der Nivomat-LbW hier auch die Möglichkeit, ICD zu realisieren (s. Abschnitt 3.6.7).

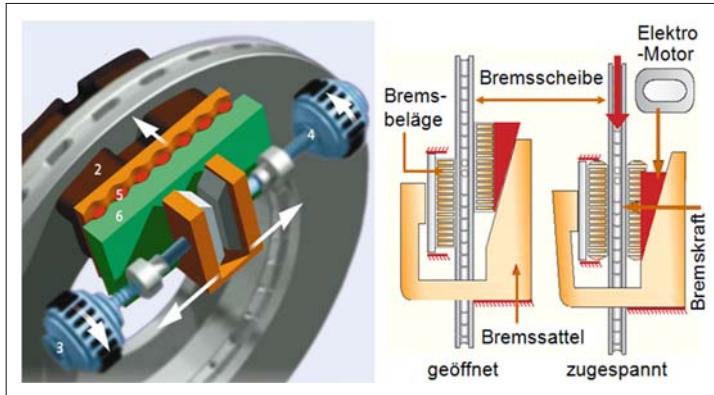


Bild 7-83:
Prinzip der Keilbremse [88]

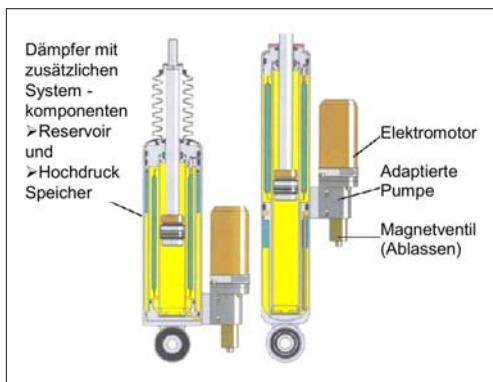


Bild 7-84: Mögliche Anordnungen für Leveling-by-wire (ZF Sachs)

7.8 Fahrerassistenzsysteme

Der Mensch ist in seiner Wahrnehmung, Verarbeitung von und seiner Reaktion auf Informationen bestimmten physischen wie psychischen Grenzen unterworfen (Bild 7-85). 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 [92]. 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 frontal, statt seitlich mit dem Unfallgegner oder Hindernis kollidieren [93]. So können die Einrichtungen der passiven Fahrzeugsicherheit ihre optimale Wirkung entfalten.

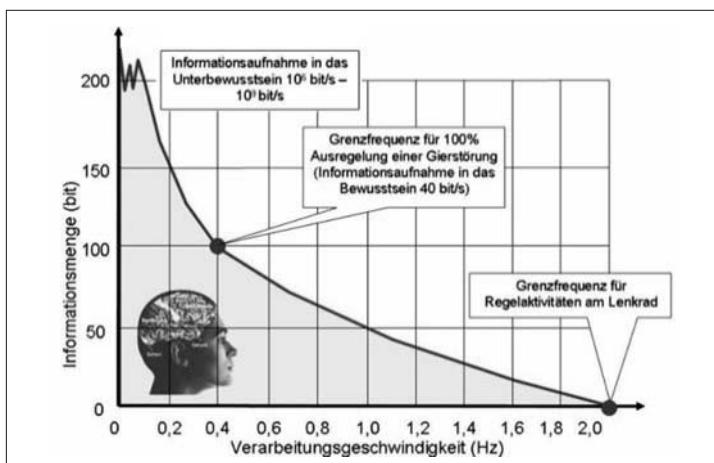


Bild 7-85:
Informationsverarbeitung durch den Menschen bei der Fahrzeugführung

7.8.1 Bremsassistenz

Bestehende Bremsassistenzsysteme wie elektronische Bremskraftverteilung (EBV), Anti-Blockiersystem (ABS) und elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP) entlasten den Fahrer und bewirken nachweislich ein reduziertes Unfallaufkommen oder ein 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 die menschlichen 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 worden ist. Dabei gilt es auch Defizite, die im technischen System einer Fahrzeugbremse 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 7-86**).

Ursachen hierfür sind u.a.

- ◆ Elastizitäten im Bremsleitungen,
- ◆ Kompressibilität der Bremsbeläge und
- ◆ Sattelsteifigkeit.

Unter bestimmten Umweltbedingungen wie Nässe oder Streusalzablagerungen auf der Bremsscheibe kann dieser Zeitverzug zunehmen. Eine Aufgabe von einem dem Bremsvorgang unterstützenden System ist die Verkürzung dieses Zeitverzugs und ggf. die frühere und massivere Einleitung der Bremsung.

Die Aspekte der Bremsassistenz lassen sich dabei in einen sicherheitsrelevanten und einen den Fahrer entlastenden, komfortorientierten Bereich unterteilen.

7.8.1.1 Sicherheitsrelevante Bremsassistenz

Bestandteil eines modernen Kraftfahrzeugs ist die elektronische Bremskraftverteilung, in der Regel als Funktionsblock im ABS integriert. Dabei erfolgt 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 7-87**) 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 [26, 63].

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 Radzylinder auf der Seite mit dem höheren Fahrbahnreibbeiwert (μ_{high}) mit Verzögerung aufgebaut wird.

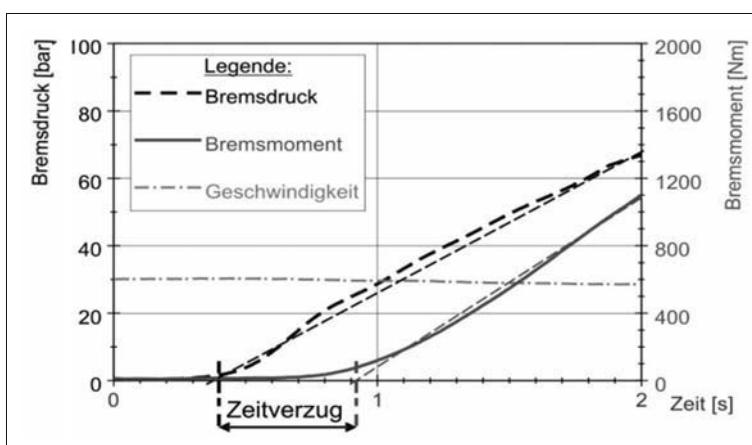


Bild 7-86:
Zeitlicher Verzug zwischen
Bremsdruckaufbau (Pedal-
wunsch) und wirksamem
Bremsmomentaufbau

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. Vorteile der querdynamischen Stabilisierung bietet außerdem das Aufbringen eines zusätzlichen Lenkwinkels zu dem vom Fahrer vorgegebenen Lenkeingriff (s. Abschnitt 7.6.2.1), da Lenkkorrekturen schneller und unter Umständen auch unterhalb der Merkschwelle des Fahrers ablaufen können (**Bild 7-87**) [94].

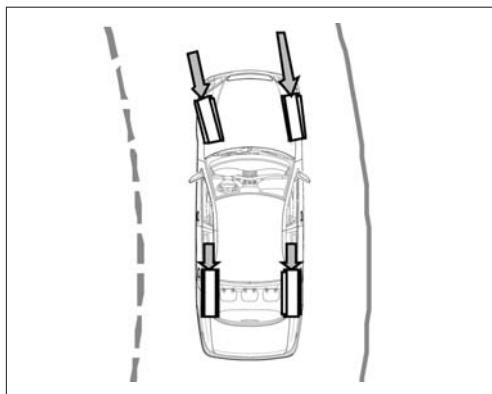


Bild 7-87: Radindividuelle Bremskraftregelung

Mittels Bremsassistent kann in einer Gefahrensituation, die durch den schnellen Wechsel von Fahrrpedal 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 Radzylinern bis zur Blockiergrenze der Räder aufgebracht. Eine Erweiterung hierzu stellt das automatische Notbremsystem dar, das auf Basis des Abstandsrads funktioniert (s. Abschnitt 7.8.2). Mit der Markteinführung im Jahr 2006 konnte somit eine signifikante Reduzierung von Auffahrunfällen insbesondere bei Nutzfahrzeugen erzielt werden.

Im Falle von Feuchtigkeit oder Verschmutzungen auf den Brems Scheiben etwa durch Streusalz kann sich der 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 Bremsweg bei Gefahrenbremsungen. Die Informationen hierfür können aus den Signalen von Außentemperatur- und Regensor sensor gewonnen werden.

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 vermeintlichen Fahrerwunsches die Kolben der Radzyylinder mit einem bestimmten Basisdruck beaufschlagt (s. Abschnitt 7.6.1.2).

7.8.1.2 Komfortorientierter Bremsassistent

Eine Berg-Anfahrhilfe (Hill-hold-Funktion) entlastet den Fahrer durch das verhinderte Losrollen des Fahrzeugs bei Steigungen. Diese Aufgabe kann entweder über eine elektromechanische Parkbremse, die erst bei Betätigung des Fahrrpedals gelöst wird, oder durch eine Fremdkrafteinrichtung (ESP) realisiert werden. Eine einfache Stau-Assistenz als integraler Bestandteil 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 [95].

Bremsassistent bei höheren Geschwindigkeiten bietet die adaptive Geschwindigkeitsregelung (*Adaptive Cruise Control, ACC*), siehe Abschnitt 7.8.2.

7.8.1.3 Anforderungen der Bremsassistentz

Für die komfort- und sicherheitsrelevante Bremsassistent 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, Umgebungstemperatur und Regen sowie Informationen durch die Schalterstellung für Bremslicht und Außenbeleuchtung. Für die erweiterte Bremsassistent am Steigungen muss zudem der Zustand von Fahrrpedal, Parkbremse, Motor (Drehzahl und Moment) und ggf. Getriebestufe, Neigung und Querbeschleunigung bekannt sein. In der Regel sind diese elektronischen Bremsfunktionen im ESP-Steuergerät implementiert.

7.8.2 Distanzassistentz

Einfache Fahrgeschwindigkeitsregler (Tempomat) erfassen den vorausfahrenden Verkehr nicht. Zwar können Steigungen und Gefälle durch Einfluss auf das Fahrrpedal 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 10° bei einer Länge bis zu 150 m (**Bild 7-88**). 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 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.

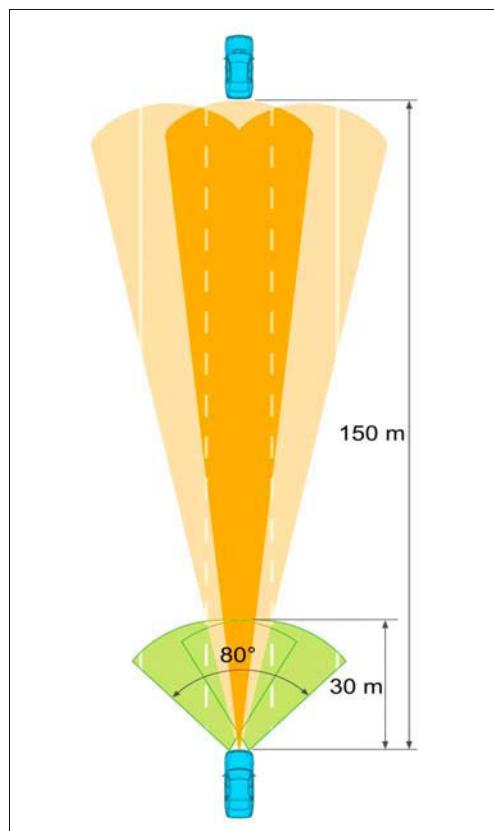


Bild 7-88: ACC Stop&Go mit einem Fernbereichsradar (orange-farbiger Kegel) und zwei Nahbereichsradsensoren (grüner Kegel) [Quelle: Daimler AG]

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 werden zwei Nahbereichsradsensoren mit einer Mittenfrequenz im Bereich von 24 GHz bei einem Summenwinkel von etwa 80° und 30 m Reichweite verwendet (**Bild 7-88**).

Reicht der Abstand zum Vorderwagen (Gefahrenbremsung des Vordermanns oder plötzliches Einscheinen 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. Größeres Potenzial zur Erlangung des Ziels einer signifikanten Reduzierung der Verkehrstoten bietet zudem die Fahrzeug/Fahrzeug-Kommunikation durch so genannte 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.

7.8.3 Lenkassistenz

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 7.8.1 beschrieben, wurde dieses Potenzial zunächst im Bereich der Bremsassistentenz 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 erfolgen soll, die von den verschiedenen Lenkungstypen (s. Abschnitt 3.4) zur Verfügung gestellt werden.

7.8.3.1 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 die Firma Daimler-Benz Servolenkungen.

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 Parkvorgängen) 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 Rückwirksamkeit (s. Servotronic, **Bild 7-93**) 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.

In der Regel wird der für den Betrieb eines konventionellen hydraulischen Servolenksystems erforderliche kontinuierliche Hydraulikölstrom durch eine vom Verbrennungsmotor angetriebene Hydraulikpumpe sichergestellt. Bei einer Modifikation des ursprünglichen hydraulischen Servolenkungsprinzips (s. elektrohydraulische Servolenkung, Abschnitt 3.4.2) erfolgt diese Ölversorgung stattdessen bedarfsgerecht über einen die Lenkhilfepumpe antreibenden drehzahlgezielten Elektromotor. Auf diese Weise kann dem Fahrer beim Parkieren die volle Lenkunterstützung zur Verfügung gestellt werden, während bei schneller Fahrt die Lenkleistung durch Reduzierung des Hydraulikstroms zurückgenommen wird, um die Lenkung schwergängiger zu machen. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, den Fahrer in fahrdynamischen Grenzsituationen zu unterstützen. Indem die Lenkhilfepumpe zum Beispiel bei Lenkbewegungen, die das Fahrzeug in einer instabilen Fahrsituation weiter destabilisieren würden, den Hydraulikölstrom situat ionsgerecht anpasst, können dem Fahrer haptische Lenkempfehlungen gegeben werden, wie das Fahrzeug wieder in einen stabilen Fahrzustand gebracht werden kann.

7.8.3.2 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 mit diesen Lenksystemen die schon aus der hydraulischen Servolenkung bekannte Lenkunterstützung gewährleistet werden.

Darüber hinaus können jedoch auch Zusatzfunktionen realisiert werden, die ein aktives Überlagern des Fahrerhandmoments erfordern [96]. Beispiele hierfür sind die 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 quer geneigte Fahrbahn) durch den Servoaktor zu kom pensieren und so dem Fahrer eine lenkmomentenfreie Geradeausfahrt zu gestalten.

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 Fahrer handmoment 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 (**Bild 7-89**) werden die Fahrspur und ihre Begrenzung mittels Umfeldsensorik überwacht. Besteht die Gefahr, dass der Fahrer die Fahrspur verlässt, so kann ihm dies durch Vibrationen am Lenkrad haptisch angezeigt werden. Es ist ebenfalls möglich, den Fahrer nicht erst direkt vor dem Verlassen der Fahrspur zu warnen, sondern ihn vielmehr über ein zum Abstand vom Fahrbahnrand indirekt proportionales Zusatzlenkmoment in der Fahrspur zu führen. Dieses virtuelle Potenzialfeld entspricht in seiner Wirkung einem zur Mitte der Fahrspur quer geneigten Straßenbelag und erzeugt somit einen in der Fahrspurmitte gelegenen Fahrkorridor zur Fahrzeug führung.

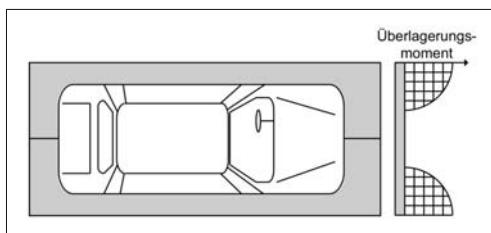


Bild 7-89: Spurhalteassistenz für ein Kraftfahrzeug

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 Einleitung des Spurwechsels entscheiden darf, oder ob der Spurwechsel vom Fahrer eingeleitet werden muss.

Auch eine Assistenz bei Parkervorgängen ist mit den in diesem Kapitel beschriebenen Akten 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 7.8.4 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. Auf die Möglichkeiten, die sich bei einer fahrerunabhängigen Beeinflussung des Radlenkwinkels bieten, wird im nächsten Kapitel eingegangen.

7.8.3.3 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 beschrieben ist.

Die Anwendungsfälle für Winkelüberlagerungslenkungen sind zahlreich: Durch fahrgeschwindigkeitsabhängige Betriebskennlinien können zum Beispiel unterschiedliche Lenkuversetzungen realisiert wer-

den. Dies kann ausgenutzt werden, um beim Parkieren schon bei verhältnismäßig kleinen Lenkbewegungen Volleinschlag zu erreichen bzw. um bei der Autobahnfahrt die Übersetzung zu vergrößern und damit die Empfindlichkeit bei kleinen, abrupten Lenkmäövren zu verringern. Auch das Lenkverhärten bei schnellen Lenkbewegungen und hohen Zahnstangenkräften (z.B. im Parkierbetrieb) kann vermieden werden, indem mit dem Winkelüberlagerungsaktor 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 [97].

Darüber hinaus kann durch eine zeitlich begrenzte Überhöhung des Fahrerlenkwinkels (Vorhaltelelung) 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. Ein Beispiel hierfür sind die Unterstützung beim Über- bzw. Untersteuern eines Fahrzeugs oder die Giermomentenkompensation bei einer μ -Split-Bremsung, die in Bild 7-90 genauer beschrieben wird.

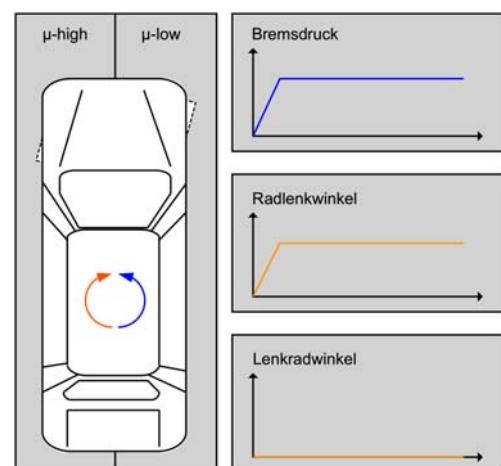


Bild 7-90: Giermomentenkompensation bei μ -Split-Bremsung mit Winkelüberlagerungslenkung

Während bei einem System ohne Winkelüberlagerungslenkung der Giermomentanstieg 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, 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.

7.8.3.4 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 Funktionsspektrum im Bereich der Querführung abdecken. Hierzu zählen Komfortfunktionen wie Geradeauslaufkorrektur, Parkassistenz oder auch Spurhalte- bzw. Spurwechselassistenz. Auch Sicherheitsfunktionen (Giermomentenkompensation bei μ -Split-Bremssungen 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 gesamtfahrdynamischen Regelkonzepts liegen.

7.8.4 Einparkassistenz

7.8.4.1 Einführung

Einparkvorgänge sind komplexe Fahraufgaben. Der Fahrer muss Strecken und Entfernungen schätzen, komplexe 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.

Erste Ideen und Versuche, das Parkieren zu erleichtern, finden sich bereits in den 60er Jahren des 20. Jahrhunderts [98].

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: Quereinparken und Längseinparken (Bild 7-91).

Da Quereinparken sowohl für den menschlichen Fahrer als auch für ein automatisches Einparksystem eine weniger komplexe Aufgabe darstellt, werden hier nur Längseinparksysteme behandelt.

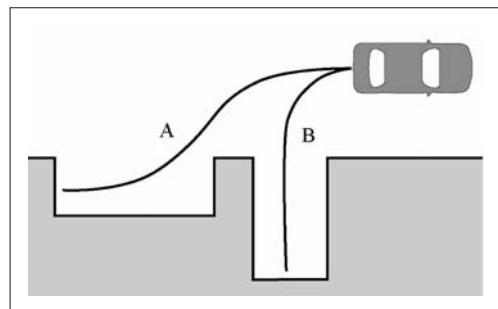


Bild 7-91: Längseinparken (A), Quereinparken (B)

7.8.4.2 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 (Bild 7-94). 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 direkt 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 [99]. In das Videobild kann der Zielparkraum in Form eines perspektivisch angepassten, fahrzeuggroßen Rechtecks eingeblendet werden. Der Fahrer verschiebt mit einem Eingabesystem das Rechteck in die Parklücke im Videobild. Aus der Positionierung des Rahmens im Bild lassen sich die für das Einparken notwendigen Parameter be-

rechnen. 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 7-92** der Zielparkraum, und der beim Einparkvorgang benötigte Platz für die Fahrzeugfront und das Fahrzeugheck eingeblendet.

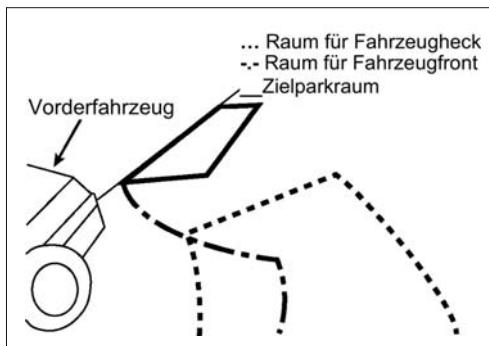


Bild 7-92: Mögliches Videobild einer Rückfahrkamera zur Parklückeneinstellung

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 Auswertealgorithmus, der die zur Trajektorienplanung nötigen Parameter aus den Sensordaten bestimmt. Eine geeignete häufig gewählte Sensorkonfiguration beinhaltet einen Sensor an der Fahrzeugeite 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 Auswertealgorithmus aus den Sensormesswerten und den Werten der Raddrehzahlsensoren berechnet.

Das Sensorsystem muss geeignet sein, übliche Begrenzungen einer Parklücke, wie beispielsweise Bordsteine, Fahrzeuge oder Metallbügel zu erfassen. Der Erfassungsbereich (die so genannte Sensorkeule) muss dabei hoch genug sein, um sowohl flache Hindernisse und den die Parklücke seitlich begrenzenden Bordsteins 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 [100] wird die Messrate

aufgrund der geringen Schallausbreitungsgeschwindigkeit durch die Anforderungen an die Mindestreichweite begrenzt. Die Genauigkeit der Längsmessung wird auch durch Messfehler bei ungünstigen Lückenbegrenzungen wie abgerundeten Fahrzirkanten 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 Vorselektierung 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 Fahrzeudrehung 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 7-93**). So kann ein Sensor bei der gezeigten Konfiguration dazu tendieren, die Entfernung A oder B zu messen, je nachdem, ob die Sensorik eher auf Reflexe aus kurzer Entfernung (Fall A), oder Reflexe von senkrechten Hindernissen (Fall B) anspricht.

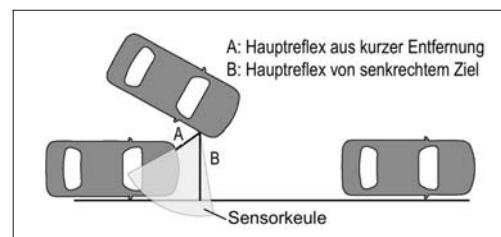


Bild 7-93: Unterschiedliche Sensoreigenschaften bei schräger Vorbeifahrt an der Parklücke

7.8.4.3 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 Entferungen x und y sowie dem Winkel zur Parkendposition α beschreiben (**Bild 7-94**).

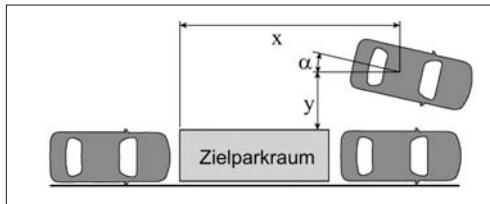


Bild 7-94: Parameter für die Trajektorienplanung

Der prinzipielle Aufbau des Einparkvorgangs gleicht dem beim manuellen Einparken.

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 Kreisbögen und Geradestücken in der Fahrzeugtrajektorie eignen sich Kurvenstücke mit sich stetig ändernder Krümmung [101]. Die Fahrzeuggeschwindigkeit beim Einparkvorgang ist durch die maximale Lenkwinkelgeschwindigkeit und Beschleunigung begrenzt [102].

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 [103].

7.8.4.4 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.

Literatur

- [1] Schnabel, M. et al.: Elektronisches Chassis Management: Fahrwerkregelsysteme in den Fahrzeugen der BMW Group. Tagung „Elektronik im Kraftfahrzeug“, Baden-Baden, 2003
- [2] Kassler, H.; Bichler, M.: Ausgeführt Triebstrangsysteme zur Fahrdynamikbeeinflussung. 4. Internationales CTI-Symposium – Innovative Fahrzeug-Getriebe, Berlin, 5./8. Dezember 2005
- [3] Robert Bosch GmbH: Fahrsicherheitssysteme. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1998
- [4] Fischer, G. et al.: xDrive – Der neue Allradantrieb im BMW X3 und BMW X5. In: ATZ 106 (2004), Heft 2
- [5] Granzow, C. et al.: Elektronisch vernetzte Funktion mit Längsverteiler und Quersperre. In: ATZ 107 (2005), Heft 9
- [6] Poestgens, U.: Servolenksysteme für Pkw und Nutzfahrzeuge. Reihe: Die Bibliothek der Technik, Bd. 217. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 2001
- [7] Köhn, Philip et al.: Die Aktivlenkung – Das neue Fahrdynamische Lenksystem von BMW. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorenmechanik, Aachen, 2002
- [8] Baumgarten, G.; Hoffmann, M.; Lohninger, R.; Odenthal, D.: Die Entwicklung der Stabilisierungsfunktion für die Aktivlenkung. In: ATZ, 106 (2004), Heft 9
- [9] Causemann, Peter: Kraftfahrzeugstoßdämpfer. Bibliothek der Technik, Bd. 185. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 1999
- [10] Jurr, R. et al.: Das aktive Wankstabilisierungssystem Dynamik Drive. Sonderausgabe ATZ und MTZ zum BMW 7er. 2001
- [11] IEC 61508: Funktionale Sicherheit sicherheitsbezogener elektrischer/elektronischer/programmierbarer elektronischer Systeme (Functional safety of electrical/electrical/ programmable electronic safety-related systems)
- [12] Heinecke, H. et al.: FlexRay – ein Kommunikationssystem für das Automobil der Zukunft. In: Elektronik Automotive 9/2002
- [13] Schwarz, Ralf; Rieth, Peter: Global Chassis Control – Systemvernetzung im Fahrwerk. In: at – Automatisierungstechnik 51, 2003
- [14] Rieth, Peter; Drumm, Stefan; Harnischfeger, Michael: Elektronisches Stabilitätsprogramm. Die Bibliothek der Technik, Bd. 223. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 2001
- [15] Heinecke, H. et al.: AUTomotive Open System ARchitecture – An industry-wide initiative to manage the complexity of emerging E/E-Architectures. Convergence 2004, International Congress on Transportation Electronics. Detroit, 2004
- [16] Leffler, Heinz: Integration fahrdynamischer Regelsysteme – Eine Herausforderung für die Systemarchitektur. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorenmechanik. Aachen, 2004
- [17] Schwarz, Ralf et al.: ESP II, Fahrdynamik der nächsten Generation. Teil 2: Funktionsintegration und Elektronik. In: ATZ 105 (2003), Nr. 12
- [18] Heinrich, K. et al.: Smart Actuators unterstützen Standardisierung. 12. Internationaler Kongress Elektronik im Kraftfahrzeug. Baden-Baden, 2005
- [19] Wallentowitz, Schrillkamp: Fahrwerkentwicklungen am IKA. Tag des Fahrwerks 2004. Aachen, 2004
- [20] Internetseite Magna Steyr: www.magnasteyr.com
- [21] Fischer, Pfau, Braun, Billig: xDrive – Der neue Allradantrieb im BMW X3 und BMW X5. In: ATZ 2004
- [22] Pfau, Rastel, Nistler, Billig, Straub: BMW xDrive in der 3er- und 5er-Reihe – Der BMW-Allradantrieb für Limousine und Touring. In: ATZ 2005
- [23] Fennel: ABSplus und ESP – Ein Konzept zur Beherrschung der Fahrdynamik. In: ATZ 1998
- [24] Mitschke, Schartz, Wallentowitz: Vermeiden querdynamisch kritischer Fahrzustände durch Fahrzustandsüberwachung. VDI-Berichte Nr. 916, Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. 1991
- [25] Risse: Das Fahrverhalten bei normaler Fahrzeugführung. VDI Fortschrittberichte Reihe 12, Nr. 160. 1991
- [26] Wallentowitz: Fahrzeugtechnik III. Umdruck zur Vorlesung. RWTH Aachen, 2005
- [27] Holle: Fahrdynamikoptimierung und Lenkmomentrückwirkung durch Überlagerungslenkung. Dissertation, 2003
- [28] Hoffmann, Dick: Funktionsentwicklung einer Überlagerungslenkung – Von der Idee zum fertigen C-Code. Autoreg 2004. 2004
- [29] Brand, Hoffmann, Fuhr: Einbeziehung des Normalfahrers in den Entwicklungsprozess aktiver Lenkungssysteme. VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn. 2003
- [30] Donges: Die Vierradlenkung – Fortschritt oder Mode? In: Automobil Revue Katalog. 1988
- [31] Hirano: Development of an Integrated System of 4WS and 4WD by Hinfity Control. SAE 930267
- [32] Kawakami: Development of Integrated System Between Active Control Suspension, Active4WS, TRC and ABS. SAE 920271
- [33] Sano: Four Wheel Steering System with Rear Wheel Steer Angle Control as a Function of Steering Wheel Angle, SAE 860625
- [34] Sato: Development of Four Wheel Steering System Using Yaw Rate Feedback Control. SAE 91.1922
- [35] Nagai: Active Four-Wheel-Steering by Model-Following Control. 11th IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks. 1989
- [36] Pruckner: Nichtlineare Fahrzustandsbeobachtung und -regelung einer Pkw-Hinterradlenkung. Dissertation. 2001
- [37] Mori, u.a.: Super-HICAS – Verbesserung der Stabilität und Kontrollierbarkeit von Pkws durch Optimierung der Übergangslenkeigenschaften der 4-Radlenkung. In: JASE, Nr. 891068, 1989
- [38] Richter: Entwicklungstrends bei aktiven Fahrwerkssystemen. VDI-Berichte, Nr. 816. 1990
- [39] Berkefeld: Theoretische Untersuchungen zur Vierradlenkung, Tagung „Allradlenkung bei Personenwagen“. Haus der Technik, 1989
- [40] Donges: Funktion und Sicherheitskonzept der Aktiven Hinterachslenkkinematik von BMW. Tagung „Allradlenkung bei Personenwagen“. Haus der Technik, 1989
- [41] Kuroki, Irie: HICAS: Nissan Four-Wheel-Steering Technology. Tagung „Allradlenkung bei Personenwagen“. Haus der Technik, 1989
- [42] Kuroki, Irie : HICAS: Nissan Vierradlenkungstechnologie, In: Wallentowitz, H. (Hsg.): Allradlenksysteme bei Personenkraftwagen. Braunschweig: Vieweg Verlag 1991
- [43] Irie, u.a.: HICAS- Verbesserung der Stabilität und Kontrollierbarkeit von Pkws durch die Steuerung an der Hinterachslenkung. XXI FISITA Kongress, 1986
- [44] Wallentowitz, Donges, Wimberger: Die Aktive-Hinterachslenkkinematik (AHK) des BMW 850 Ci, 850 Csi. In: ATZ, 1994
- [45] Murrenhoff, Wallentowitz: Fluidtechnik für mobile Anwendungen. Umdruck zur Vorlesung. RWTH Aachen, 2005
- [46] Donges, Aufhammer, Fehrer, Seidenfuß: Funktion und Sicherheitskonzept der Aktiven Hinterachslenkkinematik von BMW. In: Wallentowitz, H. (Hg.): Allradlenksysteme bei Personenkraftwagen. Braunschweig: Vieweg Verlag, 1991
- [47] Erfahrungen mit serienreifen, elektrohydraulischen Stellsystemen für Hinterachslenkmechanik (BMW, AHK). Essen: Haus der Technik, 1991

- [48] Firmenprospekt Hyundai AGCS Active Geometry Control Suspension
- [49] Konik, Bartz, Bärnthol, Bruns, Wimmer: Dynamic Drive – Das neue aktive Wankstabilisierungssystem der BMW Group. 9. Aachener Kolloquium. Aachen, 2000
- [50] Parsons, Pask, Burdock: The Development of ACE for Discovery II. SAE-Paper, 2000-01-0091, 2000
- [51] Neerpasch, Klander, Braun, Köhn, Holdmann: Ein Konzeptfahrzeug mit aktiven Fahrwerkkomponenten. 7. Aachener Kolloquium. Aachen, 1998
- [52] Mäckle, Schirle: Active Tire Tilt Control (ATTC) – Das neue Fahrwerkkonzept des F400 Carving. 11. Aachener Kolloquium. Aachen, 2002
- [53] Serra: Michelin Optimised Contact Patch (OCP)-System angewendet auf ein F3000-Fahrzeug. 13. Aachener Kolloquium. Aachen, 2004
- [54] Andre: OCP Michelin Fahrwerksystem, 11. Aachener Kolloquium. Aachen, 2002
- [55] Wallentowitz: Krafräder. Umdruck zur Vorlesung. RWTH Aachen, 2005
- [56] Becher: Entwicklungskriterien für gesteuerte Fahrwerke von Nutzfahrzeugen. Dissertation, Universität Hannover. Hannover 1991
- [57] Kallenbach, Schramm, Kunz: Optimieren des Fahrzeugeverhaltens mit semiaktiven Fahrwerkregelungen. VDI-Berichte 699. 1988
- [58] Becher: Fahrwerkregelung in Nutzfahrzeugen. Internet Bericht der Firma WABCO Fahrzeubremse. 2003
- [59] Hahne: Konstruktion einer gewichtsoptimierten Hochleistungs-Luftfeder für Personenkraftwagen. Diplomarbeit RWTH Aachen, IKA. Aachen, 2003
- [60] Wallentowitz, Schrillkamp: Geregelte Fahrwerke. In: Mettner, M. (Hrsg.): Elektronik im Kraftfahrzeugwesen, 3. Auflage. Renningen: expert Verlag, 2002
- [61] Causemann: Moderne Schwingungsdämpfer. In: ATZ, 2003
- [62] N.N.: Die neue S-Klasse von Mercedes Benz. In: ATZ Sonderheft, 2005
- [63] Bosch: Fahrstabilisierungssysteme. Bosch Gelbe Reihe. Plochingen, 2004
- [64] Fröhlauf: Aktive Fahrzeugfederung. In: Mettner, M. (Hrsg.): Elektronik im Kraftfahrzeugwesen, 3. Auflage. Renningen: expert Verlag, 2002
- [65] Delphi Homepage: delphi.com/manufacturers/auto/chsteer/steering/electric/activerear/
- [66] Merker, Wirtz, Hill, Jeglitzka: Das SL-Fahrwerk – Dynamik und Komfort vereint, Sonderausgabe der ATZ, Der neue SL, 2001
- [67] Wolfried, Schiffer: Active Body Control (ABC) – Das neue aktive Federungs- und Dämpfungssystem des CL-Coupés von DaimlerChrysler. VDI-Berichte, Nr. 1494. 1999
- [68] Fröhlauf: Aktive Fahrzeugfederung. VDI-Berichte, Nr. 1533. 2000
- [69] N.N.: Innovative Denkweise – BOSE Suspension System. www.bose.de/DE/de-learning-centre/suspension-problem/
- [70] Ersoy, M., Hartmann, A.: Aktives Fahrwerk zum integrierten Aufbaustabilisierung und variabler Raddämpfung – ASCA. 15. Aachener Kolloquium. Aachen, 2006
- [71] Bartz: Untersuchungen zum Einsatz adaptiver und aktiver Fahrwerkklager in Pkw. VDI-Fortschrittsbericht Reihe 12, Nr. 452. 2001
- [72] Beller, Rieth: Mit Total Chassis Management auf dem Weg zum intelligenten Fahrwerk. XX. μ -Symposium, 2000
- [73] Gruber, Winner, Härtel, Holst: Beeinflussung des Fahrzeugverhaltens durch adaptive Fahrwerkklager. VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, 2003
- [74] Presseseite der Firma ContiTech: www.contitech.de/ct/contitech/themen/kommunikation/presse/050811_jaa_08/de.html
- [75] Holst, Eberhard, Karkosch, Marienfeld, Rieth, Linkenbach, Jungbecker: Adaptive und aktive Fahrwerkklager zur Optimierung von Fahrdynamik und -komfort. In: fahrwerk.tech, 2005
- [76] N.N.: Kugelgelenk mit Sensor. Patentanmeldung, DE 10134 259, 2003 - DE 102 43 399 - DE 101 10 738
- [77] Hartmann: Das 42-V-Bordnetz für Kraftfahrzeuge – Motivation und Innovation. Forum Bordnetzarchitektur, 2000
- [78] Hüsemann: Konstruktion einer elektrischen Radialbremse. Diplomarbeit, RWTH Aachen, IKA. Aachen, 2003
- [79] Achenbach, Stoll: Bremsysteme der Zukunft. Tag des Fahrwerks, RWTH Aachen, Institut für Kraftfahrtwesen. Aachen, 2000
- [80] Fischle, Stoll, Hinrichs: Bremsen auf höchstem Niveau – Die Sensotronic Brake Control. In: ATZ/MTZ Sonderausgabe Die neue Mercedes-Benz E-Klasse, 2002
- [81] N.N.: Die elektrische Bremse kommt. In: Automobil-Entwicklung, 1999
- [82] Bosch: Kraftfahntechnisches Taschenbuch. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1999
- [83] Balz, Bill, Böhm, Scheerer, Semisch: Konzept für eine elektromechanische Fahrzeugbremse. In: ATZ, 1996
- [84] Braess, Seiffert: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. ATZ/MTZ Fachbuch. Braun-schweig/Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2001
- [85] Schwarz, Isermann, Böhm, Nell, Reith: Modelling and Control of an Electromechanical Disc Brake. SAE paper 980600, 1998
- [86] Schwarz: Bremskraft-Rekonstruktion für elektromechanische Fahrzeugbremsen. In: ATZ, 1999
- [87] Neitzel, Lienkamp: Entwicklung einer neuen Bremsanlage. In: ATZ, 2001
- [88] Gombert, Hartmann: e-brake[®] – Die mechanische Keilbremse. In: AutoTec, 2003
- [89] Roberts, R.; Gombert, B.; Hartmann, N.; Schaut, M.: Modelling and Validation of the Mechatronic Wedge Brake. SAE paper 2003-01-3331
- [90] 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
- [91] Eulenbach: Kraftfahrzeugtechnisches Seminar. Aachen, 2004
- [92] Bismis, E.: Identifikation dynamischer Eigenschaften des Systems Fahrer-Fahrzeug. Konferenz-Einzelbericht. Braunschweig, 1976
- [93] Statistisches Bundesamt: diverse Statistiken zum Straßenverkehr bis 2004. Wiesbaden
- [94] Baumgarten, G. et al.: Die Entwicklung der Stabilisierungsfunktion für die Aktivlenkung. In: ATZ 106 (2004)
- [95] Baun, R.: Das neue E-Klasse T-Modell von Mercedes-Benz. In: ATZ 105 (2003)
- [96] Gies, S., Schachner, M.: Neue Funktionalitäten durch elektronifizierte Lenksysteme. 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik. Aachen, 2004
- [97] 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.
- [98] Schutzrecht DE 1938151 Offenlegungsschrift (1971-2-4). Richard Hirschmann Radiotechnisches Werk – Mayer, Hans Dietrich: Vorrichtung zum bestimmen der Länge der beim Einparken eines Kraftfahrzeugs in eine Parklücke zu fahrenden Strecken.

- [99] Schutzrecht DE 10065327 Offenlegungsschrift (2000-27-12). Kabushiki Kaisha Toyoda Jidoshokki Seisakusho, Karriya, Aichi, JP – Asahi et al.: Lenkhilfsvorrichtung.
- [100] 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.
- [101] 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.
- [102] *Pruckner, Alfred; Gensler, Frank et al.: Park Assistance, Another Innovative BMW ConnectedDrive Project. 10th Word Congress ITS, Madrid, 2003*
- [103] *Müller, B.; Deutscher, J.: Zweistufige Trajektorienplanung für das automatisches Einparken. VDI Berichte Nr. 1981, S. 378–387. Düsseldorf, : VDI Verlag, 2005*

8 Zukunftssaspekte des Fahrwerks

Mit steigendem Wohlstand und 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 unverzichtbarer 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. 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 Entwicklungsinstrumente, 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 Verbesserung 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. Dieses 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.

Das aktuelle Thema der CO₂-Reduzierung wird, wenn auch nicht gravierend, das Fahrwerk der künftigen Modelle beeinflussen und den in letzter Zeit vernachlässigten Leichtbau wiederbeleben.

8.1 Fahrwerkkonzepte – Fokussierung auf den Kundenwert

8.1.1 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, 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 8-1 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.

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 [1].

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.

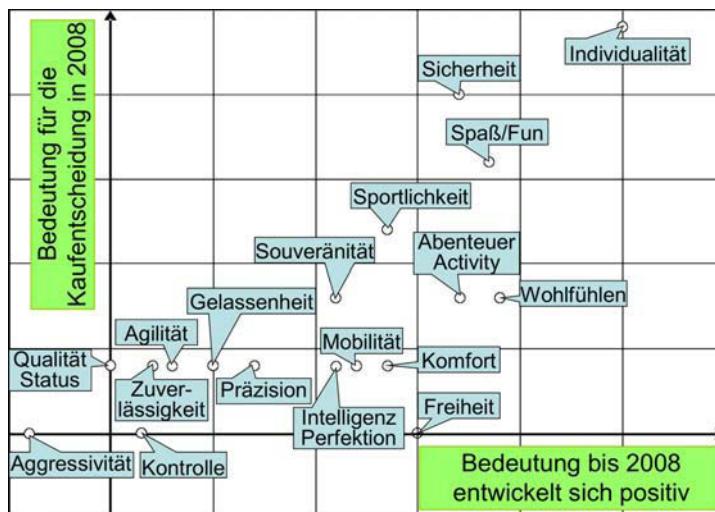


Bild 8-1:
Kaufentscheidende Werthaltungen bis 2008 in der Mittelklasse,
Einschätzung der Experten

Für die einzelnen Bereiche aus **Bild 8-2** 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 vom Zusammenspiel 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 Beitrag 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 priorisierte 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.

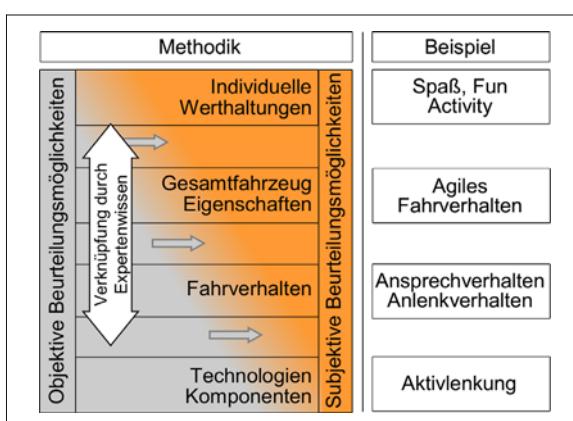


Bild 8-2:
Vom Kundenwert zur Fahrwerkstechnik,
Methode und Beispiel

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.

8.1.2 Diversifizierung der Fahrzeugkonzepte – Stabilisierung der Fahrwerkskonzepte

Der Trend zu Individualisierung betrifft neben der Gestaltung des Innenraums auch die Konzipierung des Gesamtfahrzeugs. Die Nachfrage nach neuen, den individuellen Bedürfnissen der Endkunden angepassten Fahrzeugkonzepten wird zuerst von einer breit aufgestellten OEM befördert und zwingt andere Hersteller dazu, diese Nischen ebenfalls zu bedienen. Eine Diversifizierung des Fahrzeugmarktes ist die Folge.

Der Diversifizierung der Fahrzeugkonzepte steht eine Stabilisierung der verwendeten Fahrwerkskonzepte 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 Achs- und Lenkungskonzepte wird sich stark verringern.

Schon im Jahr 2004 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) beibehalten.

Die Schwierigkeiten, eine Differenzierung vom Wettbewerb durch aufwändige Lösungen, z.B. in der Kompaktklasse zu erreichen, zeigen den hohen Reifegrad 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 Stan-

dard zu werden (ca. 70 bis 90% der Fahrzeuge). Bis zum Jahr 2010 ist eine weitere Verbreitung abzusehen. Für die Vorderachse werden vorrangig Doppel-Querlenker- und Mehrlenkersysteme 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.

Die folgenden Übersichten über die im Bereich der Fahrwerke verwendeten Lösungen beruhen auf einer umfangreichen Recherche der im Jahr 2004 im Markt befindlichen Automobile. Aus den gängigen Fahrzeugklassen Kleinwagen, Kompaktklasse, Mittelklasse, obere Mittelklasse, Sportwagen, Großraumlimousinen/Vans wurden jeweils 7 Fahrzeuge ausgewählt und auf ihre Fahrwerkskomponenten hin untersucht.

8.1.2.1 Vorderachsen, Stand 2004

Bei den in 2004 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 Vorderachs konzept. In der oberen Mittelklasse werden zu 50% Mehrlenkerachsen und vor allem im niedrigeren Preissegment zu 50% McPherson verbaut (**Tabelle 8-1**). 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 Lenker ebene konstruiert werden. Obwohl der Anteil an

Doppelquerlenkaufhängungen mit der Abnahme von allradgetriebenen Fahrzeugen insgesamt zurückgegangen ist, steigt der Anteil der nicht angetriebenen Vorderachsen in Doppelquerlenkerausführung.

8.1.2.2 Hinterachsen, Stand 2004

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 und Vans 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 (**Tabelle 8-2**).

Generell zeigt sich eine Abnahme von Schräg- und Längslenkerhinterachsen sowie von nicht angetriebenen Doppelquerlenker- und Federbeinaufhängungen. An Bedeutung werden dagegen die Mehrlenker-Hinterachsen gewinnen. Die Zunahme von Verbund-

lenkerachsen ist durch den steigenden Marktanteil von kleineren Fahrzeugen bedingt. Der Einzug von elektronischen Regelsystemen wird ebenfalls zu einer Erhöhung des Mehrlenkeraufhängungsanteils führen [1].

8.1.3 Fahrwerkbestandteile der Zukunft

Die für das Fahrwerk der Zukunft bestimmenden Komponenten werden in den folgenden Abschnitten kurz beschrieben.

8.1.3.1 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, Hinterachsantrieb und Seitenwellen die Zukunft beherrschen. Die Integration der Achsgetriebe und 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.

Tabelle 8-1: Marktübersicht: Vorderachsen im Jahr 2004

	Klein-wagen	Kom-pakt	Mittel-klasse	obere Mittelkl.	Ober-klasse	Sport-wagen	Vans	Gelände-wagen
Starrachsen	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	20%
Halbstarrachsen	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%
Längslenker	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%
Schräglenger	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%
Doppelquerlenk.	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	37,5%	67%	0,0%	60%
McPherson	100%	100%	78%	50%	12,5%	33%	100%	20%
Mehrlenker	0,0%	0,0%	22%	50%	50%	0,0%	0,0%	0,0%

Tabelle 8-2: Marktübersicht: Hinterachsen im Jahr 2004

	Klein-wagen	Kom-pakt	Mittel-klasse	obere Mittelkl.	Ober-klasse	Sport-wagen	Vans	Gelände-wagen
Starrachsen	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	40%
Halbstarrachsen	75,0%	37,5%	22%	16,7%	0,0%	0,0%	25,0%	0,0%
Längslenker	12,5%	25,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	12,5%	0,0%
Schräglenger	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	50,0%	0,0%
Doppelquerlenk.	0,0%	0,0%	0,0%	16,7%	12,5%	55,6%	0,0%	20%
McPherson	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%
Mehrlenker	12,5%	37,5%	78%	66,6%	87,5%	44,4%	12,5%	40%

8.1.3.2 Bremse der Zukunft

Die Bremse der Zukunft wird eine elektrische Bremse sein und als Brake-by-wire funktionieren. Die Bremse wird weiterhin für viele fahrdynamische Systeme als Aktuator dienen, die dann im Verbund mit anderen Fahrwerksystemen für die Längs- und Querstabilisierung die Hauptrolle spielen wird.

8.1.3.3 Lenkung der Zukunft

Auch die Lenkung der Zukunft wird rein elektrisch sein und als Steer-by-wire funktionieren. Viele Fahrerassistenzsysteme werden mit Hilfe der Elektrolenkung realisiert. Die Integration der Lenkung in den Achsträger ist durchführbar. Zusätzlich zur Vorderachslenkung, wird bei Premiumfahrzeugen auch die Hinterachslenkung kommen. Als Vision gilt dagegen die Allradlenkung (*All Wheel Steering*).

8.1.3.4 Federung der Zukunft

Luftfederung oder Aktivfederung werden wegen der hohen Mehrkosten auf Premiumfahrzeuge beschränkt bleiben. Die Volumenautos werden weiterhin mit den Stahlschraubenfedern ausgestattet. Für die Leichtbaufahrzeuge sind die Composit-Blattfedern interessant.

8.1.3.5 Dämpfung der Zukunft

Die hydraulischen Dämpfer werden wegen der günstigen Herstellungskosten und Nutzung als Radführung bestehen bleiben. Neben den linearen Dämpfern werden auch Rotationsdämpfer wieder interessant, jedoch nur bei Fahrzeugen die an der Hinterachse Packageprobleme haben (z.B. Kombifahrzeuge). Bei Premiumfahrzeugen können die Luft-Feder-Dämpfer die hydraulischen Dämpfer mit Stahlschraubenfeder ersetzen und besseren Komfort bieten.

8.1.3.6 Radführung der Zukunft

Die Radführungen der Zukunft werden durch die Herstellkosten bestimmt. McPherson, Verbundlenker und Mehrlenkeraufhängungen werden alle anderen Arten verdrängen. Wenn die Compositwerkstoffe kostengünstig herstellbar sind, ist es denkbar, völlig neue Aufhängungsarten zu realisieren, die Anzahl der Lenker zu reduzieren und die Aufgaben der Federung (vielleicht auch Dämpfung) mit zu übernehmen. Wenn die Elektroantriebe unmittelbar am Rad positioniert werden, benötigen diese eine neue Art der Radführung (s. Abschnitt 4.8.3).

8.1.3.7 Radlager der Zukunft

Die Radlagerung wird als Wälzlager bestehen bleiben, mit Verbesserungen an den Wälzkörpern und

Werkstoffen. Die Sensorik und die Radnabe werden voll integriert sein und auch bei Volumenmodellen zusammen mit dem Radträger als Radmodul zum Einsatz kommen.

8.1.3.8 Reifen und Räder der Zukunft

Die Reifen der Zukunft werden durch einen niedrigen Rollwiderstand Energie sparen helfen (z.B. Gummi mit Silan-Additiven), auch bei Luftverlust weiter benutzbar (Notlaufreifen z.B. *Run Flat*) und für 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.

8.2 Elektronische Fahrwerksysteme

8.2.1 Elektronische Hilfssysteme und Vernetzung

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, was nur im Niedrigpreissegment nicht zutrifft. Elektronische Bremskraftverteilung und Bremsassistentenfunktionen zeigen ebenfalls einen sehr hohen Ausrüstungsgrad. Den zweiten Schwerpunkt bilden elektronische Stabilitätsprogramme, die sich ausgehend von der Oberklasse und oberen 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 hier vor allem 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 Fahrzeugen des oberen Preissegments bzw. bei Fahrzeugen mit besonders sportlichem Charakter eingeführt werden. Was die weitere Entwicklung kundenrelevanter Funktionen anbelangt, lässt sich feststellen, dass die Stabili-

tätsregelung 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. Gleichermaßen gilt für den Komfortbereich. Systeme zur Beeinflussung der Aufbaubewegung, allen voran 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.

Etwas anders sieht dies im Bereich Agilität aus. Zwar wurde bisher versucht, durch eine entsprechende Ansteuerung von aktiven Lenksystemen, Dämpfern und Stabilisatoren das Fahrzeugsprechverhalten zu verbessern und das Fahrverhalten meist in Richtung Sportlichkeit zu verändern. Mit der Einführung von aktiven Allradsystemen wird 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 und dem System bereitgestellt. Jedes System hat eine eigene Sensorik. Künftig werden Sensorcluster, unabhängig von Einzelsystemen, eigenständig die den Ist-Zustand beschreibenden physikalischen Größen aufnehmen und allen Systemen zur Verfügung stellen. Dadurch werden nicht nur die Kosten gesenkt, sondern es werden auch widersprüchliche Informationen verschiedener Sensoren vermieden.

8.2.2 Vernetzung von Fahrwerksregelungssystemen

Im Bereich der Fahrwerksentwicklung wird eine weitere deutliche Funktionssteigerung durch die Einführung von Fahrwerkregelsystemen erwartet. Die zunehmende Zahl an fahrdynamischen Regelsystemen (Bild 8-3) macht es erforderlich, das Zusammenspiel so zu gestalten, dass funktionale Synergien genutzt 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 im höheren Preissegment, wächst auch die Notwendigkeit, Regelsystemarchitekturen einzuführen, die den Umgang mit der resultierenden umfangreichen Variantenvielfalt erleichtern und gleichzeitig die gezielte Nutzung von Synergieeffekten erlauben.

Unter diesen und einigen weiteren Gesichtspunkten sollen die Systemarchitekturen der „friedlichen Ko-

existenz“, der „vernetzten Regelung“ und der „integrierten Regelung“ genauer betrachtet werden.

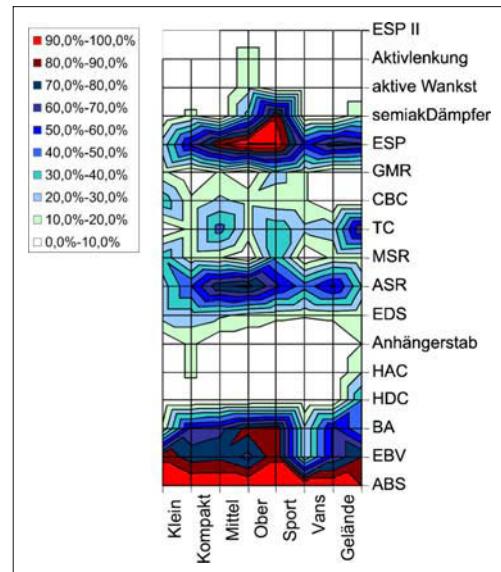


Bild 8-3: Marktübersicht über die elektronischen Hilfsysteme (2004)

8.2.2.1 Friedliche Koexistenz

Im Allgemeinen ist im Bereich der Fahrwerkregelungen die Systemarchitektur der „friedlichen Koexistenz“ anzutreffen. Diese zeichnet sich dadurch aus, dass voneinander unabhängige autarke Regelsysteme existieren, deren Regelungsziele sich teilweise überlappen (Bild 8-4).

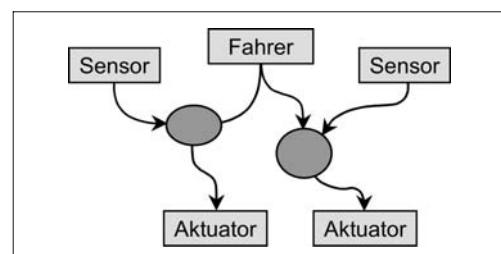


Bild 8-4: Friedliche Koexistenz der Systeme

Die Regelung der Gierrate kann beispielsweise sowohl über radindividuelle Bremseingriffe als auch über Zusatzlenkwinkel an den Fahrzeugachsen vorgenommen werden. Im Fall der „friedlichen Koexistenz“ wird zwischen den Reglern aber keine Information ausgetauscht.

Dies kann zu verschiedenen Problemen führen. Da die Systeme die Fahrervorgaben unabhängig voneinander

ander interpretieren, kann durchaus der Fall eintreten, dass die aktuelle Fahrsituation unterschiedlich ausgelegt wird. Während beispielsweise ein System feststellt, dass der Fahrzeugzustand stabil ist und eine Funktion zur Erhöhung der Agilität, also in Richtung Destabilisierung des Fahrzeugzustandes, aktiv wird, sind für ein zweites System die Grenzen der Fahrphysik bereits erreicht. Es versucht das Fahrzeug zu stabilisieren, was im Extremfall zu gleichzeitigen einander entgegenwirkenden Eingriffen führt.

Falls zusätzlich die Zeitkonstanten der Einzelregler ähnlich groß sind, können sogar dynamische Effekte wie Grenzyklen bis hin zum gegenseitigen Aufschwingen der interagierenden Regler auftreten.

Abhilfe bietet hier nur eine entsprechende Neuparametrierung der Regler. Dass dann das Systempotenzial oft nicht vollständig ausgeschöpft werden kann, wird zu Gunsten des problemlosen Betriebs im Reglerverbund in Kauf genommen.

8.2.2.2 Integrale Regelung

Die Probleme der Architektur der friedlichen Koexistenz lassen sich auf zwei Sachverhalte zurückführen. Zum einen wird, wie bereits geschildert, der Fahrerwunsch systemindividuell ermittelt. Zum anderen wird beim anschließenden Reglerentwurf die Tatsache, dass es sich bei einem Fahrzeug um ein Mehrgrößensystem mit verkoppelten Zuständen handelt, nicht berücksichtigt.

Beiden Punkten kann dadurch Rechnung getragen werden, dass zur Regelung der Fahrdynamik ein zentraler Mehrgrößenregler, gekoppelt an eine globale Bestimmung des Fahrerwunsches, eingesetzt wird (**Bild 8-5**). Der Funktionsumfang der Subsysteme wird dabei auf die Ebene von intelligenten Aktoren reduziert, die überlagerten Regelschleifen vom Zentralregler übernommen.

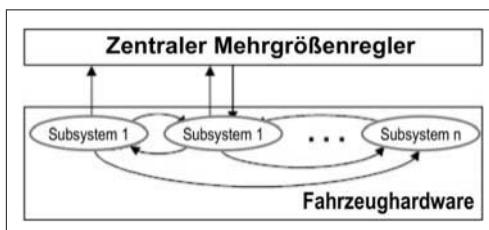


Bild 8-5: Integraler Regler [2]

Fahrdynamische Wechselwirkungen zwischen den unterschiedlichen Subsystemen können so bereits während der Reglerentwicklung entsprechend berücksichtigt und Synergieeffekte einfacher genutzt werden. Dies führt zusammen mit der zentralen Verwaltung aller Reglerparameter zu einer Verringerung des Applikationsaufwandes.

8.2.2.3 Vernetzte Regelung

Einen notwendigen Zwischenschritt von der friedlichen Koexistenz hin zur integralen Regelung stellt die vernetzte Regelung dar (**Bild 8-6**). Wie bei der friedlichen Koexistenz verfügt jedes Subsystem über einen eigenen Regler, der weiterhin auch alle übergeordneten Regelschleifen bis hin zu fahrdynamischen Funktionen enthält. Über zusätzliche Schnittstellen, um die die bestehende Reglersoftware ergänzt wird, kann eine zentrale Überwachung und Koordination der Einzelregler vorgenommen werden.

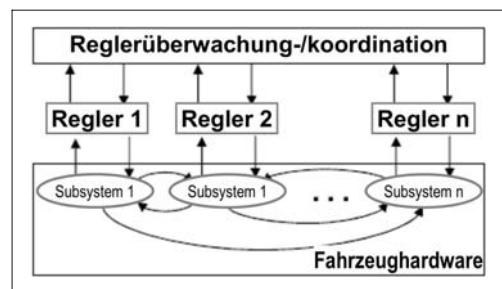


Bild 8-6: Vernetzte Regelung [2]

Durch diese Architektur soll die Endapplikation im Fahrzeug, also das Abstimmen der Systeme auf einander, vereinfacht werden. Die verschiedenen Systeme werden nach wie vor getrennt voneinander entwickelt und appliziert. Sollten bei der Zusammenführung im Fahrzeug, die bei der friedlichen Koexistenz angesprochenen Probleme auftreten, werden für die Reglerkoordination entsprechende Algorithmen entwickelt, die situationsabhängig die Aktivität der Einzelregler beschränken oder teilweise sogar völlig unterbinden. Eine gezielte und gegenüber der friedlichen Koexistenz verbesserte Nutzung von Synergieeffekten lässt sich jedoch nur schwer erreichen.

Nachdem einige Vor- und Nachteile der verschiedenen Architekturen bereits erwähnt worden sind, sollen nun einige weitere Kriterien, die zum Teil auch über die reine Funktionalität hinausgehen, beleuchtet werden.

8.2.2.4 Leistungsfähigkeit

Wie bereits angesprochen lassen sich durch eine integrierte Regelung Synergieeffekte deutlich effizienter nutzen als bei friedlicher Koexistenz. Um darzustellen, in welchen Bereichen Verbesserungen erzielt werden könnten, wurde von Tanaka [3] ein „G-G“-Diagramm der Fahrzeugaufbaubeschleunigungen vorgeschlagen (**Bild 8-7**). 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. 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 Messlatte der integrierten Regelung ohne erheblichen Aufwand nicht erreichen.

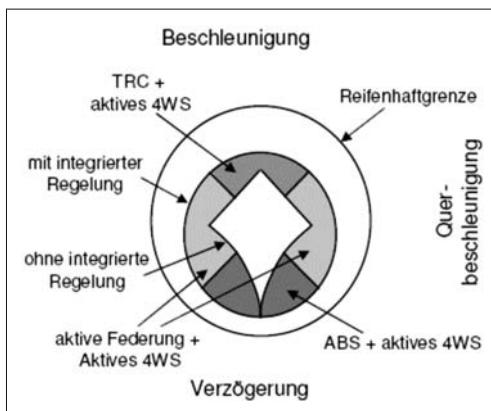


Bild 8-7: Verbesserungspotenzial durch integrierte Regelung [3]

8.2.2.5 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 Fehlerlatenzzzeit, 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, so dass 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 muss sichergestellt werden, 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 also sehr schnell erfolgen und durch eine entsprechende Status-

meldung im Netzwerk also auch gegenüber der Reglerüberwachung und -koordination kommuniziert werden.

8.2.2.6 Entwicklungsprozess

Bei friedlicher Koexistenz können die einzelnen Regelsysteme als abgeschlossene Komponenten durch unterschiedliche Zulieferer unabhängig von einander 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 Aufgaben 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.

8.2.2.7 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 Fahrzeugbus wird dann nur zum Abgreifen globaler Fahrzeuggroßen 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 Buslastauslastung 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 Anforderung bezüglich Determiniertheit und Echtzeitfähigkeit zu stellen, die die Einführung von zeitgesteuerten Busarchitekturen, z.B. FlexRay (s. Abschnitt 7.2.6.2) erforderlich machen.

8.2.2.8 Zusammenfassung

Die Systemarchitektur der „friedlichen Koexistenz“ verliert mit der zunehmenden Anzahl von Regelfunk-

tionen 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, so dass sich als mittelfristige Übergangslösung die Vernetzung einzelner auch autark funktionsfähiger Regelsysteme durchsetzen wird.

8.3 X-by-wire-Systeme der Zukunft

Die Vision künftiger Fahrwerkkonzepte könnte wie in **Bild 8-8** dargestellt aussehen: Jedes einzelnen 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.

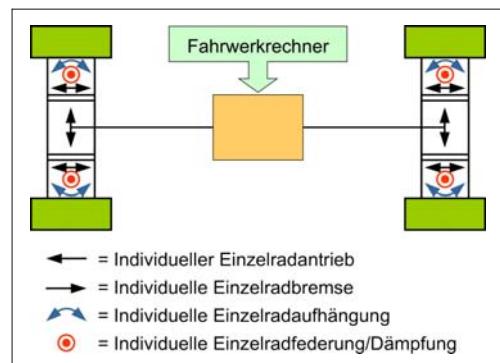


Bild 8-8: Vision vom Fahrwerk der Zukunft mit radindividuellen Systemen [4]

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 natürlich ein höchstes Maß an Modulintegration, das sich nur durch eine intelligente Mechatronik realisieren lässt (s. auch Abschnitt 4.8.3).

Einige Teile der Vision sind ja jetzt schon Realität: Allradantrieb, Radbremse, Einzelradaufhängung, aktive Fahrwerksysteme, X-by-wire, Global Chassis System. Dies beweist die Richtigkeit und Machbarkeit der Vision. Mit dem Einsatz von Hybrid-Antrieben wird bereits untersucht, ob nicht jedes Rad einen eigenen

Antrieb als E-Motor hat. Auch die ersten Projekte in dieser Richtung sind bereits bekannt; Radantrieb von Brembo, Michelin (IAA 2003) und Bridgestone (**Bild 4-78**) oder das Mitsubishi Hybridekonzept EZ MIEV mit Radnabenmotoren. Die Integration des E-Motors könnte die Bremsen, zumindest an einer Achse, durch Energierekuperation ersetzen.

Brake-by-wire wird sich sicherlich nach der erfolgreichen Einführung einer elektromotorischen Bremse auf breiter Front durchsetzen. Die Notwendigkeit des Steer-by-wire ist jedoch nach Einführung der aktiven Lenkung in Frage gestellt, weil diese die Vorteile des Steer-by-wire ermöglicht, ohne aufwändige und teure Sicherheitsmaßnahmen. Nur wenn die heutige räumliche Nähe des Fahrers zum Lenkgetriebe aufgegeben oder das Lenkrad durch ein anderes Steuerelement ersetzt wird, wird Steer-by-wire an Bedeutung gewinnen. Gas-by-wire, Clutch-by-wire, Shift-by-wire bilden heute den Stand der Technik und Leveling-by-wire ist relativ einfach realisierbar.

8.4 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 (**Bild 8-9**). Diese Kurve zu überschreiten ist nur möglich, indem Fahrwerke aktiv reagieren oder – noch besser – agieren können. Dies kann einerseits durch verbesserte Senso-

rik und Aktuatorik im Fahrzeug und andererseits durch die Verwendung von Informationen von außerhalb des Fahrzeug-Sensierungsbereichs 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 die Verknüpfung der Informationen. Im Folgenden sind die zu erwartenden Entwicklungen auf diesen Gebieten ausgeführt.

8.4.1 Fahrzeugsensorik

Die Erkennung bzw. Voraussage über die Reibverhältnisse zwischen Reifen und Fahrbahn bietet Potenzial zur Erhöhung der Fahrsicherheit. Bereits in Entwicklung sind berührungslose Straßenzustandsensoren auf der Basis von breitbandigem Infrarotlicht, die über die Analyse des reflektierten Lichts Eis, Schnee und ggf. die Wasserstandshöhe auf der Strasse detektieren können [5]. Ein anderer Ansatz ist die Verwendung von Sensoren zur Erfassung der Griffigkeit im Reifen selbst. Beide Systeme bieten die Möglichkeit, eine Anpassung der Fahrdynamik durch Motor- oder Bremseingriff zu veranlassen.

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 Aktuatorik in den Fahrzeugen sinnvoll.

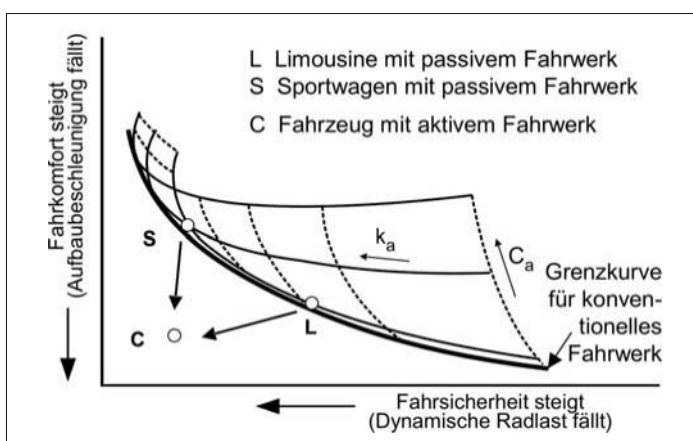


Bild 8-9:
Kompromiss zwischen Fahrsicherheit und Komfort

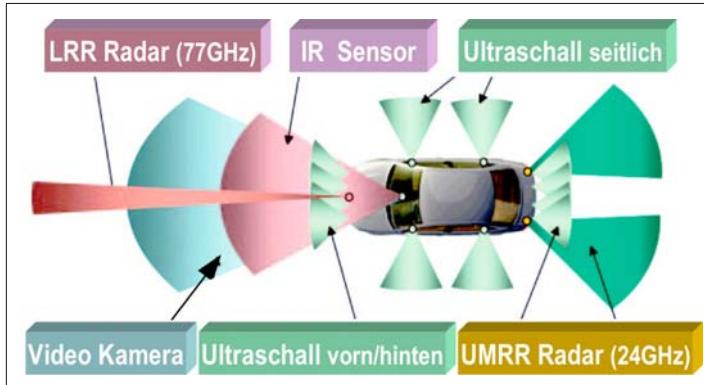


Bild 8-10:
Fahrzeugsensorik [6]

Die für die Erfassung der Verkehrs- und Umfeldsituation relevante Fahrzeugsensorik ist technisch realisiert und grundsätzlich verfügbar (**Bild 8-10**). Eine Klasse bilden Nah- und Fernbereichsräder, die umgebende Fahrzeuge detektieren können und vor allem für ACC-Funktionalitäten (Active Cruise Control) genutzt werden [7].

Eine vergleichbare Funktionalität bei stark erhöhten Sensorfähigkeiten hinsichtlich Reichweite, Öffnungswinkel und der Erkennung von stehenden Gegenständen haben die so genannten Laserscanner, deren Serieneinsatz aber auf Grund der hohen Kosten noch nicht realisiert 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 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 Getriebe-Gangstufen 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 zur Information zugänglich gemacht werden, sind aber hinsichtlich Detaillierungsgrad und Aktualität für die Fahrdynamikregelung noch nicht ausreichend.

Die dauernde Positionsbestimmung über GPS und Weitergabe von relevanten Informationen über Fahr-

bahnzustand und Verkehrssituation (Verschmutzung, Nebel, etc.) an in der Nähe befindlichen Fahrzeuge (Car-to-car-Kommunikation) wird derzeit noch nicht praktiziert, bietet aber 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 Fahrzeulgängsregelung angedacht.

8.4.2 Aktuatorik

Im Bereich der nicht passiven Fahrwerke können drei Varianten unterschieden werden. 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. Beide Systeme sind in verschiedenen Ausführungen und Fahrzeugklassen bereits im Markt erhältlich.

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 einstellen zu können. Als Prototyp realisiert ist bereits die Vertikalführung der Räder über einen linearen Elektromotor (**Bild 7-68**) von Bose [8]. 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 Fahrbahnrauhigkeit 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. Durch eine Reduzierung des Antriebsmoments kann die Fahrgeschwindigkeit an den zu erwartenden Fahrbahnverlauf oder die Fahrbahnbeschaffenheit angepasst werden. Die gleiche Funktionalität ist auch über einen Bremseingriff 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.

8.4.3 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 8-11**).

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 Fahrwekeinstellungen bereits im voraus anpassen sowie Motordrehzahl, Getriebegangsstufe, Fahrgeschwindigkeit rechtzeitig beeinflussen. Dann kann, z.B. kurz vor einer Kurve, die Federung und Dämpfung straffer eingestellt, der Sturzwinkel der Räder auf Minus gestellt und, wenn nötig, die Geschwindigkeit reduziert und der Getriebegang heruntergeschaltet werden [9].

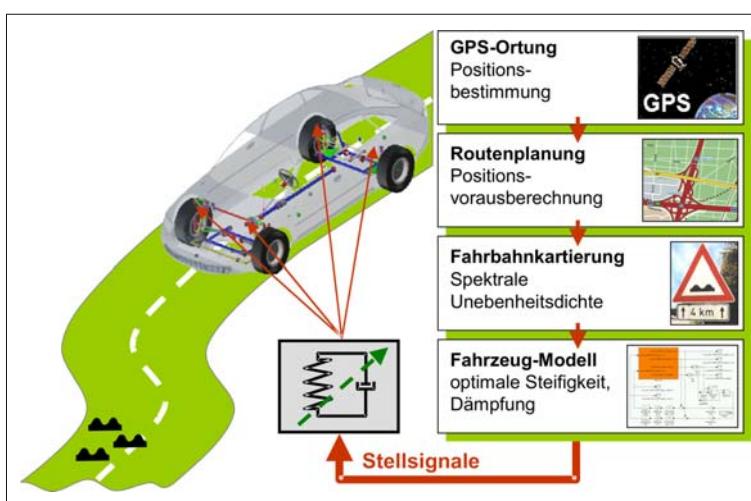


Bild 8-11:
Vorausschauendes Fahrwerk

Damit hätten alle aktiven Fahrwerksysteme ausreichend Zeit, ohne großen Leistungsbedarf die notwendige Voreinstellungen vorzunehmen. Dieses Konzept 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 dem Fahrzeugzustandsdaten (z.B. Geschwindigkeit, Beschleunigung, Gangzahl, Lenkwinkel, Bremsdruck, Radschwingungen, 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 vorauf fahrenden Fahrzeugen,
- ◆ über einen Zentralrechner und Mobilfunk,
- ◆ durch genaue GPS-Ortung des Fahrzeugs.

Die Fahrzeugzustandsdaten stehen bei allen neuen Automodellen zur Verfügung. Die Navigationssysteme bieten Daten über den Fahrbahnverlauf, jedoch nicht über die Fahrbahnbeschaffenheit und über Steigungen.

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 8-3**) über Mobilfunk (UMTS) oder Satellit zu einem Zentralrechner übermittelt (**Bild 8-12**).

Der Zentralrechner bearbeitet aus diesen Daten alle für die nachfahrenden Pkws wichtigen Informationen. 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. Diese aktuellen Daten über die Strecke vor dem Fahrzeug werden dann einerseits für die Navigation und Stauumgebung aber auch als vorausschauende Informationen, die die Fahrwekeinstellungen vornehmen und dem Fahrer assistieren oder warnen, benutzt (**Bild 8-13**).

Tabelle 8-3: Daten und Nutzen eines Telematiksystems zum vorausschauenden Fahren

Fahrzeugdaten	Identifikation, Standort, Uhrzeit, Geschwindigkeit, Drehzahl, Richtung, Drehmoment, Gang, Neigung, Lenkwinkel, Gierratesensor, ABS/ESP-Eingriffe, Fern-Nebellichter, Blinker, Bremse, Außentemperatur, Scheibenwischer, Lenkerbeschleunigung, Crashsensoren
Verkehrsdaten	Verkehrsdictenermittlung nach Pkw-Anzahl und Geschwindigkeit, Wetter- und Staumeldung und Umleitungsvorschläge, Unfallwarnung, Straßensperren, Umleitungen, Statistiken
Navigationsdaten	Hinzufügung der Städte- und Straßennamen in die System-Software zur Ermittlung der Routen nach Zeit oder 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, Mautgebührerhebung, Unfallnachforschung, Auto-Bankkonto

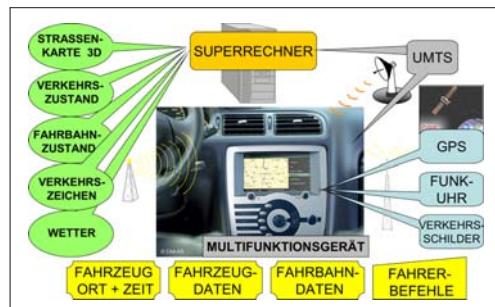


Bild 8-12: Datensammlung und -übertragung aus vorausschauenden Pkws zum Zentralrechner

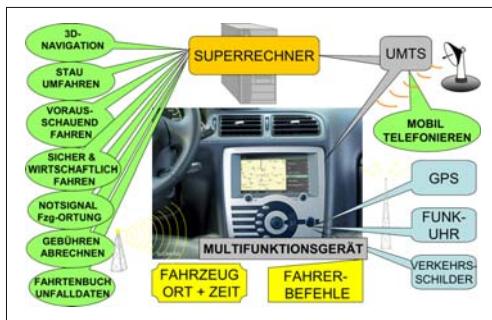


Bild 8-13: Bearbeitete Daten aus dem Zentralrechner zum aktuellen Pkw und deren Weiternutzung

Die notwendigen Geräte dafür sind heute schon bei jedem Auto mit einem Navigationsgerät und Mobilfunkanschluss vorhanden. Die müssten nur noch entsprechend aufgerüstet werden.

Da die Infrastruktur für Mobilfunk weitgehend überall verfügbar ist, sind dafür keine neuen Investitionen notwendig. Es wird durch das Telematiksystem besser ausgelastet und ggf. nur erweitert. Außerdem würde der Mobilfunkprovider weiterhin die Gebühren für normale Mobilfunkgespräche in Rechnung stellen und kann durch das System seinen Kundenkreis erweitern. Erforderlich sind die Ausgaben für die Zentralrechner, die 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.

8.5 Hybridfahrzeuge

Haupttreiber für die Entwicklung von Hybridantrieben sind heute die Emissionssenkung, die Verbrauchsminderung und die Verbesserung von Fahrleistungen. Entscheidend für den Markterfolg wird dabei ein gutes Kosten-Nutzen-Verhältnis sein. Da die Realisierung eines rein elektrischen Fahrbetriebs der größte Kostentreiber bei der Entwicklung und Produktion von Hybridfahrzeugen ist, haben unter diesem Gesichtspunkt so genannte „milde“ Hybride (Boost- und Stop&Go-Funktionalität) einen Kostenvorteil vor den sehr aufwändigen und damit teuren Voll-Hybriden mit einem rein elektrischen Fahrbetrieb [10, 11].

Der Einsatz von Hybrid-Antriebskonzepten sollte nicht zu einer Verschlechterung der Fahreigenschaften gegenüber dem jetzigen Stand der Technik führen. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass Fahrwerke für Hybrid-Fahrzeuge zunächst keine revolutionär neuen Lösungen erfordern, sondern Anpassungen herkömmlicher Fahrwerke sind. Im Markt befindliche Hybride arbeiten daher auch mit in

den herkömmlichen Antriebsstrang integrierten Elektromotoren. Die Integration erfolgt über leistungsverzweigte Getriebe (Lexus RX400h, Toyota Prius und Estima, Ford Escape HEV) oder direkt in die nicht vom Verbrennungsmotor angetriebene Achse (Honda Civic IMA / Insight, GM Tahoe / Yukon). Im Funktionsumfang Fahrwerk kann die Nutzung des Elektromotors im Generatorbetrieb (Rekuperation) als „Dauerbremse“ die Auslegungsmöglichkeiten der reinen Betriebsbremsen durch ein verändertes Lastkollektiv positiv beeinflussen.

Die Ausrüstung von Fahrzeugen mit einem herkömmlichen Einsatzspektrum mit Radnabenmotoren würde je nach Ausführung zu einer erheblichen Erhöhung der ungefederten Massen und damit zu einer Verschlechterung des Fahrkomforts führen. Dies ist das Haupthindernis für den Einsatz von Radnabenmotoren, die Gewichtsreduzierung demnach auch die größte Herausforderung. Andererseits bieten Radnabenantriebe in Verbindung mit herkömmlichen Antriebssträngen auch einige Vorteile. So ist bei Installation an der vom Verbrennungsmotor nicht angetriebenen Achse eine relativ einfache Realisierung von Allrad-Funktionalitäten möglich, mit den damit verbundenen Vorteilen hinsichtlich Handling und Traktion. Zur Verbesserung der Handlichkeit und der Manövrierbarkeit trägt auch die Möglichkeit bei, die Antriebsmomente frei auf die einzelnen Rädern zu verteilen (Torque Vectoring) und die möglichen Radeinschlagswinkel durch den Wegfall der Antriebswellen zu erweitern, wie es bei der Toyota-Studie Fine-S realisiert ist.

Ein weiteres Argument für den Einsatz von Radnabenantrieben ist der Wegfall von Verteilergetriebe und Antriebswellen. Dies bedeutet in erster Linie einen erheblichen Bauraumvorteil, verbunden mit der Entzerrung und Flexibilisierung des Package, aber auch eine Reduktion der Verlustleistung im Antriebsstrang. Auch die bei Hybrid-Fahrzeugen meist recht aufwändige Leistungsverzweigung kann entfallen. Die genannten Vorteile haben Radnabenantriebe aber nur in Verbindung mit einem reinen Elektroantrieb, da bei zusätzlicher Verwendung eines Verbrennungsmotors der Bauraumaufwand insgesamt steigt und die Einbausituation verschlechtert wird.

Der Einsatz von Radnabenmotoren wäre unter dieser Bedingung also in Fahrzeugen sinnvoll und wahrscheinlich, deren Einsatzspektrum von dem herkömmlicher Fahrzeuge abweicht. Denkbar wären 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. Der fahrdynamische Bereich wäre zu Gunsten eines erhöhten Transportvolumens und der Flexibilität im Innenraum einge-

schränkt. Extreme Handlichkeit und Emissionsfreiheit prädestinieren ein solches Fahrzeug für den Einsatz besonders in Ballungsräumen [12].

8.6 Selbstfahrendes Chassis, Rolling/Driving Chassis

Bei den Fahrzeugen mit Leiterrahmen (meist Light Trucks in den USA) ist es üblich, das ganze Fahrwerk inklusive der Kraftstoffanlage und der Kardanwelle vorher zusammenzubauen. Damit hat man ein rollendes Chassis, das von den Systemlieferanten montiert und zum Endmontageband des OEMs gerollt werden kann (**Bild 8-14**).



Bild 8-14: Das „Rolling Chassis“ (Fa. DANA) [13]

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 ist die Zweiteilung des Fahrzeugs: das Chassis, mit allen

für das Fahren erforderlichen Komponenten und dem Fahrgastrraum mit den Bedienelementen, die sich möglichst unabhängig voneinander entwickeln lassen. Diese Lösung ist die logische Fortsetzung einiger Trends, die heute schon den Aufbau und die Gestaltung der Fahrzeuge bestimmen.

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 *Driving Chassis* genannt werden (**Bild 8-15**).

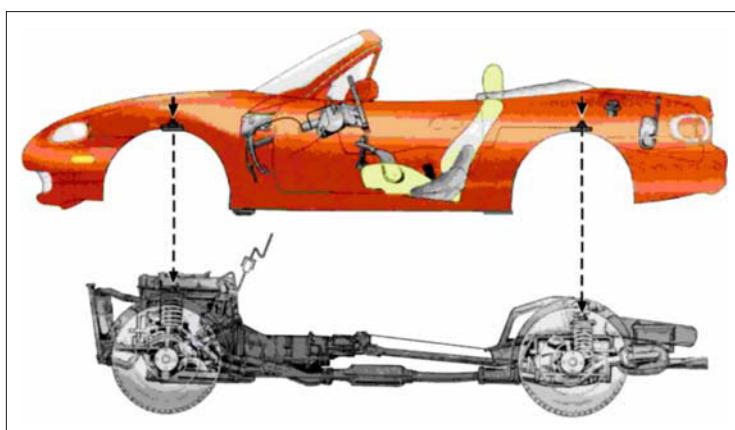


Bild 8-15:

Beispielhafte Darstellung des Driving Chassis, bestehend aus einem kompletten, fahrbaren Fahrwerk und dem dazugehörigen Aufbau; außer den Verbindungsstellen werden keine mechanischen Schnittstellen mehr gebraucht [9]

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 Hinterachskonstruktionen zum Einsatz kommen. Denkbar für Fahrzeuge ohne Verbrennungsmotorischen Antrieb ist der Einsatz von Radnabenmotoren (ungefederte Masse) oder radindividuellen Motoren, die sich in der unmittelbaren 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, GM Hy-Wire und Mitsubishi MIEV.

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 8-17**).



Bild 8-16: Vision „Autonomes Fahren“

8.7 Autonomes Fahren in der Zukunft?

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. Die sich abzeichnenden Fortschritte in der Umgebungserfassung und der Situationsinterpretation lassen in der Weiterentwicklung dieser Systeme (Abschnitt 7.8) 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 8-16** 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

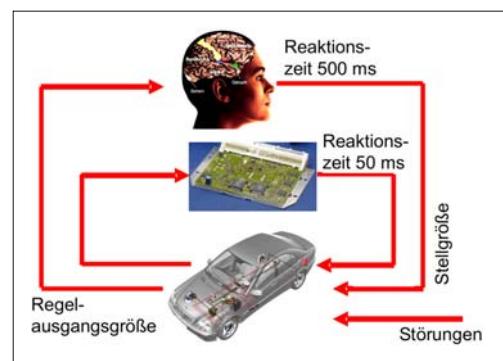


Bild 8-17: Regelkreis Fahrer–Fahrzeug–Umfeld mit Assistenzsystem [14]

Schwieriger zu erfassen und zu interpretieren sind Informationen aus der Fahrumgebung, die die Basis für die zeitliche und räumliche Bestimmung des Fahrkurses bilden. Hier ist nicht nur ein dynamisches räumliches Geschehen zu interpretieren. Es müssen darüber hinaus Prognosen über die Bewegungen aller Verkehrsteilnehmer auf der Kenntnis ihrer 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 Assistenzsys-

tem 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 erweitern den 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 (**Bild 8-18**). Auf abgesperrten Stecken ist eine vollautomatische Längs- und Querführung nach dem aktuellen Stand der Technik darstellbar (**Bild 8-19**). In diesem Fall würde die Verantwortung für die Fahrsicherheit auf den Streckenbetreiber und den Fahrzeughersteller übergehen. Eine sichere automatische Fahrzeugführung im gemischten Verkehr ist gegenwärtig und auf absehbare Zeit nicht möglich.

Die geschätzten Kosten für die Fahrzeugausrüstung und die Infrastruktur bei automatischer Fahrt auf abgesperrten Strecken übersteigen mit ca. 6000 € gegenwärtig bei weitem die auf dem freien Markt erzielbaren Erträge (**Bild 8-20**).

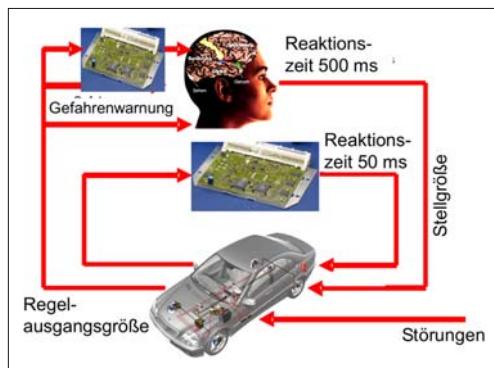


Bild 8-18: Regelkreis Fahrer–Fahrzeug–Umfeld mit artifiziellem Copilot [14]

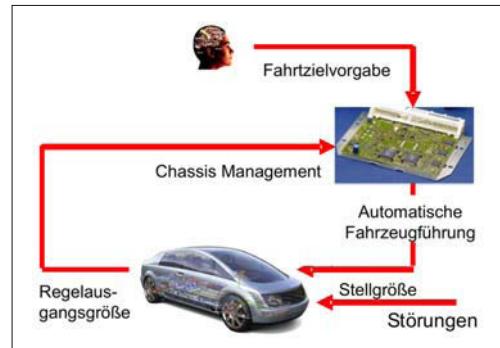


Bild 8-19: Regelkreis beim autonomen Fahren [14]

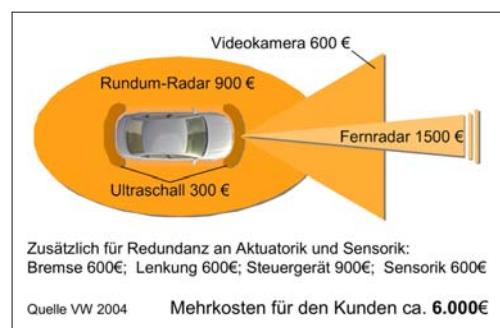


Bild 8-20: Geschätzte Mehrkosten für den Endkunden beim autonomen Fahren [14]

8.8 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, Markttrends 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 [15]:

Trends aus der Vergangenheit

Die Entwicklung vorangegangener Jahre wird ermittelt und in die Zukunft extrapoliert. So erhält man Hinweise, wie zukünftige Fahrzeuge aussehen könn-

ten. 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 vorausgesesehen werden. Die Trends aus der Vergangenheit basieren auf Kundenbedürfnisse, 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.

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 seiner 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 so genannten „Hype“, oder ist ein neuer, ein so genannter „Mega-Trend“ im Anmarsch.

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 zu spüren 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 wer-

den 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 8-21**).

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 8-22**).

In so genannten 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 8-21:

Trendüberlagerung: Trends aus Extrapolation der Vergangenheit, neue Trends aus der Gegenwart und Zukunftstrends

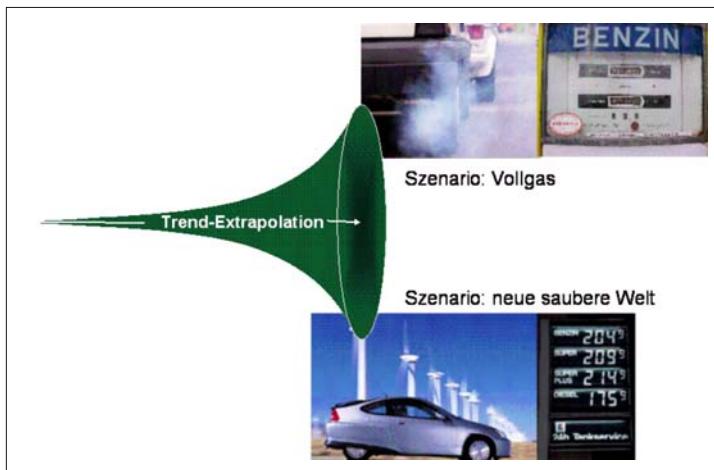


Bild 8-22:
Szenarioanalyse: Extremszenarien spannen den Raum möglicher Zukunftsvisionen auf

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 wer-

den 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 Zukünfte“ aufspannen.

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 breiteren Mittelschicht mit steigendem Wohlstand leistet sich eine Umweltgesetzgebung, die neue Technologie forciert, jedoch auch für den Ausbau öffentlicher Verkehrsmittel sorgt, so dass 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 Staatseinnahmen 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. 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.

8.9 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. Die Wachstumsmärkte für den Autoabsatz der Zukunft sind China, Indien, Russland, Südasien und vielleicht auch Südamerika. In diesen Märkten werden aber keine teure sondern einfache, geräumige, robuste Autos für weniger als 7000,- € benötigt [16]. Bis 2015 wird folgendes Wachstum für Pkw incl. Pick-Ups geschätzt [17]: EU 3% (Absatz 15,5 Mio.), Japan 10% (5,4 Mio.), Nafta 12% (21,6 Mio.), restl. Europa 38% (6,7 Mio.), Süd-Ostasien 61% (2,8 Mio.), Lateinamerika 71% (4,4 Mio.) Pazifik 81% (6,7 Mio.), China 93% (6,4 Mio.) (**Bild 8-23**).

Die Prognosen von Britisch Petroleum (BP) gehen davon aus, dass der Fahrzeugbestand weltweit von derzeit 800 Millionen bis zum Jahr 2050 auf 2 Milliarden ansteigen wird [16]. Zugleich wird die Energie nachfrage bis 2030 um 60% zunehmen. Dabei sind die Reserven der fossilen Energie auf 40 bis 50 Jahre geschätzt. Die fossilen Brennstoffe werden ab 2025 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 und Hybridantrieben 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.

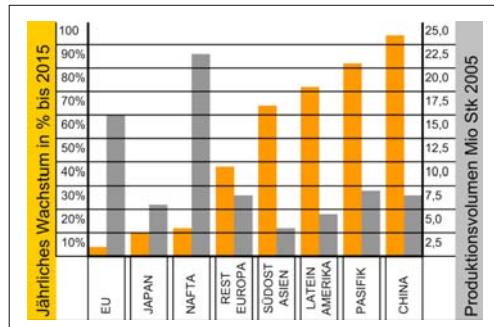


Bild 8-23: Entwicklung des Pkw-Marktes in den Weltregionen bis 2015

Das globale Kundenverhalten wird sich ändern. Nach der Prognose von A.C. Nielsen in 2003 [17] wird die Bedeutung des Mittelpreissegments stark schrumpfen; derzeit von 34% auf 10% im Jahr 2010. Dafür wird das Hochpreissegment von 35 auf 40% und das Niedrigpreissegment von 31 auf 45% steigen. Nach 2010, durch o.g. Wachstum in Asien, wird sich die Tendenz noch verstärken, nach 2016 werden 2/3 des Autos zum Niedrigpreissegment gehören und das Mittelpreissegment wird keine Bedeutung mehr haben. Diese Tendenz ist heute schon in Deutschland festzustellen: nach einer Studie des Prognoseinstituts B&D-Forcast wird der Marktanteil der Autos unter 10.000,- € schon in 2006 von 4,2 auf 4,7% steigen [18]. Seit 2003 ist der Marktanteil des mittleren Preissegments von 32 auf 28% gefallen. Gleichzeitig steigt der Anteil von Autos über 18 T€ von 64 auf 67%.

All diese Prognosen zeigen, dass die Mobilität durch Pkw zwar in der Zukunft weiter steigen wird, 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 an dem noch zu niedrigen Wirkungsgrad der Verbrennungsmotoren.

Der Beitrag des Fahrwerks zur Verbrauchsreduzierung wird durch die Senkung des Gewichtes und des Rollwiderstandes realisiert. Die Reifen mit Silan-Additiven können schon heute den Verbrauch bis zu 8% reduzieren [19] und das Gewicht des Fahrwerks lässt sich schon heute durch Einsatz eines intelligenten Materialmixes und durch Einsatz von CAX-Methoden bis zu 20% reduzieren [20].

Entsprechend der dualen Preissegmentierung wird es auch nur noch zwei unterschiedliche Fahrwerke geben.

Das Fahrwerk des unteren Preissegments muss einfacher, leichter, robuster und preiswerter werden. 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. Dementsprechend wird das Fahrwerk in diesem Preissegment als Verkaufsargument keine Rolle mehr spielen. Als kostengünstigste Konzepte gelten McPherson vorn und Verbundlenker hinten. Ein zeitgemäßer Sicherheitsstandard bei Fahrzeuggeschwindigkeiten bis 160 km/h. wird erwartet, 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 weiter auf High-tech-Niveau entwickelt. Die Mehrlenkeraufhängungen werden in diesem Segment sowohl vorn als hinten den Standardachse bilden und die aktiven Fahrwerksysteme werden hier voll zur Geltung kommen.

Das Mittelpreissegment wird, wie beschrieben, kaum noch eine Rolle spielen und damit wird es keinen Bedarf an Fahrwerke zwischen diesen 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.

Den größten Änderungen an der Fahrwerktechnik der Zukunft werden durch die Technologien Hybrid und elektronische Fahrwerkregelung – aktive und X-by-wire-Systeme – herbeigeführt. Diese können das Fahrwerk soweit beeinflussen, dass die zukünftigen Fahrwerke ganz anders aussehen müssen als die heutigen. Ein Vorbote hierzu zeigt die Studie von Siemens VDO (s. Bild 4-79). In den letzten 5 Jahren sind auch andere, ähnliche Studien bekannt geworden, die beweisen, dass die Visionen in den Bildern 4-78, 8-8, 8-11 oder 8-15 nicht zu sehr utopisch sind.

Literatur

- [1] Institut für Fahrzeugtechnik der TU München: Interner Bericht, TU München, 2005
- [2] Gordon, T.; Howell, M.; Brando, F.: Integrated Control Methodologies for Road Vehicles. In: Vehicle System Dynamics 40 (2003), Nr. 1–3, S. 157–190
- [3] Tanaka, H.; Inoue, H.; Iwata, H.: Development of a Vehicle Integrated Control System. Proceedings of the XXIV FISITA Congress. London, 1992. S. 63–72,
- [4] ZF Friedrichshafen: Interne Präsentation von Prof. Christ. Friedrichshafen, 1994
- [5] Hlubek, B.; Hobein, D.: Intelligente Sensorik – Basis für perfekte Performance. In: ATZ, 102 (2000), Nr. 12, S. 1118–1123
- [6] VDA Bericht 2005
- [7] ATZ-Sonderheft Mercedes S Klasse
- [8] Jungmann, T.: Hi-Fi-Spezialist Bose entwickelt aktives Fahrwerk. www.all4engineers.com, Top-Stories
- [9] Pecht, N. (Hrsg.): Fahrwerktechnik für PKW – Grundlagen, Konzepte, Prozesse und Trends. Landsberg: Verlag Moderne Industrie, 2004
- [10] Bielefeld, M.; Bieler, N.: Modulare Hybrid-Antriebssysteme. In: ATZ 107 (2005), Nr. 9, S. 738–745
- [11] Truett, R.: Automakers see promise in placing power at wheels. In: Automotive News, 78 (2004) 3/8, Issue 6083
- [12] Advancements in electric and hybrid electric vehicle technology. SAE SP-1023. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1994
- [13] Firmen Prospekt DANA Corporation CPB-082005 Maumee-OH
- [14] Heißing, B.: Wer fährt unsere Fahrzeuge in der Zukunft – Mensch oder Computer. TU München, 2005
- [15] ZF Friedrichshafen: Interner Zukunftstudie für Fahrwerk und Antrieb. Friedrichshafen, 2005
- [16] Goeudevert, D.: Die Automobilindustrie ist nicht innovativ. VDI-Nachrichten, Ausgabe 24.3.2006. Düsseldorf, 2006
- [17] Hubbert, J.: Die Autoindustrie in schwerem Gelände. 7. Grazer Allradkongress, 2./3. Februar 2006. S. 20/1-7
- [18] Autotrends 2006. In: Automobilwirtschaft März 2006, S 4, München: Krafthand Verlag, 2006
- [19] Joop, K.: Neuartige Reifenkomponenten helfen Kraftstoff sparen. VDI-Nachrichten, Ausgabe 28.04.2006. Düsseldorf, 2006
- [20] Breass, Seiffert: Kraftfahrzeughandbuch. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2001

Anhang

Alle Pkw-Plattformen und Plattformbezeichnungen 2008 bis 2016

Group	Marke	Modell	Platform	Motor	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	
					1.Hj 2.Hj 1.Hj 2.Hj									
BMW	BMW	1-Series (5-türig)	L2	FL	E87									
BMW	BMW	1-Series (5-türig)	L7	FL							E87 (neu)			
BMW	BMW	1-Series (3-türig)	L2	FL	E81									
BMW	BMW	1-Series (3-türig)	L7	FL							E81 (neu)			
BMW	BMW	1-Series Coupé (2-türig)	L2	FL	E82									
BMW	BMW	1-Series Coupé (2-türig)	L7	FL							E82 (neu)			
BMW	BMW	1-Series Cabriolet	L2	FL	E88									
BMW	BMW	1-Series Cabriolet	L7	FL							E88 (neu)			
BMW	BMW	3-Series Coupé	L2	FL	E92									
BMW	BMW	3-Series Coupé	L7	FL							E92 (neu)			
BMW	BMW	3-Series Touring	L2	FL	E91									
BMW	BMW	3-Series Touring	L7	FL							E91 (neu)			
BMW	BMW	3-Series Limousine	L2	FL	E90 (E90/M3; M3)									
BMW	BMW	3-Series Limousine	L7	FL							E90 (neu)			
BMW	BMW	3-Series Cabriolet	L2	FL	E93									
BMW	BMW	3-Series Cabriolet	L7	FL							E93 (neu)			
BMW	BMW	V1 / V3 Konzept	L7	FL										
BMW	BMW	Z4	E46	FL	E85 M-Roadster/ E86 (hardtop)									
BMW	BMW	Z4	L2	FL	E89									
BMW	BMW	Z9	L2	FL							"big Roadster"			
BMW	BMW	5-Series Limousine	E60	FL	E60 (E60/16: 4x4 / E60/M5; M5)									
BMW	BMW	5-Series Limousine	L6	FL		F10								
BMW	BMW	5-Series Touring	E60	FL	E61									
BMW	BMW	5-Series Touring	L6	FL			F11							
BMW	BMW	5-Series Limousine	E60	FL	E62 (Schutzfahrzeug)									
BMW	BMW	LSC	L6	FL		F07								
BMW	BMW	LSC	L6	FL								F07 (neu)		
BMW	BMW	6-Series Coupé	E60	FL	E63									
BMW	BMW	6-Series Coupé	L6	FL			F12							
BMW	BMW	6-Series Cabriolet	E60	FL	E64									
BMW	BMW	6-Series Cabriolet	L6	FL			F13							
BMW	BMW	7-Series Limousine	L1	FL	E65 / E66 (lange version) / E67 (Schutzfahrzeug)									
BMW	BMW	7-Series Limousine	L6	FL	F01									
BMW	BMW	7-Series Limousine	L6	FL		F02 (lange version) / F03 (Schutzfahrzeug)								
BMW	BMW	7-Series Limousine	L6 (neu)	FL							F01 (neu)			
BMW	BMW	7-Series Limousine	L6 (neu)	FL							F02 (neu) / F03 (neu)			
BMW	BMW	X1	L2	FL		E84								
BMW	BMW	X1	L7	FL							E84 (neu)			
BMW	BMW	X3	E83	FL	E83 (Carry over Teile mit 3-Series)									
BMW	BMW	X3	L7	FL		F25								
BMW	BMW	X4	L7	FL					n.a.					
BMW	BMW	X5	L4	FL	E70							E70 (neu)		
BMW	BMW	X5	L4 (neu)	FL										
BMW	BMW	X6 (X-Sport)	L4	FL	E71 - (Carry over Teile mit X5)									
BMW	BMW	X6 (X-Sport)	L4 (neu)	FL							E71 (neu)			
BMW	Mini	Mini	L3	FQ	R56									
BMW	Mini	Mini	L3 (neu)	FQ							R56 (neu)			
BMW	Mini	Mini Cabriolet	L3	FQ	R57									
BMW	Mini	Mini Cabriolet	L3 (neu)	FQ							R57 (neu)			
BMW	Mini	Mini Clubman	L3	FQ	R55									
BMW	Mini	Mini Clubman	L3 (neu)	FQ							R55 (neu)			
BMW	Mini	Mini Colorado	L3	FQ			R60							
BMW	Rolls Royce	Phantom	L5	FL	RR01									
BMW	Rolls Royce	Phantom	L5	FL							RR03			
BMW	Rolls Royce	NGS	L5	FL		RR04								
BMW	Rolls Royce	Dropthead Coupé	L5	FL	RR02									
Chrysler	Chrysler	300C	LX (BR 210)	FL	LX48 Limousine / Estate aus China									
Chrysler	Chrysler	300	LY (BR 211)	FL		LY48								
Chrysler	Chrysler	PT Cruiser	PT	FQ	PT44/74									
Chrysler	Chrysler	Sebring Limousine/Cabrio	PS	FQ	JS41/27						from China			
Chrysler	Chrysler	Sebring Limousine/Cabrio	PS (neu)	FQ					JT41/27					
Chrysler	Chrysler	Pacifica	CS	FQ	CS									
Chrysler	Chrysler	"neue Pacifica"	BR 166 / W	FL			WC75/WH75							
Chrysler	Chrysler	Aspen	HB	FL	HG									
Chrysler	Chrysler	Town&Country / Voyager	RT	FQ	RT53									
Chrysler	Chrysler	Town&Country / Voyager	RT (neu)	FQ							RT53 (neu)			
Chrysler	Chrysler	NCC (JC49)	PS	FQ	JC49									
Chrysler	Chrysler	NCC (JC49)	PS (neu)	FQ							JC49 (neu)			
Chrysler	Dodge	Caravan	RT	FQ	RT53									
Chrysler	Dodge	Caravan	RT (neu)	FQ							RT53 (neu)			
Chrysler	Dodge	Dakota	ND	FL	ND									
Chrysler	Dodge	Dakota	ND (neu)	FL							ND (neu)			
Chrysler	Dodge	Nitro	KK	FL	KA74									
Chrysler	Dodge	Nitro	KK (neu)	FL							KA74 (neu)			
Chrysler	Dodge	Durango	HB	FL	HB74									
Chrysler	Dodge	Durango	BR 166 / W	FL		WD								
Chrysler	Dodge	Avenger	PS	FQ	JS41									
Chrysler	Dodge	Avenger	PS (neu)	FQ							JS41 (neu)			
Chrysler	Dodge	Caliber	GSS (Mitsubishi)	FQ	PM49 (replaces Neon)									
Chrysler	Dodge	Caliber	C 412	FQ							PM49 (neu)			

Group	Marke	Modell	Platform	Motor	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	
					1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	
Chrysler	Dodge	Magnum	LX (BR 210)	FL	LX49									
Chrysler	Dodge	Magnum	LY (BR 211)	FL		LY49								
Chrysler	Dodge	Charger	LX (BR 210)	FL	LX41									
Chrysler	Dodge	Charger	LY (BR 211)	FL			LY41							
Chrysler	Dodge	Challenger Coupe	LY (BR 211)	FL		LY21								
Chrysler	Dodge	Challenger Coupe	LY (BR 211) (neu)	FL								LY21 (neu)		
Chrysler	Dodge	RAM 1500	DR	FL	DR									
Chrysler	Dodge	RAM 1500	DS	FL	DS									
Chrysler	Dodge	RAM 2500/3500	DR	FL	DH/DC/D1									
Chrysler	Dodge	RAM 2500/3500	DS	FL		DH/DC/D1 (neu)								
Chrysler	Dodge	Viper	ZC	FL	ZC									
Chrysler	Jeep	Grand Cherokee	WK	FL	WK									
Chrysler	Jeep	Grand Cherokee	BR 166 / W	FL			WK74 / WH74 (Export)							
Chrysler	Jeep	Commander	WK	FL	XK74 / XH74									
Chrysler	Jeep	Cherokee/Liberty	KK	FL										
Chrysler	Jeep	Cherokee/Liberty	KK (neu)	FL								KK (neu)		
Chrysler	Jeep	Patriot	GS (Mitsubishi)	FQ	MK74									
Chrysler	Jeep	Patriot	C 412	FQ								MK74 (neu)		
Chrysler	Jeep	Compass	GS (Mitsubishi)	FQ	MK49									
Chrysler	Jeep	Compass	C 412	FQ								MK49 (neu)		
Chrysler	Jeep	Wrangler	TK	FL	TK/JK									
Chrysler	Jeep	Wrangler	TL	FL								TL		
Daimler	Mercedes	A-Class	BR 169	FQ	W169 (5-türig) / C169 (3-türig)									
Daimler	Mercedes	A-Class	C 412	FQ			W169 / C169 (neu)							
Daimler	Mercedes	B-Class	BR 169	FQ	W245 (CST)									
Daimler	Mercedes	B-Class	C 412	FQ			W246							
Daimler	Mercedes	C-Class Sportcoupe	C 412	FQ								CL203 (neu)		
Daimler	Mercedes	C-Class Sportcoupe	BR 203	FL	CL203									
Daimler	Mercedes	C-Class Limousine	BR 204	FL	W204									
Daimler	Mercedes	C-Class T-Model	BR 204	FL	S204									
Daimler	Mercedes	C-Class Limousine	BR 204 (neu)	FL								W204 (neu)		
Daimler	Mercedes	C-Class T-Model	BR 204 (neu)	FL								S204 (neu)		
Daimler	Mercedes	GLK	BR 204	FL	X204									
Daimler	Mercedes	GLK	BR 204 (neu)	FL								X204(neu)		
Daimler	Mercedes	CLK / CLK Cabriolet	BR 203	FL	C209 / A209									
Daimler	Mercedes	Clk / CLK Cabriolet	BR 204	FL		C207 / A207								
Daimler	Mercedes	SLK	R 171	FL	R171									
Daimler	Mercedes	SLK	R 172	FL			R172							
Daimler	Mercedes	E-Class Limousine	BR 211	FL	W211									
Daimler	Mercedes	E-Class T-Model	BR 211	FL	S211									
Daimler	Mercedes	E-Class Limousine	BR 212	FL		W212								
Daimler	Mercedes	E-Class T-Model	BR 212	FL		S212								
Daimler	Mercedes	E-Class Limousine	BR 212 (neu)	FL								W212 (neu)		
Daimler	Mercedes	E-Class T-Model	BR 212	FL								S212 (neu)		
Daimler	Mercedes	CLS	BR 211	FL	C219									
Daimler	Mercedes	CLS	BR 212	FL			C218							
Daimler	Mercedes	SL	R 230	FL	R230									
Daimler	Mercedes	SL	R 231	FL			R231							
Daimler	Mercedes	SLR	SLR	FL	W199									
Daimler	Mercedes	SLR	SLR	FL		W198								
Daimler	Mercedes	S-Class SWB / LWB	BR 221	FL	W221 / V221									
Daimler	Mercedes	S-Class SWB / LBW	BR 222	FL								W222 / V222		
Daimler	Mercedes	CL	BR 221	FL	C216									
Daimler	Mercedes	CL	BR 222	FL								C216 (neu)		
Daimler	Mercedes	G	W 461/3	FL	G461/3									
Daimler	Mercedes	GL-Class	BR 164	FL	X164									
Daimler	Mercedes	GL-Class	BR 166 / W	FL			X166							
Daimler	Mercedes	M-Class	BR 164	FL	W164									
Daimler	Mercedes	M-Class	BR 166 / W	FL			W166							
Daimler	Mercedes	R-Class SWB / LBW	BR 251	FL	W251 (GST) / V251		"facelift"							
Daimler	Mercedes	Vito/Viano	NCV2	FL	W639 (NCV2)							China		
Daimler	Mercedes	Vito/Viano	BR 447	FL			VS20							
Daimler	Mercedes	Sprinter	T1N	FL	T1N will continue in Argentina									
Daimler	Mercedes	Sprinter	NCV3	FL	NCV3 (common platform also Dodge/Freightliner									
Daimler	Mercedes	Sprinter	NCV3 (neu)	FL								NCV3 (neu)		
Daimler	Maybach	Maybach 57/62	BR 240	FL										
Daimler	Maybach	Maybach 57/62	BR 240 (neu)	FL								W240 (neu)		
Daimler	Maybach	Maybach 51	BR 221	FL										
Daimler	Smart	Fortwo City Coupé	BR 451	HQ	C451									
Daimler	Smart	Fortwo Cabriolet	BR 451	HQ	A451									
Daimler	Smart	Fortwo City Coupé	BR 452	HQ								C452		
Daimler	Smart	Fortwo Cabriolet	BR 452	HQ								A452		
Fiat	Alfa Romeo	139	B	FQ		Trofeo								
Fiat	Alfa Romeo	149	C	FQ	940									
Fiat	Alfa Romeo	149 (neu)	C	FQ								940(neu)		
Fiat	Alfa Romeo	149 Sprint	C	FQ										
Fiat	Alfa Romeo	159	I2P Premium	FQ	939 => Schwesterplattform Opel Epsilon-Platform									
Fiat	Alfa Romeo	159 (neu)	I2P Premium	FQ								939 (neu)		
Fiat	Alfa Romeo	167	I2P Premium	FQ	941									
Fiat	Alfa Romeo	8C	Maserati	FL	922									
Fiat	Alfa Romeo	Brera	I2P Premium	FQ	946									
Fiat	Alfa Romeo	Brera	I2P Premium	FQ								946 (neu)		
Fiat	Alfa Romeo	GT Coupe	D	FQ	947									
Fiat	Alfa Romeo	Spider	I2P Premium	FQ	938									
Fiat	Alfa Romeo	Spider	I2P Premium	FQ								938 (neu)		

Group	Marke	Modell	Platform	Motor	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	
					1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.
Fiat	Lancia	Ypsilon	B	FQ	843									
Fiat	Lancia	Ypsilon	B	FQ			846							
Fiat	Lancia	Musa	B	FQ	848 (Ypsilon MPV)									
Fiat	Lancia	Musa	B	FQ					848 (neu)					
Fiat	Lancia	Delta II	C	FQ	T3L									
Fiat	Lancia	Delta III	C	FQ							T3L (neu)			
Fiat	Lancia	Fulvia	Gamma (GM4400)	FQ										
Fiat	Lancia	Fulvia		FQ										
Fiat	Lancia	Pangea	YN	FQ	YY1 (189)									
Fiat	Lancia	Pangea	YN (neu)	FQ						YY1 (189) (neu)				
Fiat	Lancia	Phedra	V (PSA/Fiat)	FQ	VL (PSA C8 / 807)									
Fiat	Lancia	Phedra	V (PSA/Fiat)	FQ										
Fiat	Fiat	Panda	A	FQ	169 (Panda) (169Q0 = 4x4) / 271 (Panda Van)									
Fiat	Fiat	Panda	A	FQ			169 (neu)							
Fiat	Fiat	500 / Trepiano	B3ep / Fiat Micro	FQ	193									
Fiat	Fiat	500 / Trepiano	B3ep / Fiat Micro	FQ							193 (neu)			
Fiat	Fiat	Grande Punto	Gamma (GM4400)	FQ	199 (Punto) / 299 (Punto Van) =>Schwesterrplattform Opel Gamma-Platform									
Fiat	Fiat	Grande Punto		FQ						199 / 299 (neu)				
Fiat	Fiat	Idea	B	FQ	135 (Idea) / 235 (Idea Van)									
Fiat	Fiat	Idea	Gamma (GM4400)	FQ			135 / 235 (neu)							
Fiat	Fiat	Stilo	C	FQ	192/292									
Fiat	Fiat	Bravo	C	FQ	198									
Fiat	Fiat	Bravo	C	FQ										
Fiat	Fiat	Bravo Multiwagon	C	FQ	197									
Fiat	Fiat	Croma II	Epsilon (GM3200)	FQ	194									
Fiat	Fiat	Croma III	I2P Premium	FQ						194 (neu)				
Fiat	Fiat	Multipla	Multipla	FQ	136/286 wird in Iran bei Phars Khodro weitergebaut									
Fiat	Fiat	Ulysse	V (PSA/Fiat)	FQ	VF (PSA C8 / 807)									
Fiat	Fiat	Ulysse	V (PSA/Fiat)	FQ			VF (PSA C8 / 807) (neu)							
Fiat	Fiat	Minicargo	MC (PSA-Fiat)	FQ	D225									
Fiat	Fiat	Minicargo	MC (PSA-Fiat)	FQ							D225 (neu) 225 (neu)			
Fiat	Fiat	D200	B	FQ	D200									
Fiat	Fiat	Ducato	U3 (PSA/Fiat)	FQ										
Fiat	Fiat	Ducato	U5 (PSA/Fiat)	FQ	U5 (PSA Jumper / Boxer)									
Fiat	Fiat	Ducato	U5 (PSA/Fiat)	FQ						U5 (neu)				
Fiat	Fiat	Scudo	U (PSA/Fiat)	FQ	G9 (PSA Jumpy / Expert)									
Fiat	Fiat	Scudo	U (PSA/Fiat)	FQ						G9 (neu)				
Fiat	Fiat	Sedici	YN	FQ	YY1 (189)									
Fiat	Fiat	Sedici	YN (neu)	FQ						YY1 (189) (neu)				
Fiat	Fiat	Albea/Palio/Siena	Gamma (GM4400)	FQ										
Fiat	Fiat	Strada	Gamma (GM4400)	FQ	"Palio Pickup"									
Fiat	Fiat	Doblo	178	FQ	119 / 223 (Doblo Cargo)									
Fiat	Fiat	Doblo	Gamma (GM4400)	FQ	119 / 223 (neu)									
Fiat	Fiat	Uno / Fiorino	Uno	FQ	158 / 258 Uno Van / 255									
Fiat	Fiat	F 430	n.a.	FL	Coupe/Roadster									
Fiat	Fiat	F 430 (neu)	n.a.	FL			Coupe/Roadster							
Fiat	Fiat	F 612	n.a.	ML										
Fiat	Fiat	F 612 (neu)	n.a.	ML										
Fiat	Fiat	599	n.a.	ML	F199									
Fiat	Fiat	599 (neu)	n.a.	ML										
Fiat	Maserati	Coupe(neu) / Spider(neu)	M139	FL	M140 / M141									
Fiat	Maserati	Kubang	I2P Premium	FQ						M756				
Fiat	Maserati	Quattroporte	M139	FL	M139									
Fiat	Maserati	Quattroporte	M139 (neu)	FL						M139 (neu)				
Fiat	Maserati	Sub-Spyder		FL										
Ford	Ford	Ka	E91	FQ	BE146									
Ford	Ford	Ka Mk2	B3ep / Fiat Micro	FQ	B420									
Ford	Ford	Fiesta (FAPA)	B2XX	FQ	B376									
Ford	Ford	B-Car (NA)	B2e	FQ		B299								
Ford	Ford	B-ISV	B2e	FQ		B460								
Ford	Ford	Fiesta	B2e	FQ	B299									
Ford	Ford	Fiesta	B2e (neu)	FQ						B252 / B299 (neu)				
Ford	Ford	Fusion	B2XX	FQ	B226									
Ford	Ford	Fusion	B2e	FQ	B232							B232 (neu)		
Ford	Ford	Fusion	B2e (neu)	FQ										
Ford	Ford	Affordable Expressive	C1	FQ			C407							
Ford	Ford	Focus	C1	FQ	C307									
Ford	Ford	Focus	C1	FQ			C346							
Ford	Ford	Focus C-Max	C1	FQ	C214									
Ford	Ford	Focus C-Max	C1	FQ		C344 (from 2010 also North America production)								
Ford	Ford	Focus C-Max	C1	FQ						C344 (neu)				
Ford	Ford	Focus SUV	C1	FQ	C394									
Ford	Ford	Focus SUV	C1	FQ						C394 (neu)				
Ford	Ford	Focus CC	C1	FQ	S389									
Ford	Ford	Focus CC	C1	FQ			S393							
Ford	Ford	Mondeo	CD132	FQ	CD132									
Ford	Ford	Mondeo	CD4 (EUCD)	FQ	CD345									
Ford	Ford	Mondeo	CD4 (EUCD) (neu)	FQ						C345 (neu)				
Ford	Ford	S-Max	CD4 (EUCD)	FQ	CD340 (S-Max)									
Ford	Ford	S-Max	CD4 (EUCD) (neu)	FQ						CD340 (S-Max) (neu)				
Ford	Ford	Galaxy	VW418	FQ										
Ford	Ford	Galaxy	CD4 (EUCD)	FQ	CD340 (LMV)									
Ford	Ford	Galaxy	CD4 (EUCD) (neu)	FQ						CD340 (LMV) (neu)				
Ford	Ford	Transit	V3	FQ/FL	V347/348									
Ford	Ford	Transit	V3 (neu)	FQ/FL						V362/V363				
Ford	Ford	Transit Connect	V227	FQ	V227	add. North America								
Ford	Ford	Transit Connect	V227 (neu)	FQ						V227 (neu)				

Group	Marke	Modell	Platform	Motor	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	
					1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.
Ford	Ford Australia	Falcon / UTE	E8	FL	E240									
Ford	Ford Australia	Falcon / UTE	E8	FL									E240 (neu)	
Ford	Ford Australia	Territory	E8	FL	E265									
Ford	Ford Australia	Territory	E8	FL								E265 (neu)		
Ford	Ford	Small SUV	C1	FQ	C505									
Ford	Ford	Small SUV	C1	FQ							C506			
Ford	Lincoln	MKX	D9	FQ	U368									
Ford	Lincoln	MKX	D9 (neu)	FQ							U388 (neu)			
Ford	Ford	Crossover Coupé	D3	FQ						D503				
Ford	Ford	F100 DIY	D3	FQ						P501				
Ford	Ford	Crossover Utility	D3	FQ	D472									
Ford	Ford	Crossover Utility	D3	FQ					D472				D471 (neu)	
Ford	Lincoln	Crossover Utility	D3	FQ			D472							
Ford	Lincoln	Crossover Utility	D3	FQ								D472 (neu)		
Ford	Lincoln	MKZ	CD3	FQ	CD378									
Ford	Lincoln	MKZ	CD3 (neu)	FQ							CD378 (neu)			
Ford	Lincoln	MKS	D3	FQ	D385									
Ford	Lincoln	MKS	D3	FQ								D385 (neu)		
Ford	Lincoln	Navigator	T1	FL	U228									
Ford	Lincoln	Navigator L	T1	FL	U418 (entspricht Ford Expedition Max)									
Ford	Lincoln	Town Car	Panther	FL										
Ford	Mercury	Mariner	MV2	FQ							C504			
Ford	Mercury	Mariner	C1	FQ										
Ford	Mercury	Grand Marquis	Panther	FL	EN114 (entspricht Ford Crown Victoria / Lincoln Town Car)									
Ford	Mercury	Mountaineer	T4	FL	U251									
Ford	Mercury	Milan	CD3	FQ	CD334									
Ford	Mercury	Milan	CD3 (neu)	FQ							CD334 (neu)			
Ford	Mercury	Montego	D3	FQ	D333									
Ford	Mercury	Montego	D3	FQ				D333 (neu)						
Ford	Mercury	Monterey	MV1	FQ	V229 (entspricht Ford Freestar)									
Ford	Mazda	B-SDN	B2e	FQ	J64E									
Ford	Mazda	B-SDN	B2e (neu)	FQ								J64E (neu)		
Ford	Mazda	Kusabi	B2e (neu)	FQ	J64C									
Ford	Mazda	Kusabi	B2e (neu)	FQ								J64C (neu)		
Ford	Mazda	2 / Demio	B2e	FQ	J64 F/E									
Ford	Mazda	2 / Demio	B2e	FQ								J64 F/E (neu)		
Ford	Mazda	Verisa	B2XX	FQ	J37A									
Ford	Mazda	Axela / 3 / Protegé	C1	FQ	J48C/L									
Ford	Mazda	Axela / 3 / Protegé	C1	FQ		J68A								
Ford	Mazda	Axela / 3 / Protegé	C1	FQ								J68A (neu)		
Ford	Mazda	5 / Premacy/ Familienvan	C1	FQ	J48J									
Ford	Mazda	5 / Premacy/ Familienvan	C1	FQ				J73						
Ford	Mazda	5 / Premacy/ Familienvan	C1	FQ								J73 (neu)		
Ford	Mazda	6 / Atenza	J61 (neu)	FQ	J61A/F									
Ford	Mazda	6 / Atenza	J61 (neu)	FQ								J61A/F (neu)		
Ford	Mazda	MPV	D9	FQ	J44									
Ford	Mazda	MPV	D9 (neu)	FQ							J44 (neu)			
Ford	Mazda	Bongo	J19	FL	J46F / J15 / J05 (NA) / J97 (Thai)									
Ford	Mazda	BT-50	T6	FL			P375							
Ford	Mazda	MX-5/Miata/Eunos Roadst	S1	FL	J04C									
Ford	Mazda	MX-5/Miata/Eunos Roadst	S1 (neu)	FL							J04C (neu)			
Ford	Mazda	RX-8	S1	FL	J60E									
Ford	Mazda	RX-9	S1 (neu)	FL							J77 (neu)			
Ford	Mazda	CX-9	D9	FQ	J50C									
Ford	Mazda	CX-9	D9 (neu)	FQ										
Ford	Mazda	CX-7	D9	FQ	J31H									
Ford	Mazda	CX-7	D9 (neu)	FQ								J31H (neu)		
Ford	Mazda	Tribute	MV2	FQ	J87S									
Ford	Mazda	Tribute	C1	FQ								J87S (neu)		
Ford	Mazda	Scrum Truck/Van/Wagon	Carry	FL										
GM	Opel/Vauxhall	Agila	YN	FQ	YN3									
GM	Opel/Vauxhall	Agila	M-300 (neu)	FQ									NWA	
GM	Opel/Vauxhall	Corsa	Gamma (GM4400)	FQ	S4400									
GM	Opel/Vauxhall	Corsa	Gamma (T-300)	FQ								S4500		
GM	Opel/Vauxhall	Meriva	Gamma (GM4300)	FQ	S4316									
GM	Opel/Vauxhall	Meriva	Delta (GM3300)	FQ		S4416								
GM	Opel/Vauxhall	Meriva	Delta 2 (G-Delta)	FQ									S4417	
GM	Opel/Vauxhall	Combo	Gamma (GM4400)	FQ										
GM	Opel/Vauxhall	Combo	Gamma (T-300)	FQ										
GM	Opel/Vauxhall	Tigra CC	Gamma (GM4300)	FQ	S4335									
GM	Opel/Vauxhall	Tigra CC	Gamma (T-300)	FQ							S4435			
GM	Opel/Vauxhall	Astra	Delta (GM3300)	FQ	T3300/T3315									
GM	Opel/Vauxhall	Astra	Delta 2 (G-Delta)	FQ			T3400/T3415							
GM	Opel/Vauxhall	Astra Coupé	Delta (GM3300)	FQ	T3315									
GM	Opel/Vauxhall	Astra Coupé	Delta 2 (G-Delta)	FQ				T3415						
GM	Opel/Vauxhall	Astra Twintop	Delta (GM3300)	FQ	T3316									
GM	Opel/Vauxhall	Astra Twintop	Delta 2 (G-Delta)	FQ					T3416					
GM	Opel/Vauxhall	Zafira	Delta (GM3300)	FQ	T3370									
GM	Opel/Vauxhall	Zafira	Delta 2 (G-Delta)	FQ						T3470				
GM	Opel/Vauxhall	Vectra	Epsilon 2	FQ	Z3700 (Limousine) / Z3701 (Hatchback) / Z3710 (Wagon)									
GM	Opel/Vauxhall	Vectra	Epsilon 3	FQ								Z3700 (neu)		
GM	Opel/Vauxhall	Signum	Epsilon (GM3200)	FQ	J3210									
GM	Opel/Vauxhall	Sport Wagon	Epsilon 2	FQ										
GM	Opel/Vauxhall	Antara	Theta	FQ	C-105									
GM	Opel/Vauxhall	Antara	Theta	FQ								C-105 (neu)		
GM	Opel/Vauxhall	GT Roadster	Kappa	FL	GMX024 (entspricht Pontiac Solstice / Saturn Sky)									
GM	Opel/Vauxhall	Vivaro	X83 (Renault)	FQ	X83 (entspricht Renault Trafic)									
GM	Opel/Vauxhall	Vivaro	X83 (neu)	FQ							X83 (neu)			

Group	Marke	Modell	Platform	Motor	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	
GM	Opel/Vauxhall	Movano	X70 (Renault)	FQ	1.Hj 2.Hj	1.Hj 2.Hj	1.Hj 2.Hj	1.Hj 2.Hj	1.Hj 2.Hj	1.Hj 2.Hj	1.Hj 2.Hj	1.Hj 2.Hj	1.Hj 2.Hj	
GM	Opel/Vauxhall	Movano	X71 (Renault)	FL			X71							
GM	Saab	9-1	Delta 2 (G-Delta)											
GM	Saab	9-1	Delta 3											
GM	Saab	9-3	Epsilon (GM3200)	FQ	P440									
GM	Saab	9-3	Epsilon 2	FQ				P540						
GM	Saab	9-3 Cabriolet	Epsilon (GM3200)	FQ	P442				P542					
GM	Saab	9-3 Cabriolet	Epsilon 2	FQ										
GM	Saab	9-3 SW	Epsilon (GM3200)	FQ	P444				P541					
GM	Saab	9-3 SW	Epsilon 2	FQ					P541					
GM	Saab	9-4 X	TE	FQ		GMT168								
GM	Saab	9-4 X	TE	FQ							GMT168 (neu)			
GM	Saab	9-5	J2900	FQ	P640									
GM	Saab	9-5	Epsilon 2	FQ			P650							
GM	Saab	9-5 SW	J2900	FQ	P641									
GM	Saab	9-6X	Lambda	FL										
GM	Saab	9-6X	Lambda	FL										
GM	Buick	NG S-Car	mini	FQ										
GM	Buick	GL8	W2	FQ										
GM	Buick	GL8	W2	FQ										
GM	Buick	Royaum	Sigma	FQ										
GM	Buick	Excelle	J-200	FQ	J-200									
GM	Buick	Excelle	J-300	FQ		J-300								
GM	Buick	Lucerne	W3	FQ	GMX222									
GM	Buick	Lucerne	Zeta Lite	FL				GMX553						
GM	Buick	LaCrosse/Allure	W3	FQ	GMX365									
GM	Buick	LaCrosse/Allure	Epsilon 2	FQ			GMX353							
GM	Buick	LaCrosse/Allure	Epsilon 2 (neu)	FQ										GMX353 (neu)
GM	Buick	Enclave	Lambda	FQ	GMT967									
GM	Buick	Enclave	Lambda (neu)	FQ										GMT967 (neu)
GM	Buick	Terraza	U-L-Van / GMT201	FQ	GMT201									
GM	Cadillac	DTS	W3	FQ	GMX272									
GM	Cadillac	DTS	Sigma	FQ				GMX256						
GM	Cadillac	BRX	TE	FQ			GMT166							
GM	Cadillac	BLS	Epsilon (GM3200)	FQ	GM3200									
GM	Cadillac	BLS	Epsilon 2 (neu)	FQ					560/562					
GM	Cadillac	STS	Sigma	FL	GMX295		China							
GM	Cadillac	STS	Sigma (neu)	FL			GMX246							
GM	Cadillac	CTS	Sigma	FL	GMX322		GMX226 (Coupé)							
GM	Cadillac	CTS	Sigma	FL										GMX322 (neu)
GM	Cadillac	ULS	Sigma	FL				GMX276						
GM	Cadillac	SRX	Sigma	FL	GMT265									
GM	Cadillac	SRX	Sigma (neu)	FL			GMT267							
GM	Cadillac	SRX	Sigma (neu)	FL										GMT267 (neu)
GM	Cadillac	Escalade	GMT900	FL	GMT926									
GM	Cadillac	Escalade	GMT900 (neu)	FL										GMT926 (neu)
GM	Cadillac	Escalade ESV	GMT900	FL	GMT936 (Escalade LWB)									
GM	Cadillac	Escalade ESV	GMT900 (neu)	FL										GMT936 (neu)
GM	Cadillac	Escalade EXT	GMT900	FL	GMT946 (Escalade "Pickup")									
GM	Cadillac	Escalade EXT	GMT900 (neu)	FL										GMT946 (neu)
GM	Cadillac	XLR	Y	FL	GMX215									
GM	Cadillac	XLR	Y	FL			GMX716							
GM	Chevrolet	Corsa	Gamma (GM4300)	FQ	GM4300									
GM	Chevrolet	Corsa	Gamma (T-300)	FQ										GMT300
GM	Chevrolet	Celta	S4200	FQ	S4200									
GM	Chevrolet	Celta	Gamma (GM4300)	FQ										
GM	Chevrolet	Chevy C2	Gamma (GM4300)	FQ		Opel Corsa in Mexico								
GM	Chevrolet	Chevy C2	Gamma	FQ										
GM	Chevrolet	Aveo/T200	T-200	FQ	T200/T250									
GM	Chevrolet	Aveo/T200	Aveo (T-300)	FQ					T-300/T-350					
GM	Chevrolet	Aveo	Gamma (T-300)	FQ			T-300							
GM	Chevrolet	Astra	T3000	FQ	T3000									
GM	Chevrolet	Astra	Delta (GM3300)	FQ	T3300									
GM	Chevrolet	Vectra (SA)	Delta (GM3300)	T3300										
GM	Chevrolet	Zafira	T3000	FQ	TO600									
GM	Chevrolet	Zafira	Delta (GM3300)	FQ										
GM	Chevrolet	Cobalt	Delta (GM3300)	FQ	GMX001									
GM	Chevrolet	Cobalt	Delta 2 (G-Delta)	FQ				GMX002						
GM	Chevrolet	HHR	Delta (GM3300)	FQ	GMT001									
GM	Chevrolet	HHR	Delta 2 (G-Delta)	FQ				GMT001 (neu)						
GM	Chevrolet	Impala	W3	FQ	GMX211									
GM	Chevrolet	Impala	Zeta Lite	FQ			GMX551							
GM	Chevrolet	Camaro	Zeta Lite	FQ			GMX511 / GMX521 Conv. / Coupe / Limousine							
GM	Chevrolet	Malibu	Epsilon (GM3200)	FQ	GMX386									
GM	Chevrolet	Malibu	Epsilon 2	FQ				GMX386 (neu)						
GM	Chevrolet	Corvette	Y (neu)	FL	C6 (GMX245)									
GM	Chevrolet	Corvette	Y (neu)	FL			C7 (GMX711 / GMX721 / GMX731)							
GM	Chevrolet	Equinox	Theta	FQ		GMT172								
GM	Chevrolet	S-10	GMT325	FL		GMT325 in Brasilien								
GM	Chevrolet	S-10	n.a.	FL		7XX								
GM	Chevrolet	Spark	M-100	FQ	M-150									
GM	Chevrolet	Spark	M-200	FQ	M-200									
GM	Chevrolet	Spark	M-300	FQ			M-300							
GM	Chevrolet	Colorado	GMT355	FL	GMT355									
GM	Chevrolet	Colorado	GMT700	FL				GMT721/731/741 (Reg/Ext/Crew)						
GM	Chevrolet	TrailBlazer	GMT360/GMT370	FL	GMT360 (entspricht GMC Envoy)									
GM	Chevrolet	Avalanche	GMT900	FL	GMT941									
GM	Chevrolet	Avalanche	GMT900 (neu)	FL				GMT941 (neu)						

Group	Marke	Modell	Platform	Motor	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	
					1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.
GM	Chevrolet	Silverado	GMT900	FL	GMT901/911									
GM	Chevrolet	Silverado	GMT900 (neu)	FL									GMT901/911 (neu)	
GM	Chevrolet	Suburban	GMT900	FL	GMT931									
GM	Chevrolet	Suburban	GMT900 (neu)	FL									GMT931 (neu)	
GM	Chevrolet	Tahoe	GMT900	FL	GMT921								GMT921 (neu)	
GM	Chevrolet	Lambda CUV	Lambda	FQ	GMT561									
GM	Chevrolet	Lambda CUV	Lambda	FQ									GMT561(neu)	
GM	Chevrolet	Express	GMT610	FL	GMT610 (entspricht GMC Savana)									
GM	Chevrolet	Express	GMT620	FL									GMT620	
GM	Daewoo	Matiz	M-200	FQ	M-200 (entspricht Chevrolet Spark)									
GM	Daewoo	Matiz	M-300	FQ	M-300									
GM	Daewoo	Matiz	M-300 (neu)	FQ									M-300 (neu)	
GM	Daewoo	Kalos	T-200	FQ	T-200 (entspricht Pontiac Wave/Suzuki Swift)									
GM	Daewoo	Kalos	Gamma (T-300)	FQ									T-300	
GM	Daewoo	Lacetti	J-200	FQ	J-200									
GM	Daewoo	Lacetti	Delta 2 (G-Delta)	FQ				J-300						
GM	Daewoo	Lacetti	Delta 3	FQ									J-300 (neu)	
GM	Daewoo	Rezzo/Tacuma	U-200	FQ	U-200									
GM	Daewoo	Rezzo/Tacuma	Delta 2 (G-Delta)	FQ									U300	
GM	Chev./Daewoo	Epica/Tosca	V-200	FQ	V-250									
GM	Chev./Daewoo	Epica/Tosca	Epsilon 2	FQ									V-300	
GM	Chev./Daewoo	Captiva/Winstorm	Theta	FQ	7-seater SUV									
GM	Chev./Daewoo	Captiva/Winstorm	Theta	FQ										
GM	GMC	Canyon	GMT355	FL	GMT355									
GM	GMC	Canyon	GMT700	FL									GMT722/732/741 (Reg/Ext/Crew)	
GM	GMC	Envoy	GMT360/GMT370	FL	GMT360 (entspricht Chevrolet TrailBlazer)									
GM	GMC	Acadia	Lambda	FO	GMT968									
GM	GMC	Acadia	Lambda (neu)	FQ									GMT968 (neu)	
GM	GMC	Savana	GMT610	FL	GMT800									
GM	GMC	Savana	GMT620	FL										GMT620
GM	GMC	Sierra	GMT900	FL	GMT902									
GM	GMC	Sierra	n.a.	FL									GMT902 (neu)	
GM	GMC	Yukon	GMT900	FL	GMT922									
GM	GMC	Yukon	GMT900 (neu)	FL									GMT922 (neu)	
GM	GMC	Yukon XL	GMT900	FL	GMT932									
GM	GMC	Yukon XL	GMT900 (neu)	FL									GMT932 (neu)	
GM	Holden	Commodore	Zeta	FL	VE									
GM	Holden	Commodore	Zeta (neu)	FL									VE (neu)	
GM	Holden	Commodore Ute	Zeta	FL										
GM	Holden	Commodore Ute	Zeta (neu)	FL										
GM	Holden	Statesman/Caprice	Zeta	FL	WM									
GM	Holden	Statesman/Caprice	Zeta (neu)	FL									WM (neu)	
GM	Holden	Monaro	Zeta	FL	GMX281									
GM	Holden	Monaro	Zeta (neu)	FL									GMX281 (neu)	
GM	Holden	Crewman	Sigma	FL										
GM	Holden	Crewman	Zeta	FL										
GM	Holden	Monaro	Epsilon 2	FQ										
GM	Holden	Rodeo	ISUZU 190	FL	UCR145 (entspricht Isuzu DMAX)									
GM	Hummer	H2	GMT800	FL	H2 (GMT800 wide)									
GM	Hummer	H2	GMT900	FL									GMT915	
GM	Hummer	H4	GMT700	FL									GMT785	
GM	Hummer	Pickup	GMT900	FL										
GM	Hummer	H3	GMT355	FL	GMT345									
GM	Hummer	H3	GMT700	FL									GMT345 (neu)	
GM	Pontiac	G5	Delta (GM3300)	FQ	GMX001									
GM	Pontiac	G5	Delta 2 (G-Delta)	FQ										
GM	Pontiac	G6	Epsilon (GM3200)	FQ	GMX381									
GM	Pontiac	G6	Epsilon 2	FQ									GMX388	
GM	Pontiac	G8	Zeta Lite	FQ									GMX561	
GM	Pontiac	Torrent	Theta	FQ	GMT192 (entspricht Chevrolet Equinox / Saturn Vue)									
GM	Pontiac	Vibe	NCV (Corolla)	FQ	GMX126									
GM	Pontiac	Solstice	Kappa	FL	GMX020									
GM	Pontiac	Solstice	Kappa	FL									GMX617	
GM	Saturn	Astra	Delta (GM3300)	FQ	T3300									
GM	Saturn	Astra	Delta 2 (G-Delta)	FQ									T3400/T3415	
GM	Saturn	Corsa	Gamma (GM4400)										S4400	
GM	Saturn	Corsa	Gamma (T-300)											S4500
GM	Saturn	Aura	Epsilon	FO	GMX384									
GM	Saturn	Epsilon 2		FQ									GMX304 / GMX354	
GM	Saturn	Vue	Theta	FQ	GMT319									
GM	Saturn	Vue	TE	FQ										GMT319 (neu)
GM	Saturn	MID CUV	TE	FQ									GMT964	
GM	Saturn	MID CUV	TE	FQ										
GM	Saturn	Outlook	Lambda	FO	GMT966									
GM	Saturn	Outlook	Lambda	FQ										GMT966 (neu)
GM	Saturn	Sky	Kappa	FL	GMX023									
GM	Saturn	Sky	Kappa (neu)	FL									GMX614	
Hyundai	Hyundai	Santro/Atos/Atoz/Prime	MX	FQ	PA									
Hyundai	Hyundai	Santro/Atos/Atoz/Prime	MX	FQ										PA (neu)
Hyundai	Hyundai	Getz/Click	TB	FQ	PB	PBe								
Hyundai	Hyundai	Getz/Click	TB	FQ										PB-2
Hyundai	Hyundai	Accent/Verna	LC	FQ	MCC (China Version)									PBe-2
Hyundai	Hyundai	Accent/Verna	LC	FQ									HC	
Hyundai	Hyundai	Accent/Verna	LC	FQ										HC-2
Hyundai	Hyundai	Avante/Lantra/Elantra	J3	FQ	HD (Europe: ED)									
Hyundai	Hyundai	Avante/Lantra/Elantra	J4	FQ									HD-2 (Europe: ED-2)	

Group	Marke	Modell	Platform	Motor	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	
					1.Hj. 2.Hj.	1.Hj. 2.Hj.	1.Hj. 2.Hj.	1.Hj. 2.Hj.	1.Hj. 2.Hj.	1.Hj. 2.Hj.	1.Hj. 2.Hj.	1.Hj. 2.Hj.	1.Hj. 2.Hj.	
Hyundai	Hyundai	I30 (Arnejs)	J3	FQ	FD									
Hyundai	Hyundai	I30 (Arnejs)	J4	FQ							FD-2			
Hyundai	Hyundai	I30 Cabriolet	J3	FQ	FD cc									
Hyundai	Hyundai	I30 Cabriolet	J4	FQ								FD-2 cc		
Hyundai	Hyundai	Tuscan/Tiburon/Coupé	BK	FL	BK									
Hyundai	Hyundai	Tuscan/Tiburon/Coupé	BK (neu)	FL				ZK				BK-2		
Hyundai	Hyundai	Sports Car	BK	FL										
Hyundai	Hyundai	Matrix/Lavita	J3	FQ										
Hyundai	Hyundai	Matrix/Lavita	J4	FQ								JC-2		
Hyundai	Hyundai	Tucson	J3	FQ	JM (entspricht Kia Sportage)									
Hyundai	Hyundai	Tucson	J3	FQ			BM							
Hyundai	Hyundai	Small CUV	J3	FQ	AM									
Hyundai	Hyundai	Small CUV	J4	FQ								AM-2		
Hyundai	Hyundai	Starex/Satellite/H1	Starex	FL	TQ (MPV basiert auf Avante/Lantra)									
Hyundai	Hyundai	Starex/Satellite/H1	Starex	FL								TQ-2		
Hyundai	Hyundai	Sonata/Sonica	Y3	FQ	NF									
Hyundai	Hyundai	Sonata/Sonica	Y4	FQ		YF								
Hyundai	Hyundai	Sonata/Sonica	Y4	FQ								YF-2		
Hyundai	Hyundai	XG/Grandeur XG/Azera	Y3	FQ	TG									
Hyundai	Hyundai	XG/Grandeur XG/Azera	Y4	FQ				HG						
Hyundai	Hyundai	Limousine	Y4	FQ		SG								
Hyundai	Hyundai	Limousine	Y4	FQ								SG-2		
Hyundai	Hyundai	Carens (C-MPV)	J3	FQ		SO (MPV produced in CZ)								
Hyundai	Hyundai	Carens (C-MPV)	J4	FQ								SO-2		
Hyundai	Hyundai	"Sport Limousine"	BH	FL		RK								
Hyundai	Hyundai	Equus/Centennial	Proudia	FLF	LZ (identisch mit Mitsubishi Proudia)									
Hyundai	Hyundai	Equus/Centennial	BH	FL	BHL									
Hyundai	Hyundai	Equus/Centennial	BH (neu)	FL								BHL-2		
Hyundai	Hyundai	Dynasty	BH	FL	BH									
Hyundai	Hyundai	Dynasty	BH (neu)	FL							BH-2			
Hyundai	Hyundai	Trajet	Y3	FQ	FO (Minivan basiert auf Sonata)									
Hyundai	Hyundai	Trajet	Y3	FQ		PO (Minivan basiert auf Sonata)								
Hyundai	Hyundai	Trajet	Y4	FQ								PO-2		
Hyundai	Hyundai	Entourage	Y3	FQ	EP									
Hyundai	Hyundai	Entourage	Y4	FQ				EP-2						
Hyundai	Hyundai	Veracruz	Y3	FQ	EN									
Hyundai	Hyundai	Veracruz	Y4	FQ								EN-2		
Hyundai	Hyundai	Medium SUV	Y3	FL		RM								
Hyundai	Hyundai	Santa Fe	Y3	FQ	CM									
Hyundai	Hyundai	Santa Fe	Y4	FQ				CM-2						
Hyundai	Hyundai	Porter	Minicab	FL	HR									
Hyundai	Hyundai	Porter	Minicab (neu)	FL								HR (neu)		
Hyundai	Hyundai	Libero ?	Minicab	FL	SR (neu) - Middle & Large Size Truck									
Hyundai	Hyundai	Bus (middle & large size)	L300 (neu)	FL										
Kia	Kia	Morning/Picanto	MX	FQ	SA (Chinese Production)									
Kia	Kia	Morning/Picanto	MX	FQ		PA								
Kia	Kia	B-MPV	TB	FQ		YN								
Kia	Kia	B-MPV (neu)	TB	FQ								YN-2		
Kia	Kia	Rio / neu Pride	LC	FQ	JB									
Kia	Kia	Rio / neu Pride	LC (neu)	FQ		UB (UBe = neu Pride economy)								UB-2
Kia	Kia	Cerato	J3	FQ	LD (Successor of Spectra/Sephia)									
Kia	Kia	Cerato	J3	FQ		TD								
Kia	Kia	Cerato	J4	FQ								TD-2		
Kia	Kia	Limousine	J3	FQ	VG									
Kia	Kia	Limousine	J4	FQ								VG-2		
Kia	Kia	Cee'd	J3	FQ	ED (Cerato Hatchback in Slovakia)									
Kia	Kia	Cee'd	J4	FQ								ED-2		
Kia	Kia	Carens/X-Trek	J3	FQ	UN									
Kia	Kia	Carens/X-Trek	J4	FQ				UN-2						
Kia	Kia	Lotze (Optima)	Y3	FQ	MG									
Kia	Kia	Lotze (Optima)	Y3	FQ			TF							TF-2
Kia	Kia	Lotze (Optima)	Y4	FQ										
Kia	Kia	Opirus/Amanti	Y3	FQ	GH (basiert auf Hyundai XG / Grandeur XG)									
Kia	Kia	Opirus/Amanti	Y3	FQ		CH								
Kia	Kia	Opirus/Amanti	Y4	FQ								CH-2		
Kia	Kia	Carnival	Y3	FQ	VQ									
Kia	Kia	Carnival	Y4	FQ				VO-2						
Kia	Kia	XK Limousine	Y3	FL		XK								
Kia	Kia	XK Limousine	Y4	FL										XK-2
Kia	Kia	Sportage	J3	FQ	KM (entspricht Hyundai Tucson)									
Kia	Kia	Sportage	J4	FQ				SL						
Kia	Kia	Sorento	BL	FL	BL									
Kia	Kia	Sorento	BL-2	FL		XM								
Kia	Kia	Sorento	BL-2	FL										XM-2
Kia	Kia	Sorento LWB	BL	FL	HM									
Kia	Kia	Sorento LWB	BL-2	FL								HM-2		
Kia	Kia	Premium RV (Mesa)	ES	FL			ES							
Kia	Kia	Bongo	FL	PU										
Kia	Kia	Bongo	FL					LU						
Kia	Kia	Mojave Pickup	Bongo	FL					DU					
PSA	Citroen	C1	PF1	FQ	B0 (Coproduktion mit Toyota)									
PSA	Citroen	C1	PF1	FQ								B0 (neu)		
PSA	Citroen	C2	PF1	FQ	A6									
PSA	Citroen	C2	PF1	FQ				A55						
PSA	Citroen	C3	PF1	FQ	A3 (facelift)									
PSA	Citroen	C3	PF1	FQ		A5 (3dr: A50 / 5dr: A51)								
PSA	Citroen	C3	PF1	FQ								A5 (neu)		

Group	Marke	Modell	Platform	Motor	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	
					1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	2.Hj.	1.Hj.	
PSA	Citroen	B-MPV (C3 Minivan)	PF1	FQ			A58							
PSA	Citroen	B-MPV (C3 Minivan)	PF1	FQ										A58 (neu)
PSA	Citroen	Pluriel	PF1	FQ	A42						no successor			
PSA	Citroen	Berlingo	PF2	FQ	B9									B9 (neu)
PSA	Citroen	Berlingo	PF2	FQ										
PSA	Citroen	Xsara	ZX/306	FQ										
PSA	Citroen	C4	PF2	FQ	B5 (3dr: B50 / 5dr: B51/ estate: B52)									
PSA	Citroen	C4	PF2	FQ					B5 (neu)					
PSA	Citroen	C4 Picasso	PF2	FQ	B58									
PSA	Citroen	C4 Picasso	PF2	FQ							B58 (neu)			
PSA	Citroen	C5	PF3	FQ	X7 (Limousine: X71 / estate: X72)									
PSA	Citroen	C5	PF3 (neu)	FQ								X7 (neu)		
PSA	Citroen	C6	PF3	FQ	X6							X6 (neu)		
PSA	Citroen	C6	PF3	FQ										
PSA	Citroen	C-Crosser	GS/GS+	FQ	X-Cross entspricht Mitsubishi Outlander/Airtrek									
PSA	Citroen	C-Crosser	GS/GS+	FQ								X-Cross (neu)		
PSA	Citroen	C8	V (PSA/Fiat)	FQ	V3									
PSA	Citroen	C8	V (PSA/Fiat)	FQ		H8								
PSA	Citroen	Jumpy	U (PSA/Fiat)	FQ	G9									
PSA	Citroen	Jumpy	U (PSA/Fiat)	FQ								G9 (neu)		
PSA	Citroen	Minicargo	A (PSA/Fiat)	FQ										
PSA	Citroen	Minicargo	A (PSA/Fiat)	FQ										A18/A19 (neu)
PSA	Citroen	Jumper	U5 (PSA/Fiat)	FQ	U5									
PSA	Citroen	Jumper	U5 (PSA/Fiat)	FQ								U5 (neu)		
PSA	Peugeot	107	PF1	FQ	B0 (Coproduktion mit Toyota)									
PSA	Peugeot	108	PF1	FQ							B0 (neu)			
PSA	Peugeot	1007	PF1	FQ	A08									
PSA	Peugeot	1008	PF1	FQ					A08 (neu)					
PSA	Peugeot	206	FQ	T1 (3dr: T10 / 5dr: T11)										
PSA	Peugeot	207	PF1	FQ	A7 (3dr: A70 / 5dr: A71)									
PSA	Peugeot	208	PF1	FQ						A7 (neu)				
PSA	Peugeot	207 CC	PF1	FQ	A76 (Coupé/Cabrio)									
PSA	Peugeot	208 CC	PF1	FQ						A76 (neu)				
PSA	Peugeot	Partner	PF2	FQ	B9									
PSA	Peugeot	Partner	PF2	FQ								B9 (neu)		
PSA	Peugeot	308	PF2	FQ	T7 (3dr: T70 / 5dr: T71)									
PSA	Peugeot	309	PF2 (neu)	FQ								T7 (neu)		
PSA	Peugeot	308 CC	PF2	FQ	T76 (Coupé/Cabrio)									
PSA	Peugeot	309 CC (neu)	PF2 (neu)	FQ								T76 (neu)		
PSA	Peugeot	PF2 AWD	PF2	FQ	T84 (allrad/SUV ?)									
PSA	Peugeot	PF2 AWD	PF2 (neu)	FQ								T84 (neu)		
PSA	Peugeot	3008	PF2	FQ			T87 (MPV)							
PSA	Peugeot	3009	PF2 (neu)	FQ										T87 (neu)
PSA	Peugeot	407	PF3	FQ	D21 (Limousine)									
PSA	Peugeot	408	PF3	FQ			D21 (neu)							
PSA	Peugeot	407 SW	PF3	FQ	D22 (estate)									
PSA	Peugeot	407 CC	PF3	FQ	D26 (Coupé/Cabrio)									
PSA	Peugeot	408 CC	PF3	FQ					D26 (neu)					
PSA	Peugeot	607	FQ	Z9										
PSA	Peugeot	608	PF3	FQ		W31								
PSA	Peugeot	609	PF3	FQ										W31 (neu)
PSA	Peugeot	4007	GS/GS+	FQ	X-Cross entspricht Mitsubishi Outlander/Airtrek									
PSA	Peugeot	4007	GS/GS+	FQ								X-Cross (neu)		
PSA	Peugeot	807	V (PSA/Fiat)	FQ	V2									
PSA	Peugeot	808	V (PSA/Fiat)	FQ	V									
PSA	Peugeot	Expert	U (PSA/Fiat)	FQ	G9									
PSA	Peugeot	Expert	U (PSA/Fiat)	FQ								G9 (neu)		
PSA	Citroen	Minicargo	A (PSA/Fiat)	FQ	A18/A19 (Coprojekt mit FIAT)									
PSA	Citroen	Minicargo	A (PSA/Fiat)	FQ										A18/A19 (neu)
PSA	Peugeot	Boxer	U5 (PSA/Fiat)	FQ	U5									
PSA	Peugeot	Boxer	U5 (PSA/Fiat)	FQ								U5 (neu)		
Renault	Renault	Twingo	B	FQ	C44									
Renault	Renault	Twingo	B	FQ										C44 (neu)
Renault	Renault	Clio	B-Renault	FQ	X85 (B85; 3 Türig; C85: 5 Türig; L85: Limousine)									
Renault	Renault	Clio	B	FQ								X85 (neu)		
Renault	Renault	Modus	B-Renault	FQ	J77 / R77									
Renault	Renault	Modus	B	FQ					J77 / R77 (neu)					
Renault	Renault	Kangoo	B-Renault	FQ	X61									X61 (neu)
Renault	Renault	Megane	C-Renault	FQ	X84 (B84: 3 Türig; C84: 5 Türig; L84: Limousine; K84: estate; E84: Coupé/Cabrio)									
Renault	Renault	Megane	C	FQ	X95 / L38									
Renault	Renault	Megane	C (neu)	FQ										X95 (neu)
Renault	Renault	Megane Scenic	C-Renault	FQ	J84									
Renault	Renault	Megane Scenic	C	FQ		J95								
Renault	Renault	Megane Scenic	C (neu)	FQ										J95 (neu)
Renault	Renault	Koleos	C-Nissan	FQ	P32M / X49									
Renault	Renault	Koleos	C	FQ								P32M / X49 (neu)		
Renault	Renault	Laguna	D	FQ	X91 (C91: 5 Türig; K91: estate)									
Renault	Renault	Laguna	D (neu)	FQ										X91 (neu)
Renault	Renault	Vel Satis	M2S	FQ	X73		no successor							
Renault	Renault	Space Crossover	D-Renault	FQ				R96						
Renault	Renault	Espace	M2S	FQ	J81									
Renault	Renault	Scenic Plus	D-Renault	FQ		J96								
Renault	Renault	Scenic Plus	D	FQ										J96 (neu)
Renault	Renault	Espace Korea	D-Renault	FQ										
Renault	Renault	Trafic	X83	FQ	X83 (entspricht zu Nissan Primastar)									
Renault	Renault	Trafic	X83 (neu)	FQ			X83 (neu)							
Renault	Renault	Master	X71	FQ	X62									
Renault	Nissan	Moco	Alto	FQ	MG21S									
Renault	Nissan	Moco	Alto	FQ								MG21S (neu)		

Group	Marke	Modell	Platform	Motor	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	
					1.Hj 2.Hj	1.Hj 2.Hj	1.Hj 2.Hj	1.Hj 2.Hj	1.Hj 2.Hj	1.Hj 2.Hj	1.Hj 2.Hj	1.Hj 2.Hj	1.Hj 2.Hj	
Renault-	Nissan	Small Car	A	FQ		X02A								
Renault-	Nissan	Small Car	A	FQ									X02A (neu)	
Renault-	Nissan	Micra/March	B-Nissan	FQ	K13									
Renault-	Nissan	Micra/March	B	FQ							K13 (neu)			
Renault-	Nissan	Cube	B-Nissan	FQ	Z12									Z12 (neu)
Renault-	Nissan	Cube	B	FQ										
Renault-	Nissan	Platina / Latio	X65	FQ	L65 (entspricht Renault Clio / Clio Limousine)									
Renault-	Nissan	Platina / Latio	B-Renault	FQ		X85								
Renault-	Nissan	Tiida	B-Nissan	FQ	X11C									
Renault-	Nissan	Tiida	B	FQ		X11C (neu)								
Renault-	Nissan	Note / Tone	B-Nissan	FQ	X11E ("Nissan Tone" in Europe - entspricht Renault Modus)									
Renault-	Nissan	Note / Tone	B	FQ		X11E (neu)								
Renault-	Nissan	Kubistar	B-Renault	FQ	X61 (entspricht Renault Kangoo)									
Renault-	Nissan	Kubistar	B	FQ										X61 (neu)
Renault-	Nissan	Livina	B-Nissan	FQ	X11J									
Renault-	Nissan	Livina	B	FQ							X11J (neu)			
Renault-	Nissan	Bluebird	B-Nissan	FQ	L11K (Australia: Pulsar)									
Renault-	Nissan	Bluebird	B	FQ			L11K (neu)							
Renault-	Nissan	Tsuru	MS	FQ	GS / HS (Mexican production - sold under the name of "Sentra" in South America)									
Renault-	Nissan	Sentra	C-Nissan	FQ	L32H (Mexican production - sold under the name of "Sentra" in South America)									
Renault-	Nissan	Sentra	C	FQ				L32H (neu)						
Renault-	Nissan	Quashqai	C-Nissan	FQ	P32L / HA45									
Renault-	Nissan	Quashqai	C	FQ							P32 / HA45 (neu)			
Renault-	Nissan	Windroad/Pulsar Wagon	C-Nissan	FQ	W11D									
Renault-	Nissan	Windroad/Pulsar Wagon	C	FQ										W11D (neu)
Renault-	Nissan	Lafesta	C-Nissan	FQ	J32B									
Renault-	Nissan	Lafesta	C	FQ				J32B (neu)						
Renault-	Nissan	X-Trail	C-Nissan	FQ	P32E (entspricht Mégane SUV)									
Renault-	Nissan	X-Trail	C	FQ							P32E (neu)			
Renault-	Nissan	Rogue	C-Nissan	FQ	P32K									
Renault-	Nissan	Rogue	C	FQ							P32K (neu)			
Renault-	Nissan	Serena	C-Nissan	FQ	J32J									
Renault-	Nissan	Serena	C	FQ				J32 J (neu)						
Renault-	Nissan	Presage	D-Nissan	FQ	TQ (neu)									
Renault-	Nissan	Presage	D	FQ										TO (neu)
Renault-	Nissan	Altima	D-Nissan	FQ	L42A									
Renault-	Nissan	Altima	D	FQ							L42A (neu)			
Renault-	Nissan	Altima Coupé	D-Nissan	FQ	D42A									
Renault-	Nissan	Altima Coupé	D	FQ							D42A (neu)			
Renault-	Nissan	Maxima	FFL	FQ	L41C									
Renault-	Nissan	Maxima	D-Nissan	FQ		L41C (neu)								
Renault-	Nissan	Maxima	D	FQ										L41C (neu)
Renault-	Nissan	Teana	FFL	FQ	L41F									
Renault-	Nissan	Teana	D-Nissan	FQ	W41A									
Renault-	Nissan	Teana	D	FQ										W41A (neu)
Renault-	Nissan	Murano	FFL	FQ	TT									
Renault-	Nissan	Murano	D-Nissan	FQ		P14B								
Renault-	Nissan	Murano	D	FQ										P14B (neu)
Renault-	Nissan	Quest	D-Nissan	FQ	J41D									
Renault-	Nissan	Quest	D	FQ										J41D (neu)
Renault-	Nissan	Crew	FR-L	FL	K31									
Renault-	Nissan	Crew	FR-L (neu)	FL		K32								
Renault-	Nissan	Stagea	FR-L (neu)	FL	M36									
Renault-	Nissan	Stagea	FR-L (neu)	FL							M36 (neu)			
Renault-	Nissan	Skyline	FR-L (neu)	FL	L53A									
Renault-	Nissan	Skyline	FR-L (neu)	FL							L53A (neu)			
Renault-	Nissan	Skyline Coupe	FR-L (neu)	FL	D53A							D53A (neu)		
Renault-	Nissan	Skyline Coupe	FR-L (neu)	FL								D53A (neu)		
Renault-	Nissan	Fairlady Z / 350Z	FR-L	FL	Z33 / RZ33 (Roadster)									
Renault-	Nissan	Fairlady Z / 350Z	FR-L (neu)	FL		Z34 / RZ34 (Roadster)								
Renault-	Nissan	Fuga	FR-L	FL	L52F (entspricht Infiniti M45)									
Renault-	Nissan	Fuga	FR-L (neu)	FL		Y36								
Renault-	Nissan	Cima	FRL	FL	F50									
Renault-	Nissan	President	FR-L	FL	L51B									
Renault-	Nissan	President	FR-L (neu)	FL		L51B (neu)								
Renault-	Nissan	Elgrand	Caravan	FL	E51									E52
Renault-	Nissan	Elgrand	Caravan	FL										
Renault-	Nissan	Caravan	Caravan	FL	E25 (entspricht Isuzu Como)									
Renault-	Nissan	Caravan	Caravan	FL		E26								
Renault-	Nissan	Caravan	Caravan	FL										E26 (neu)
Renault-	Nissan	Patrol/Safari	QZ / F-Alpha	FL	W61C									
Renault-	Nissan	Patrol/Safari	QZ / F-Alpha (neu)	FL										W61C (neu)
Renault-	Nissan	X-Terra	QZ / F-Alpha	FL	N61B (entspricht Nissan Pathfinder, Armada and Infinity QX56)									
Renault-	Nissan	X-Terra	QZ / F-Alpha (neu)	FL		N61B (neu)								
Renault-	Nissan	Pathfinder / Armada	QZ / F-Alpha	FL	P61B (entspricht Nissan Armada, X-Terra and Infinity QX56)									
Renault-	Nissan	Pathfinder / Armada	QZ / F-Alpha (neu)	FL		P61B (neu)								
Renault-	Nissan	Hardbody	QZ / F-Alpha	FL	W61B									
Renault-	Nissan	Hardbody	QZ / F-Alpha (neu)	FL										W61B (neu)
Renault-	Nissan	Titan	QZ / F-Alpha	FL	W61D (entspricht Nissan Frontier, Terrano Pickup)									
Renault-	Nissan	Titan	QZ / F-Alpha (neu)	FL		W61D (neu)								
Renault-	Nissan	Frontier / Navara	QZ / F-Alpha	FL	H61B (entspricht Nissan Titan, Terrano Pickup)									
Renault-	Nissan	Frontier / Navara	QZ / F-Alpha (neu)	FL		H61B (neu)								
Renault-	Nissan	Vanette	NC	FQ	C22									
Renault-	Nissan	Vanette	NC (neu)	FQ							C22 (neu)			
Renault-	Nissan	Primastar	X83	FQ	X83									
Renault-	Nissan	Primastar	X83 (neu)	FQ							X83 (neu)			
Renault-	Nissan	Cabstar	FL											
Renault-	Nissan	Atlas	Atlas	FL										
Renault-	Infiniti	FX35 / FX45	FFL	FQ	TF									
Renault-	Infiniti	FX35 / FX45	D-Nissan	FQ		P52D								
Renault-	Infiniti	FX35 / FX45	D	FQ										P52D (neu)
Renault-	Infiniti	G35	FR-L (neu)	FL	L53A									
Renault-	Infiniti	G35	FR-L (neu)	FL							L53A (neu)			

Sachwortverzeichnis

- 1-Lenker-Aufhängung 394
2-Lenker-Aufhängung 394
2-Punkt-Lenker 294 f., 393
3D-CAD-Software 476
3D-Modellierung, Software 476 f.
3-Lenker-Aufhängung 394
3-Punkt-Lenker 296 ff., 394
4-Lenker-Aufhängung 394
4-Punkt-Lenker 394
4-Stempelanlage 469
5-Lenker-Aufhängung 394
- A**
- Abdichtung, dynamische 309
–, statische 309
Abklingkonstante 98
Abklingkurve 376
Abrollgeräusch 57, 372
Abstand, kurzer 401
Abstand, langer 401
Abstimmung 490
ABS-Ventilkonfiguration 180
ACC Stop&Go 548
Achsantrieb der Zukunft 560
Achsdifferenzial, elektronisch geregeltes 495
Achse 383 ff.
–, virtuelle 406
Achsgetriebe 151 ff.
– zur Quermomentverteilung 496
Achskörper 386, 388
Achslastverlagerung 162
Achslastverschiebungen 67
Achsmodul 383
Achsrückstellkräfte 225
Achsschenkel 325
Achsträger 321 ff., 383
Achsträgerlager 439 f.
Achstypen, Konstruktionskatalog 415 f.
–, zukünftige 417
Ackermann-Bedingung 88
Active Body Control (ABC) 533 f., 562
Active Cornering Enhancement (ACE) 523
Active Cruise Control (ACC) 567
Active Front Steering 550
Active Geometry Control Suspension (AGCS) 520
Active Rollover Protection (ARP) 186
Active Safety System 569
Active Suspension Control System (ASCS) 523
Active Suspension via Control Arm (ASCA) 536
Active Tilt Control (ATC) 524
Active Tire Tilt Control (ATTC) 525
- Active Yaw Control (AYC) 513
Active-Four-Vierradlenkung 518
ADAMS/Car 458
ADAMS/Flex 459
Adaptive Cruise Control (ACC) 178, 547
Adhäsionsreibung 52
Ad-hoc-Netze 548
Advanced Product Quality Planning (APQP) 455
Aggregatelager 430
Aggregatelagerung 423, 430 f.
Agilität 496
Agilitätssteigerung 496, 505
Aktakon-Algorithmus 534
Aktivfederung 561
Aktivlenkung 209, 215 ff., 505
Aktuatorik 567 f.
Akustik 372
akustische Anregung 437
akustische Entkopplung 428
akustische Güte 427
Allradantrieb 154 f.
Allradlenkung 220 ff.
–, passive 222
Amplitudendichte, spektrale 422
Änderungshäufigkeit 456
Anfahrrabstüzwinkel 66
Anfahrnickausgleich 66 f.
Anfahrverhalten 128, 138
Anhängerbetrieb 144
Anregungsfrequenz 437
Anregungssignal 74
Anschlag, hydraulisch-mechanischer 276
Anti-Blockiersystem (ABS) 158, 182, 546
–, Regelbereich 182
–, Regelungsphasen 183
Antrieb, achsparalleler 212
Antriebskonzept, Variation 113
Antriebsschlupf 58
Antriebsschlupfregelung (ASR) 158, 184
Antriebsstrang 151
Antriebsstrangwirkungsgrad 52
Antriebssysteme 511 ff.
Aquaplaning 371 f.
ASIL-Standard 502
Assistenzsysteme 573
Aufbaubeschleunigung 280
–, spektrale Dichte der 82
Aufbaudämpfung, Variation der 81
Aufbaueigenfrequenz 260
Aufbaufeder 67 ff.
Aufbaufederrate 55

- Aufbaufedersteifigkeit, Variation der 80
 Aufbaustabilisierung 254
 Auflaufbremse 272
 Aufstandsfläche 350
 Ausfallverteilung 336
 Ausfedergeschwindigkeit 282
 Ausgleichbehälter 173
 Auslenkung, kardanische 438
 Außentrommelprüfstand 373
 Ausweichmanöver, vollautomatisiertes 226
 AUTOSAR 507
 Axialanschlag 440
 Axialgelenk, Aufbau 201
 Axialgelenke 203
 Axialsteifigkeit 440, 443
- B**
 Balg 264
 Basistool ABE 477
 Bauraum „Package“ 484
 Bauraummodell 484
 Baustufenfahrzeug 483
 Bauteilfestigkeit 336
 Bauteilkonstruktion 483
 Bauteillebensdauer 428
 Bauteilprüfung 340
 Berechnungsmodelle 338
 Berganfahrhilfe 516
 Beschleunigungssensor 186
 Beschleunigungswiderstand 45 f.
 Betriebs-Bremsanlage (BBA) 158
 Betriebsfestigkeit 336
 Betriebsfestigkeitssimulation 474
 Betriebslebensdauer 337
 Betriebsstrategien 155
 Bewegung, ebene 395
 Bewegung, räumliche 395
 Bewegung, sphärische 395
 „Biologisches Wachstum“ 446
 Blattfeder 227 f.
 –, Formgebung 250
 –, Kunststoff- 404
 – mit linearer Kennlinie 228
 Blattfederführung 387
 Blattfederkonstruktion 229
 Bodenaufstandsfläche 354
 Bodenventil 279
 Brake-by-wire 540 ff.
 Breitreifen 368
 Bremsabstützwinkel 66
 Bremsanlage, Arten 158 ff.
 –, Auslegung 160 ff.
 Bremsassistent 178 ff., 546 f.
 –, elektronischer, (EBA) 178
 –, hydraulischer 178, 515
 –, mechanischer, (MBA) 178
 Bremsbeläge 169
 Bremsdruckaufbau 163
 –, vorgesteuerter 516
 Bremsdynamik 163 f.
 Bremse, elektrohydraulische, (EHB) 187, 540 f.
 Bremse, elektromechanische, (EMB) 189
 –, Keil- 543 f.
 –, Radial- 542 f.
 –, Zukunft 561
 – von Teves, elektromechanische 541
 Bremsen auf μ -Split 140
 – in der Kurve 115
 –, regeneratives 163
 Bremsenfading 179
 Bremsenregelung der ASR (BASR) 184
 Bremsflüssigkeit 172
 Bremskoeffizient 162
 Bremskräfte 66, 161
 Bremskraftübertragung 162
 Bremskraftverstärker 172
 –, aktiver 172
 –, Hydraulik- 173
 –, Unterdruck- 172
 –, Unterstützung 179
 Bremskraftverteilung 66, 160
 –, elektronische, (EBV) 158, 184, 546
 Bremskreisaufteilung, diagonale 159
 –, Vorder-/Hinterachs- 159
 Bremsleitung 171
 Bremsmoment 162 f.
 Bremsnickausgleich 65 f.
 Bremspedalcharakteristik 160, 176
 Bremspedalmodul 175
 Bremspotenzial 367
 Bremsregelsystem, elektronisches 178 ff.
 Bremsrohrleitungen 171
 Bremsrubbeln 171, 444
 Bremssattel 164 f.
 Bremssattelhalter 344
 Bremsscheiben 168 f.
 –, Modifikation 343
 –, Reinigungsmodul 516
 –, Schirmung 168
 –, schwimmend gelagerte 168
 –, Werkstoffe 168
 Bremsschlauch 171
 Bremsschlauchleitungen 171
 Bremsschlupf 58
 Bremssystem 157 ff., 514 ff.
 –, erweitertes Stabilitäts-, (ABSplus) 184
 –, Komponenten 164 ff.
 Bremstrommel, Werkstoffe 170
 Bremsverhalten 128, 138
 Buchse, hydraulisch dämpfende 436 ff.
 Bussysteme 503
- C**
 CAD-Modell 457 f., 484
 CAN-Bus 503
 Car-to-car-Kommunikation 567

- CASE-Modell 509
CASE-Tools 509
CDTire 65
Change Management 455
Chassis, selbstfahrendes 571 f.
Check Points 449
CO₂-Reduzierung 557
Cobapress 299
Compositwerkstoffe 561
Computer Aided Engineering (CAE) 457
Continuous Damping Control (CDC) 528
Cordgewebe 350
corner 383
Cornering-Stiffness 356
Crash Prediction 569
Crashanforderungen 206
Crashkompatibilität 177
Crashphasen 207
Crashsimulation 206, 464
Crashsystem, adaptives 209
- D**
Dachwinkel 397
Dämpfer, ERF- 285
–, lastabhängiger 261
–, MRF- 285 f.
–, variabler 499
Dämpferbein 407
–, Aufhängung 394
Dämpfergelenk 277
Dämpferkennlinien 269
Dämpferkonstante 69
Dämpferlager 280, 441
Dämpferregelung, integrierte 285
Dämpfkräfteberechnung 274
Dämpfung 266 ff., 428, 506
–, amplitudenselektive 279 f.
–, breitbandige 437
–, frequenzabhängige 444
–, frequenzselektive 430
–, hubabhängige 278 f.
–, hydraulische 433
–, lastabhängige 286 f.
–, semiaktive 281 ff.
–, Zukunft 561
Dämpfungsbandbreite 281
Dämpfungsbeiwerte 56
Dämpfungseigenschaft 421
Dämpfungsmaß 267
Dämpfungssystem 528 ff.
–, adaptives, 528
–, adaptives, (ADSII) 529
–, semi-aktive 528
Dämpfungsvermögen 276
Dauer-Bremsanlage (DBA) 158
Dauerfestigkeit 373
De-Dion-Achse 387
Definitionsphase 455 f.
- Deformationswellenbildung 37
Dehnung 248
Deichselachse 389
design freeze 491
Diagonalreifen 349
Dichte, spektrale 72 f.
Dichtring 200
Dichtsitz 201
Dichtsystem 308
Dichtung 330
Diebstahlschutz, elektronischer 205
Differenzial 151
Differenzialsperre 494
–, elektronische 515
Differenzwinkeleinheit 215 f.
Digital Mock Up (DMU) 449, 476 f.
Distanzassistenz 547
Domäne 121, 149, 493
–, Längsdynamik 121
–, Querdynamik 121 f.
–, Vertikaldynamik 122
Domänenaufteilung 493
Doppelfaltenbalg 310
Doppelhülsengelenk 320
Doppelkopfbieger 252
Doppelquerlenker 401
Doppelritzelantrieb 211
Double Wishbone Axle 400
Drehgelenk 319
Drehmomentsensor 213
Drehmomentstütze 430
Drehschubgelenk 320 f.
Drehstabfeder 229
–, Formgebung 250
Drehzahlausgleich 151
Dreieckfeder 227
Dreieckslenker 394
Driving Chassis 571
Druckanschlag 275
–, elastischer 277
–, wegabhängiger 277
Druckbegrenzungsventil 268, 271
Drucksensor 187
Druckwiderstand 43
drum-in-hat 170
Duktilität 248
Durchhärtung 248
Dynamic Drive 521
- E**
Echtzeitfahrzeugmodell 510
eCorner-Modul 419
Eigenfrequenzanalyse 464
Eigenfrequenzen 68
Eigenlenkgradient 100, 142
Eigenlenkverhalten 78, 92
Eigenschaft, viskoelastische 428
Einfederung, querkraftfreie 239

- Einflussanalyse 485
 Einlauflänge 356
 Einparkassistenz 551 ff.
 Einparkvorgang 552 f.
 Einrohrdämpfer 270 ff.
 Einschlagwinkel 198
 Einspurmodell, einfaches 89
 –, erweitertes 94
 –, erweitertes lineares 95
 –, nichtlineares 96
 Einwirkdauer 84
 Einzelradaufhängung 384, 393 ff.
 –, Doppelquerlenker- 400
 –, Federbein- 407 ff.
 –, Hinterachse 413 ff.
 –, Kinematik 393
 –, Längslenker- 395 f.
 –, Mehrlenker- 402
 –, Pendellenker- 395
 –, Quer- 395
 –, Schräglenger- 395, 397
 –, Schraublenker- 398
 –, Vorderachse 410 ff.
 –, Zentrallenker- 399
 – mit einem Lenker 395 ff.
 – mit drei Lenkern 399 ff.
 – mit fünf Lenkern 405
 – mit vier Lenkern 402 ff.
 – mit zwei Lenkern 398
 Einzelradlenkung 226
 Einzelteilungsfehler 332
 Elastokinematik, Auslegung 475
 –, Modell 475
 –, Optimierung 480
 elastokinematische Tests 467
 Elastomer 428 f.
 –, Bauteil 428
 –, Kennlinie 428
 –, Tilger 425
 –, Werkstoffe 421
 –, Werkstoffverhalten 445
 Electrical Active Body Control (eABC) 536
 Elektrolenkung 497 f.
 Elektrotouchlackierung 253
 E-Link 405
 Emissionssenkung 570
 Energieabsorption 204
 Energiebedarf 49 ff.
 Ermüdungslaufzeit 337
 Ermüdungslebendsdauer 336 ff.
 Erregeramplitude 83
 Erregerbeschleunigung 83
 Erregerschwingungen 81
- F**
 F300 Life-Jet 524
 F400 Carving 525
 face lift 491
- Fahrbahn, nasse 41
 –, plastische 40
 –, unebene 40
 Fahrbahnoberfläche, inhomoge 117
 Fahrbahnunebenheiten 70
 Fahrdynamik 35, ff., 114 ff.
 Fahrdynamikregelsysteme 118, 345
 Fahrdynamikregelung 503
 Fahrdynamiksimulation 359, 466, 509
 Fahren, autonomes 572 f.
 –, vorausschauendes 568 ff.
 Fahrerassistenzsysteme 118, 545 ff.
 Fahrgeschwindigkeit, Variation 105
 Fahrgeschwindigkeitsregler 547
 Fahrkomfort 137, 146, 421 ff.
 Fahrkomfortregelsysteme 118
 Fahrmanöver 124 f.
 –, Standard- 467
 –, Systematik 125 f.
 Fahrschemel 383
 Fahrschemellager 439
 Fahrstabilisierungsfunktionen 217
 Fahrstabilität 95
 Fahrstabilität und Kurshaltung 140
 Fahrverhalten 86 f., 122 ff., 347
 –, Beurteilung 123
 –, Beurteilung, objektive 137
 –, Beurteilung, subjektive 128
 Fahrwerk, aktives 505
 –, Bestandteile 149 ff.
 –, funktionelle Struktur 14 f.
 –, modulare Struktur 150
 –, vorausschauendes 566
 Fahrwerkentwicklung 449 ff.
 –, Ablaufplan 453
 Fahrwerkklager, schaltbares 444
 Fahrwerklenker, Herstellverfahren 292
 Fahrwerkregelsysteme 118 ff.
 –, elektronische 493 ff.
 –, Simulation 508 ff.
 Fahrwerksakustik 421
 Fahrwerkslager, elastomeres 421
 Fahrwerkslenker, Werkstoffe 291
 Fahrwerksregelungssysteme, Vernetzung 562
 Fahrwerkstabilisierung (AFS), aktive 523
 Fahrwerksysteme, elektronische 561 ff.
 –, mechatronische 511 ff.
 Fahrwiderstand 35 ff.
 Fahrwiderstandsleistung 50
 Fahrzeugbeladung 119
 Fahrzeugmodellierung 89 ff.
 Fahrzeugsensorik 566
 Fahrzeugverzögerung 161
 Fahrzeugzustandsdaten 569
 Fahrzustandbeurteilung nach Bergmann 93
 Fahrzustandsbeurteilung nach Olley 92
 Fail-Safe-Modus 222
 Fail-Safe-Rückfallebene 224

- Fail-Silent-Modus 223
Faltenbälge 201
Faustsattel 166
– FN 166
– FNR 167
–, kombinierter 167
Feder 226 ff.
–, hydropneumatische 259
–, teiltragende hydropneumatische 261
–, volltragende hydropneumatische 260 f.
Feder-/Dämpferauslegung 119
Federbein 241, 272 ff., 407
–, Aufhängung 394
Federbeinstützlager 280, 441 f.
Federcharakteristik 445
Feder-Dämpfereigenschaften, viskoelastische 36
Federkonstante 67
Federkraft 244
Federrate 244
–, statische 422
Federsteifigkeit 67, 244
–, radbezogene 68
Federteller 243
Federträger 272 ff.
Federübersetzung 68
Federung, hydropneumatische 261 ff.
–, semiaktive 281 ff.
–, Zukunft 561
Federungsarbeit 244
Federungsmodell 73 ff.
–, Einmassen- 74
–, Einspur- 76
–, Dreimassen- 75
–, Zweimassen- 75
–, Zweispur- 77
Federungssystem 226
Federweg 244
Fehlermöglichkeitsanalyse 485
Felgenmaulweite 356
Fertigungstoleranzen 461
Fertigungsverfahren, Simulation 465
Festigkeit 248
Festigkeitsanalyse 463
Festigkeitsprüfung 373
Festsattel 165
Feststell-Bremsanlage (FBA) 158
Feststellbremse 170, 175
Fingerprint, fahrdynamischer 474
Finite Elemente Methode (FEM) 445, 457
–, Software 462 ff.
Flächenträgheitsmoment 229, 237
Flat-Spot-Verhalten 376
Flexkörper-Modell 459
Flexleitungen 172
FlexRay 503, 565
Flüsterreifen 561
FMEA-Methode 485
Formänderungsenergie 236
FPDS (Ford Product Development System) 451
Frequenzlage 445
FTire 65
Führungsge lenk 311 f.
Führungslenker 290
Funktionsarchitektur 506
Funktionsintegration 506 ff.
Fußhebelwerk 174
Fußpunktterregung 74
- G**
Gaspedalmodul 175
Gelenk, homokinetisches 343
–, Systematik 288
Gelenkbewegung 478
Gelenkpunkte 384
Gelenkwinkeldarstellung 478
Geometrie-Messung 376
Geradeausfahrt 137, 144
–, Bremsen bei 139
Geradeauslaufkorrektur 549
Geräusche isolieren 427
–, Maßnahmen gegen 425
Geräuschentwicklung 347
Geräuschisolation 440
Geräuschpegel 423
Geräuschquelle 422 f.
Gesamt Fahrwerk, Eigenschaften 415
Gesamt Fahrwiderstand 46
Gesamt Fahrzeugmodell 508
Gesamt Fahrzeugprüfungen 486
Gesamt federrate 260
Gesamtschlupf 60
Gespannstabilisierung 515
Gesundheitsgefährdung 85
Getriebelager 430
Gewichtsreduzierung 342
„G-G“-Diagramm 563
Gierdämpfung 99, 497
Gierdämpfungsmaß 98
Giereigenfrequenz 98 f.
Giereigenkreisfrequenz, ungedämpfte 101
Gierfreudigkeit 101
Giergeschwindigkeitsabweichung 116
Giermomentabschwächung 515
Giermomentaufbauverzögerung 546
Giermomentenkompensation 218
Gierrate 100
Gierratensor 187, 215
Gierstabilität 115
Gierträgheitsmoment, Variation 106
Gierübertragungsverhalten 49
Gierverhalten 254
Gierverstärkungsfaktor 110, 143
–, stationärer 100
Gierwinkelgeschwindigkeit 90
Glastemperatur 53
Gleichlaufgelenke 156

- Gleiten 53
 Gleitlager 435
 Gleitpartner 436
 Gleitreibwert 57
 Global Chassis Control 190 f.
 Global Chassis Management 344
 Globoidschneckengetriebe 214
 GM Hy-Wire 572
 Gough-Diagramm 356
 Ground-Hook-Regelung 530
 Gummi, Eigenschaften 351 f.
 –, Temperatur 378
 Gummibalg 203
 Gummikontur 431
 –, Gestaltung 439
 Gummilager 315 ff., 434
 –, aktives 443
 –, spurkorrigierendes 319
 –, steifigkeitsschaltbares 443
 Gummi-Metall-Komponenten 421
 Gummi-Metallteile 445
 Gummimischung 443
 Gummitragkörper 426
 Gummiverbundteile 426, 446
- H**
 Haften 53
 Haftriebwert 57
 Halbstarrachse 384, 390
 Haldex 152
 Hall-Sensor 332
 Hardpoints 384
 Hardware-in-the-loop 510
 Harmonische Anregungen 70
 Heizwert 52
 Hilfs-Bremsanlage (HBA) 158
 Hilfslenker 290
 Hilfsrahmen 383
 Hilfsrahmenlager 439 f.
 Hill-hold-Funktion 547
 Hinterachsauflängung, Fünflenker- 406 f.
 Hinterachse, angetriebene 414
 –, Bauarten 413
 –, nicht angetriebene 413
 Hinterachskinematik, aktive 498
 –, aktive, (AGCS) 520
 –, aktive, (AHK) 519
 Hinterachslenkung 220 ff.
 –, aktive 498
 Hinterachsträgerlager 439
 Hinterradlenkung 94, 517 ff.
 –, geregelte 517
 –, lenkwinkelproportionale 517
 Hochdruckspeicher 188
 Hochzeit 384
 hot spot 484
 Hotchkiss-Achse 387
 Hülsengelenk 314 f.
- Hülsenlager 434
 Hybridantrieb 418
 Hybridfahrzeuge 570 f.
 Hydrafalte 532
 hydraulisch/elektronische Regeleinheit (HECU) 179
 Hydrobuchse, axial dämpfende 438
 Hydrolager 421
 Hydrolagerbuchse 437
 Hysteresereibung 52
 Hystereseschleife 429
- I**
 Impulsrad 331
 Independent Suspension 393
 Individualisierung 559
 Innendruck 38
 Innen-Hochdruck-Umformverfahren (IHU) 298
 Innentrommelprüfstand 373
 Integrallenker 403
 IR-Temperaturtechnik 378
- J**
 Jacking Force 399
- K**
 Kalibrierung 435
 Kaltumformung 251
 Kammscher Kreis 62
 Karkasse 350
 Kautschuknetzwerke, partiell thermoreversible 379
 Kavität 362
 Kegelscheibe 203
 Kennfeldmodell 509
 Kerbschlagzähigkeit 248
 Kerbwirkung 247
 Kinematics & Compliance Rig (K&C Rig) 466
 Kinematik, aktive 524
 Kinematik/Elastokinematik 466
 Kinematikkennwerte 478
 Kinematikoptimierung 480
 Kinematikpunkte 478
 kinematische Analyse 477
 kinematische Tests 467
 kinematische Kette 287, 393
 Kippsteifigkeit 338
 Klassierung 473
 Knickkraft 245
 Knicksicherheit 245
 Koexistenz, friedliche 506, 562
 –, kooperative 507
 Kolbenstangenführung 274
 Komponentenprüfungen 486
 Kompressibilität 169
 Konizität 358
 Konstruktion 482
 Kontaktdruck 353
 kontinuierlicher Verbesserungsprozess (KVP) 491
 Konturgebung 440

- Konzeptfahrzeug 483
Konzeptphase 457
Kopflager 441
Koppellenkerachse 391 f.
Körperschalltransferpfade 446
Körperschallübertragung 421, 446
Korrekturfaktor 245
Korrosionsschutz 253
Korrosionswiderstand 248
Kraftfahrzeug-Treibstoffe 61
Kraft-Geschwindigkeits-Diagramm 268
Kraft-Hub-Diagramm 268
Kraftmessfelge 344
Kraftschlussbeiwert 53, 57, 353
Kraftschlussgrenze 93
Kraftschlusspotenzial 357
Kraftstoffverbrauch 50 ff.
Kraftübertragung 52 ff.
– Reifen–Fahrbahn 352 f.
–, Physik 54 ff.
–, vertikale 54 ff.
Kreisfahrt, Beschleunigen aus stationärer 144
–, Bremsen aus stationärer 138
–, stationäre 91
Krempel-Diagramm 62
Kreuzlagenbalg 264
Kriechverhalten 443
Kugelgelenk 234, 301 ff.
–, Aufbau 303
–, Gehäuse 303
–, Systematik 302
Kugelmutterlenkung 193
Kugelschale 307
Kugelstrahlen 252
Kugelzapfen 304
Kundenwert 557 ff.
Kupplung, elastische 204
Kupplungspedalmodul 174
Kurvenfahrt 59
Kurvenfahrt, beschleunigte 116
Kurvenlicht 215
Kurvenstabilität 220
Kurvenverhalten 134, 142
- L**
Lackieren 253
Lager, adaptive 537
–, aktive 537
–, intelligente 537 f.
–, radial dämpfendes 438
Lagerbetriebsspiel 337
Lagerreibung 42
Lagersetzung 435
Lagersystem 305, 537
Lamellenkupplung 155
Längsdifferential 494
Längsdynamik 65 ff., 494 ff.
–, Systeme 511 ff.
- Längshaftung 371
Längslenkerachse 396
Längsmomentverteilung 495
Längsschlupf 357
Längsverteilung 154
Lastdaten am MKS-Modell 471
Lastenkaskadierung 470
Lastfälle, Standard- 468
Lastwechsel 116
– bei Geradeausfahrt 67
–, Reaktion 143
Latschfläche 55
Laufleistung 335
Lebensdauer-Betriebsfestigkeit 464
Lebensdauervorhersage 336
Leichtbauradlagereinheit 342
Leistungsdichtespektrum, Analyse 472
Lenkaktuator 553
Lenkassistenz 548 ff.
Lenkeinschlag, gleichsinniger 95
Lenker, Systematik 287, 289
Lenkerlager 434
Lenkfunktion 87
Lenkgefühl, optimiertes 497
Lenkkinematik 87 f.
Lenkmomentkorrektur, automatische 215
Lenkradaktuator 224
Lenkradverstellung 205
Lenkradwinkelsensor 187
Lenkradzittern 444
Lenkradius, negativer 159
Lenkrückstellverhalten 141
Lenksäule 203 ff.
Lenksäulenantrieb 210
Lenkschloss 204
Lenkstrang 203 ff.
Lenksystem 192 ff.
–, elektrohydraulisches 195 f.
–, Steer-by-wire 222 ff.
Lenkübersetzung 119
–, variable 498
Lenkung, elektromechanische 209 ff.
–, Zukunft 561
Lenkungsauslegung, dynamische 88
–, statische 87
Lenkungsdämpfer 266, 272
Lenkungskonsole 205
Lenkungsrückstellung, aktive 549
Lenkverhalten 87, 134, 140
–, stationäres 142
Lenkwinkelaktuator 215
Lenkwinkelbedarf 91
Lenkwinkelgradient 92
Lenkwinkelkorrektur 217
Lenkwinkelsensor 216
Lenkwinkelsprung 102, 140
Lenkzwischenwelle 204
Leveling-by-wire 544

- Loadmanagement 470
 long spindle 401
 Lüfterwiderstand 37
 Lüftspiel 165
 Luftbeiwert 48
 Luftfeder 257, 259
 –, volltragende 260
 Luftfederbein 265
 Luft-Feder-Dämpfer 561
 Luftfederung 264 f., 561
 Luftschallübertragung 446
 Luftspaltreserve 331
 Luftwiderstand 43
 –, induzierter 43
 –, innere 43
 Luftwiderstandsbeiwert 44
- M**
 Mäandernabe 343
 Magic Formula 65, 359
 Mantelrohr 204
 Masse, ungefederte 69
 McPherson 408, 411
 –, Achse 411 f.
 – mit doppeltem Radträger 412
 Mehrkörpermodell 509
 Mehrkörpersimulation (MKS) 457
 –, Fahrwerksanalyse 460
 –, flexible 459
 –, Modellverifikation 468
 –, Programm 362
 –, Software 458 ff.
 –, Starrkörpermodell 458
 Mehrlenkerachse 403
 Mehrlenkeraufhängung 402
 Mehrpunkt-Lenker 298, 402
 Mehrventildämpfer 284
 Meilensteine 449
 Mensch-Maschine-Schnittstelle (HMI) 174
 Mischreibung 331
 Mitsubishi MIEV 572
 Mittendifferenzial 154
 Modellintegration 509
 Momentanpol 77
 Momentenverteilung 151
 Motorlager 430, 438
 Motorlager, elektrisch schaltbares 433
 –, hydraulisches 433
 Motornickdämpfer 272
 Motorregelung der ASR (MASR) 184
 Motor-Schleppmomentenregelung (MSR) 185
 Motorstuckern 423
 Motorwinkelsensor 216
 Motorwirkungsgrad 52
 Multilenkerachsen 226
 Multi-link Suspension 402
 Multipolencoder 332
 μ -Split 117
- N**
 Nachspur 88
 Nachstellung 167, 170
 Naturkautschuk 443
 Navigationssystem 569
 Nebenfederrate 434
 Nennspannungskonzept 464
 Nickmoment 65
 Nickpol 66
 Niveaausgleich 501
 Niveauregelung 257, 266
 Niveauregulierung 501 f.
 –, hydropneumatische 531
 Niveauregulierungssystem 531 f.
 –, adaptive Federungs- 531
 Niveauwahl 502
 Nivomat 257
 Nivomat-LbW 544
 Nivomatpumpe 262
 Noise, Vibration and Harshness (NVH) 421
 Notlenkeigenschaften 198
 Notlenkmanöver 212, 225
 Notlenksystem, hydrostatisches 225
 NVH 469
- O**
 Oberflächenfehler 247
 Optimised Contact Patch 525
- P**
 Panhardstab 388
 Parabelfeder 227 f.
 Parameteridentifikation 362
 Parameterlenkung 197
 Parameteroptimierung 465
 Parametervariation 79 ff.
 Park Distance Control (PDC) 551
 Parkbremse, elektrische (EPB) 170
 –, elektronische 515
 Parkieren 199
 Parklückenerkennung 551 f.
 Peak Response Time 102
 Pedalwerk, verstellbares 177
 Pendelachse, Quer-/Längs- 398
 Pendelstabilität 146
 Pfeilung 407
 Pfeilungswinkel 397
 Phasengängen 105
 Phasenwinkel 429
 Planetenantrieb 212
 Planschlaggenauigkeit 335
 Planungsphase 455 f.
 Plastifizieren 253
 Pralldämpfer 266
 Product Data Management (PDM) 477
 Produktentstehungsprozess 449 f.
 Produktentwicklungsumgebung, virtuelle, (VPE) 481
 Profildeformation, lokale 54

Profilstollen 59
Profilstollenverformung 59
Progressionsanstieg 440
Projektmanagement 450, 455
Proportionaldämpfer 284
Prüfstandsiteration 489
PSD-Analyse 472
Pulverbeschichtung, elektrostatische 254

Q

Quality Gates 449
Querbeschleunigung 339, 359
Querdynamik 86 ff., 338, 356
Querdynamikregelsysteme 497 ff.
Querdynamiksysteme 516 ff.
Querkraftausgleich 265
Querkraftreduzierung 242
Querkraftschubspannung 245
Querlenkerlagerung, schaltbare 445
Quermomentverteilung 496
Querschlupf 59, 357

R

Rad-, Aufbau- und Wankdämpfung (ASCA) 536
Radaufhängung mit einem Trapezlenker 399
Radaufhängung, Doppelquerlenker- 400
–, zukünftige 417
Radaufstandskraft 260
Radaufstandspunkt 335
Radbremsen 157 ff.
Raddrehzahlsensor 180
–, induktiver (passiver) 181
–, magnetoresistiver (aktiver) 181
Radeigenfrequenz 80
Radersatzmodell 36
Radführung 287 ff.
–, Zukunft 561
Radialwegbegrenzung 440
Radlager 324 ff.
–, Bauarten 327 ff.
–, Herstellung 333 f.
–, Zukunft 561
Radlagerfette 331
Radlagerknacken 329
Radlast 162
Radlastdifferenz 108
Radlastschwankung 281
–, spektrale Dichte der 84
Radlastverschiebung 65
Radmasse, Variation der 79
Radnabenelektrromotor 418 f., 570
Radträger 324 ff.
–, Bauarten 325 f.
–, Werkstoffe 327
Radwiderstand 35 f.
Radwirkungslinie 337
Räder der Zukunft 561
Rahmensattel 166

Rapid Prototyping 485, 509
Rauigkeit 421
Raumlenker 394, 405 ff.
REAS-Ventil 286
Regelkreis Fahrer–Fahrzeug 120
–, geschlossener 124
–, offener 124
Regelstrecke Fahrzeug 100 ff.
Regelung, integrale 562
–, vernetzte 562
Reibkraft 353
Reibradius 162
Reibungskuchen 357
Reibungsminimierung 344
Reibungswiderstand 37, 43
Reifen 345 ff.
–, Bauarten 349 f.
–, Bewertungskriterien 347
–, Deformation 54
–, High Performance 368 f.
–, Kennfelder 64
–, Sensorik 365 f.
–, Ultra High Performance 368 f.
–, Wintereigenschaften 357
–, Zukunft 561
Reifenabrollradius 162
Reifenakustikeigenschaften 372
Reifenaufbau 350
Reifenaufstandsfläche 55
Reifendämpfung 56
Reifendruckkontrolle 365
Reifen-Fahrbaahrreibwert 162
Reifenfedersteifigkeit 55
Reifenfülldruck 38
Reifengleichförmigkeit 358
Reifeninterface 362
Reifenkennlinien 62
Reifenkräfte 63 f.
Reifenlatsch 55, 373
Reifenmaterialien 350 f.
Reifenmessung 359
Reifenmodalanalyse 57
Reifenmodell 64
–, MKS- 361
–, Simulation 358
– für die Horizontaldynamik 358
– für die Vertikaldynamik 361
– mit Finiten Elementen 360 f.
Reifenmoden 361
Reifennachlauf 60, 356
Reifennotlaufsysteme 367
Reifenprüfstand 373
Reifenrundlauf 358
Reifensteifigkeit, Variation der 80
Reifentemperatur 38
–, Verfahren 378
Reifenverhalten, Modellierung 64 f.
–, transientes 63

- Rekuperation 52, 568, 570
 Relaxationslänge 356
 Resonanzen 431
 Restbremsmomente 42
 Riemenantrieb 212
 RMOD-K 65
 Robust Design 483
 Rohrstabilisator 232, 238, 252
 roll back 165
 Rollen, freies 54
 Rollgeräusche 442
 Rollgeschwindigkeit 39
 Rolling Chassis 571 f.
 Roll-Over Prevention 515
 Rollradius, dynamischer 354
 Rollwiderstand 35, 49, 348, 354
 Rollwiderstandbeiwert 37, 39, 375
 Rollwiderstandscoefficient 37
 Rollwiderstandsmessung 374
 Rotationsdämpfer 561
 Rücklauf, aktiver 497
 Rückstellkräfte 225
 Rückstellmoment 60, 355 f., 363
 Run Flat 561
 Rzeppagelenk 156
- S**
- S/W-Aufteilung 159
 Safety Integrity Level (SIL) 502
 Safety-Walk-Belag 53
 Sattelauslegung 165
 Sattel-Werkstoffe 165
 Sauerstoffkorrosion 248
 Säurekorrosion 248
 Schädigungsrechnung 473
 Schallübertragungsgeschwindigkeit 427
 Schaltzeiten 283
 Scherenführung 388
 Schlagleistenüberfahrten 56
 Schlankheitsgrad 245
 Schluckvermögen 56
 Schlupf 57, 354, 367
 –, kombinierter 62
 –, Regelung 494 f.
 Schmierfilm 331
 Schmierstoffe 306
 Schmierung 331
 Schnelllauffestigkeit 373
 Schnell-Pegeldifferenz 446
 Schräglau 43, 355
 –, Differenz 93
 Schräglausteifigkeit 42, 356 f.
 –, Variation der hinteren 106
 Schräglauwiderstandsbeiwert 42
 Schräglauwinkel 59
 –, Differenz 92
 Schräglenger 397
 Schrägverzahnung 198
- Schraubendruckfeder, Endenformen 242
 –, Formgebung 250
 –, Kaltumformung 252
 Schraubenfeder 239 ff.
 Schraubradgetriebe 214
 Schubkurbelgetriebe 201
 Schubmodul 427
 Schubspannung 238, 244
 Schulterlager 231, 233
 Schwellwertregler 530
 Schwellwertstrategie 499
 Schwenklager 325
 Schwerpunktthöhe, Variation 110
 Schwerpunktlage, Variation 110
 Schwertlenkerachse 404
 Schwimmrahmensattel 166
 Schwimmwinkel 90, 99
 –, Geschwindigkeit 91
 Schwimmwinkelkompensation 517
 – mittels Hinterradlenkung 103 ff.
 Schwingungsbelastungen 425
 Schwingungsbewertung, menschliche 84
 Schwingungsdämpfer 69 ff., 266
 Schwingungsdämpfung 427, 440
 Schwingungsempfindlichkeit 86
 Schwingungsphänomene 421
 Seitenbeschleunigung 339
 Seitenführung 363
 Seitenhaftung 372
 Seitenkraftänderung 117
 Seitenkräfte 355
 Seitenkraft-Schräglaufkennlinie 361
 Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie 356
 Seitenkraftverlust 115
 Seitenwellen 156
 Seitenwindbeiwerte 48
 Seitenwindempfindlichkeit 46
 Seitenwindkräfte 46 ff.
 Seitenwindverhalten 146
 Sekantensteifigkeit 339
 Selbtpumper 261 f.
 Selective Laser Sintering (SLS) 485
 Semi Trailing Arm Suspension 397
 Sensitivitätsanalyse 460
 Sensor, ABS- 331
 Sensorcluster 187
 Sensorik 444
 –, vorausschauende 568
 Serienentwicklung 482 ff.
 Servoantrieb am Ritzel 210
 Servolenksystem 549
 Servotronic 197, 199
 Servounterstützung 497
 Setzkurve 429 f.
 Setzung 429
 Shorehärte 317
 short spindle 401
 Sicherheit, aktive und passive 146

- Sicherheitsanforderungen 502 f.
Sicherheitsbauteile 338
Side-Load-Feder 241
Silan-Additive 561
Silentbloc 434
Simulation, virtuelle 457
Simulationsmodelle 508 f.
Simulationsumgebung, integrierte 477 ff.
Sinuslenken 102
Sinuslenken 141
Sitzfederung 75
Sky-Hook-Dämpfer 284
Sky-Hook-Regelung 499, 530
Smart Actuators 564
Solid Axle 385
SOP (Start of Production) 449
Spannpaar 473
Spannring 311
Spannungssarmglühen 251
Sperrdifferenziale 151 f.
Sperrstern 205
Spreizachse 88
Spreizung 440
Spurdifferenzwinkel 88
Spureinstellung 202
Spurführung 549
–, vollautomatische 226
Spurhalteassistenz 549
Spurhaltung 215
Spurstangen 201 ff.
Spurwechsel 221
Spurwechselassistenz 550
Spurweitenänderung 397
S-Schlag 387
S-Schlagneigung 387
Stabdurchmesser 244
Stabilenker 231
Stabilisator 78, 231 ff.
–, aktiver 257, 500
–, Formgebung 250
–, Grundbauformen 231
–, Kaltumformung 252
–, passiver 255
–, schaltbarer Off-Road- 255
–, schaltbarer On-Road- 255
–, semiaktiver 256
Stabilisatorlenker 234
Stabilisatorrücken 231
Stabilisatorschenkel 231
Stabilisatorschenkelenden 233
Stabilisatorsteifigkeit 78
Stabilitätsprogramm, elektronisches (ESP) 158, 186, 546
–, erweitertes elektronisches 191
Stablenker 393
Stahlfeder 226 ff.
–, Herstellung 249 ff.
–, lineare 260
–, Werkstoffe 247 ff.
Standardantrieb 151
Standardschnittstellen 507
Stangendichtringe 200
Starrachse 384, 385 ff.
–, Vierlenker- 389
– mit Längs- und Querlenker 388 f.
– mit Längsblattfederführung 387
– mit Zentralgelenk- und Querlenkerführung 389
Starrkörper-Modell 459
Starrköperschwingformen 57
Stau-Assistenz 547
Staublippe 270
Steer-by-wire 539 f., 561
Steifigkeit, dynamische 422, 431, 437, 444
Steifigkeitsanalyse 463
Steigungswiderstand 44 f.
Steller, intelligenter 508
Stick-Slip-Verhalten 235
Stoßdämpferberechnung 274
Straßen-Simulationsprüfstand (SSP) 488
Streckenmessung 376
Strukturseitenkraft 358
Strukturspannungskonzept 464
Stuckern 431
Sturzeinfluss 356
Sturzseitenkraft 61
Sturzwinkel 61
Subsystemprüfungen 486
Summenteilungsfehler 332
Super-HICAS-Vierradlenkung 518
Suspension-System, elektromagnetisches 535
SWIFT 65
Swing Axle 398
System, mechatronisches 454
Systemidentifikation 489
Systemprüfungen 486
Systemsicherheit 564
Systemvernetzung 503
Szenarioanalyse 574 f.
- T**
Tandem-Hauptzylinder (THZ) 162, 173 f.
Tangentensteifigkeit 339
Target Cascade 456
Target-Simulation 489
Tauchlackierung 253
Teflon-Compound-Material 274
Telematikdaten 568
Telematiksystem 569
Teleskopsysteme 204
Tempomat-Funktion 547
Testverfahren, objektive 371 f.
–, subjektive 370
TIME-Prozedur 359
Tire Model Performance Test 362
Toleranzuntersuchungen 485
Tonnenbalg 310

Top-Mount 441
 Topografieoptimierung 465
 Topologieoptimierung 465
 Torque Vectoring 153, 504, 505
 –, laterales 496
 Torque-on-Demand 494, 504
 Torsen 152
 Torsionsfeder 78
 Torsionskurbelachse 391
 Torsionsmoment 238
 Torsionsstabfeder 230
 Torsionssteifigkeit 435
 Torsionswinkelsignal 213
 Toyota Fine-N 572
 Trägheitskraft 66
 Tragfeder 226, 437
 Tragfederabstützung 442
 Traggelenk 313 f.
 Traglenker 290, 297
 Tragverhalten 352
 Tragzahl, dynamische 337
 Trailing Arm Suspension 395
 Traktionsoptimierung 494 ff.
 Trampeln 387
 Transfersteifigkeit 447
 Trapezfeder 227 f., 394, 403
 – mit einem flexiblen Querlenker 399
 – mit einem Querlenker 399
 Trapezlenkeraufhängung 399, 403
 trial and error 457
 Tribologie 305
 Triebwerksschwingung 430
 Tripodegelenk 156
 Trommelbremse 169 ff.
 –, Duo-Servo- 170
 –, Simplex- 169
 Twin Trapezoidal Link 410
 Twist Beam 390
 TYDEX 65

U

Überlagerungsgetriebe 153
 Überlagerungslenkung 215 ff., 498, 516 f.
 Übersetzung 259
 Übersetzungsverhältnis 244
 Übersteuern 93, 99
 Übersteuertendenz 99
 Übertragungsfunktion 361, 433
 ULSAS-Benchmark 414
 Ultra Light Steel Auto Suspension 414
 Umfangsschlupf 58
 Umfeldsensorik 569
 Unebenheiten, periodische 71
 –, stochastische 71
 Unebenheitsindex, allgemeiner 73
 Uniformity-Messung 376
 Untersteuern 93, 99

V

Vakuumpumpe 172
 Validierung 485
 – am Gesamtfahrzeug 489
 – am Prüfstand 486
 VDA-Kennung 269
 Verbindungssegment, elastokinematisches 421
 Verbundachse, dynamische 392 f.
 Verbunddämpfung 286
 Verbundlenkerachse 390 ff.
 Verbundlenkerhinterachse 442
 Verbundlenkerlager 442 f.
 Verdreh sicherung 243
 Vergleichsspannung nach Mises 238
 Vergrößerungsfunktion 74
 Verhärtung, dynamische 443
 Verkipplungswiderstand 338
 Verlobung 384
 Verlustleistungsanalyse 375, 377 f.
 Verlustwinkel 428, 431
 Versteifung 56
 Vertikaldynamik 67 ff.
 Vertikaldynamikmanagement 506
 Vertikaldynamikregelsysteme 499 ff.
 Vertikaldynamiksysteme 526 ff.
 Vertikalfederung 231
 Vertikalkraftschwankungen 114 f.
 Vertikalsysteme, Einteilung 526 f.
 Verzögerungsmessung 139
 Visco-Kupplung 155
 V-Modell 449 f.
 Vollfahrzeugsimulation 466 ff.
 Volumenaufnahme 163
 Vorderachs aufhängung 410
 –, Fünflenker- 405
 Vorderradlenkung 516 f.
 Vorserienfahrzeug 483
 Vorspurwiderstand 42
 V-Plan 450

W

Wahrnehmungsempfindlichkeit 423
 Wahrnehmungsschwelle 86
 Wahrnehmungsstärke 84
 Walkwiderstand 36
 Wälzfestigkeit 337
 Wälzkontakt 335
 Wankabstützung, Verteilung der 506
 Wankachse 77
 –, Variation 111
 Wankfederung 231
 Wankfederverteilung, Variation 112
 Wankmoment 107
 Wankpol 107, 77
 Wankregulierung 254
 Wankstabilisierung 501, 506
 Wankstabilisierungssysteme 521
 Wankverhalten 254

- Warmumformung 249
Wasserfilmhöhe 41
Wasser-Glykogemisch 436
Wattgestänge 388
Wechselbelastung 436
Wegbegrenzung 440
Weibullverteilung 336
Wellendichtring 200
Welligkeit 73
Wendekreis 220
Werkstoffe, adaptive 379
Windangriffspunkt 47
Windgiermomentbeiwert 48
Winkelgelenk 198, 202 f.
Winkelüberlagerungslenkung 550
Wulstkern 350
- Z**
Zahnfuß 199
Zahnkopf 199
Zahnstangen-Evolventverzahnung 199
Zahnstangenlenkung 193, 201
–, hydraulische 194 ff., 198
Zahnstangenservolenkung 219 f.
Zentralregler 507
Zielwertkaskadierung 456
Zuganschlag 275
–, elastischer 275
–, hydraulischer 276
Zukunftsszenarien 573 ff.
Zweirohrdämpfer 270 ff.
Zweirohrfederbein 272
Zweispurmodell 106 ff.
Zwiebelbalg 310
- X**
X-Aufteilung 159
X-by-wire 539 ff.
–, Zukunft 565 f.
xDrive 512
X-Split 159