

Handbuch Rennwagentechnik

SCHAEFFLER



Michael Trzesniowski

Fahrwerk

2. Auflage

Band 4

EBOOK INSIDE



Springer Vieweg

Handbuch Rennwagentechnik

Reihe herausgegeben von

Michael Trzesniowski, Inst für Fahrzeugtechnik/Auto Engrn, Fh Joanneum Inst für Fahrzeugtechnik/Auto Engrn, Graz, Österreich

Die anspruchsvolle Technik heutiger Fahrzeuge findet nicht selten mit ihrer Vorerprobung auf den Rennstrecken den Anfang, bevor sie in die Serienproduktion gelangt. Gegenüber den Autos im öffentlichen Straßenverkehr weisen die Rennfahrzeuge jedoch enorme Unterschiede auf. Beginnend bei dem Layout, der Konstruktion den verwendeten Materialien bis hin zur Fertigung der Rennfahrzeuge werden oft innovative Lösungen gefunden und stellen so einen enormen Fundus an Ideen für den Fahrzeugbau dar. Praxisnah und mit detaillierten Abbildungen wird im Handbuch Rennwagentechnik ein umfassender Überblick in 6 Bänden gegeben:

- Grundkurs Rennwagentechnik
- Gesamtfahrzeug
- Antrieb
- Fahrwerk
- Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung
- Rennwagentechnik - Praxislehrgang Fahrdynamik

Neben den Grundlagen der Fahrwerktechnik bei Radaufhängung, Federung, Dämpfung, Antrieb und Lenkung widmet sich ein eigener Band dem Fahrwerk-Setup und der Optimierung. Auch der Motor (weiterer Band) kommt nicht zu kurz. So werden die wesentlichen Maßnahmen zur Leistungssteigerung gezeigt und auf die Besonderheiten einzelner Bauteile hingewiesen. (Band „Gesamtfahrzeug“:) Konstruktive Details wie Schnellverschlüsse, Querlenker, Antriebswellen oder Flügelprofile werden mit allen Auslegungskriterien dargestellt. Die Reihe beinhaltet vertikale Luftleiteinrichtungen, Berechnung der Abtriebskräfte, Dämpferauslegung/Radlastschwankung, effektiver Mitteldruck, Aufladung, Downsizing, variable Turbinengeometrie sowie Registeraufladung. Die immer wichtiger werdenden Themen wie Hybridantriebe, Energierückgewinnung, Speicherung, Nutzbremsung (Rekuperation), Grundlagen von Gleich- und Drehstrom- sowie Reluktanzmotor, e-drive und Elektroantriebe zeigen den Bezug zur aktuellen e-mobility. Die Entwicklungstätigkeit samt ihrer Werkzeuge inklusive Datenakquisition sowie Prüfeinrichtungen wird zur Abrundung des Themenangebots beschrieben. Damit stellt die Reihe nicht nur den Wissensspeicher dar, der für alle Beschäftigten mit Aufgabengebiet Rennfahrzeuge benötigt wird. Gleichzeitig machen die Querverbindungen zum Pkw die Unterschiede in der Technik und in den erzielten Fahrleistungen deutlich. Das Formelmaterial ist so aufbereitet, dass die Bücher auch als Nachschlagwerke eingesetzt werden können.

Weitere Bände dieser Reihe finden Sie unter
<http://www.springer.com/series/15212>

Michael Trzesniowski

Fahrwerk

2., aktualisierte Auflage



Springer Vieweg

Michael Trzesniowski
Pankl Systems Austria GmbH
Fahrwerkskonstruktion
Kapfenberg, Österreich

Handbuch Rennwagentechnik
ISBN 978-3-658-26699-8 ISBN 978-3-658-26700-1 (eBook)
<https://doi.org/10.1007/978-3-658-26700-1>

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

Springer Vieweg
© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2017, 2019
Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die nicht ausdrücklich vom Urheberrechtsgesetz zugelassen ist, bedarf der vorherigen Zustimmung des Verlags. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Bearbeitungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.
Die Wiedergabe von allgemein beschreibenden Bezeichnungen, Marken, Unternehmensnamen etc. in diesem Werk bedeutet nicht, dass diese frei durch jedermann benutzt werden dürfen. Die Berechtigung zur Benutzung unterliegt, auch ohne gesonderten Hinweis hierzu, den Regeln des Markenrechts. Die Rechte des jeweiligen Zeicheninhabers sind zu beachten.
Der Verlag, die Autoren und die Herausgeber gehen davon aus, dass die Angaben und Informationen in diesem Werk zum Zeitpunkt der Veröffentlichung vollständig und korrekt sind. Weder der Verlag, noch die Autoren oder die Herausgeber übernehmen, ausdrücklich oder implizit, Gewähr für den Inhalt des Werkes, etwaige Fehler oder Äußerungen. Der Verlag bleibt im Hinblick auf geografische Zuordnungen und Gebietsbezeichnungen in veröffentlichten Karten und Institutionsadressen neutral.

Verantwortlich im Verlag: Markus Braun

Springer Vieweg ist ein Imprint der eingetragenen Gesellschaft Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH und ist ein Teil von Springer Nature.

Die Anschrift der Gesellschaft ist: Abraham-Lincoln-Str. 46, 65189 Wiesbaden, Germany

Reihenvorwort

Nun geht auch die Handbuchreihe bereits in die 2. Auflage und die Familie dieser Bücher wächst. Waren es schon anfangs 5 Bände, so ist für diese Auflage ein weiterer Band hinzugekommen. Die maßgebende Idee, dass in einzelnen speziellen Bänden ohne Platzprobleme in die Tiefe gegangen werden kann, hat sich also bewährt. Seit dem Erscheinen der ersten Auflage sind auch weitere Erkenntnisse hinzugekommen, die ihren Weg in die entsprechenden Kapitel gefunden haben bzw. es kamen gleich neue Kapitel hinzu.

Dass die Inhalte dennoch wie in einem einzigen Buch zusammenpassen und einander ergänzen – eine der großen Stärken des ursprünglichen Buchs Rennwagentechnik –, dafür sorgt der Herausgeber vergleichsweise wie bei einem großen Konstruktionsvorhaben der Projektleiter die Gesamtfunktion im Blick behält.

Die Handbuchreihe Rennwagentechnik widmet sich dem Rennfahrzeug von der Konzeption über Entwurf und Berechnung bis zum Betrieb und dessen (Weiter-)Entwicklung.

Der erste Band „Grundkurs Rennwagentechnik“ bietet so neben aktuellen Betrachtungen auch einen historischen Überblick über den Motorsport, den Rennbetrieb, wie etwa die Rettungskette, und einen umfassenden Überblick über die eingesetzte Technik bei Rennfahrzeugen als generellen Einstieg in die Thematik. Der Autor befasst sich seit mehr als fünfzehn Jahren mit der Fahrdynamik und Fahrwerkabstimmung von Serien-Pkw.

Band zwei „Gesamtfahrzeug“ setzt beim chronologischen Konstruktionsprozess an und beginnt daher mit Konzeptüberlegungen, zieht Sicherheitsaspekte und die Gestaltung der Fahrerumgebung in Betracht, schildert aerodynamische Einflüsse und betrachtet in Folge Rahmen und Außenhautgestaltung.

Der Band drei „Antrieb“ behandelt sämtliche Formen von Antriebssystemen und deren Energiespeicher, geht im Sinne des Lastflusses weiter über Anfahrelemente und Kennungswandler bis zu den Seitenwellen. Elektrische Systeme und elektronische Fahrhilfen haben ebenfalls in diesem Band ihren passenden Platz gefunden.

Der Band vier „Fahrwerk“ widmet sich ausschließlich der maßgebenden, fahrverhaltensbestimmenden Baugruppe und seiner Komponenten. Reifen und Räder, radführende Teile, Federn und Dämpfer, Lenkung und Bremse werden behandelt.

Band fünf „Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung“ kümmert sich um die Phase, die folgt, wenn das Fahrzeug konstruiert und gebaut ist. Entwicklung und Abstimmung eines Rennfahrzeugs erfordern wesentlich andere Herangehensweisen als deren Konstruktion und zentrale Werkzeuge – wie Datenerfassung samt -analyse, Simulation und Versuch – werden daher vorgestellt. Der Themenkreis Datenerfassung und -auswertung wird von einem Autor, der täglich mit dieser Tätigkeit konfrontiert ist, profund dargestellt.

Für den Band sechs „Praxislehrgang Fahrdynamik“ konnten Autoren gewonnen werden, die jahrzehntelange Erfahrung als Renningenieur an bzw. Rennfahrer auf der Rennstrecke mitbringen. In ihrem Werk beschreiben sie die praktische Abstimmung von Rennfahrzeugen, untermauern das Präsentierte mit Rechenbeispielen und schlagen so auch die Brücke zu theoretischen Betrachtungen in den anderen Bänden.

Ich wünsche allen Leserinnen und Lesern, dass sie in der angebotenen Fülle „ihren“ Band ausfindig machen und bei der Lektüre wesentliche Impulse für Studium, Beruf und/oder Freizeit daraus erhalten, sei es weil sie ein Fahrzeug konstruieren, eines bauen, eines betreiben und verbessern oder weil sie eines wissensdurstig analysierend betrachten.

Kapfenberg, Österreich
Frühjahr 2019

Michael Trzesniowski

Grußwort

27.05.2019
EC Todsen

2. Auflage: Handbuch Rennwagentechnik – Sechs Bände

Motorsport begeistert nach wie vor. Seit es Autos gibt, reizen Fahrerinnen und Fahrer ihre Rennwagen bis an die technisch-physikalische Grenze aus und liefern sich packende, spannungsgeladene Wettkämpfe. Doch der Wettbewerb findet nicht erst auf der Rennstrecke statt. In den Entwicklungsabteilungen und Konstruktionsbüros wird der Grundstein des Erfolges gelegt. Fundierte Kenntnisse der Fahrzeugtechnik und Entwicklungsmethodiken entscheiden neben einem gründlichen und zeitgerechten Projektmanagement, kreativer Lösungskompetenz und unbedingtem Teamplay über Sieg oder Niederlage.

Der Motorsport ist nach wie vor Leitbild und Wegweiser für technologischen Fortschritt – sei es im Leichtbau, Materialauswahl oder der Aerodynamik. Auch die Fahrwerks- und Reifentechnologie profitiert immens und neue Sicherheitskonzepte basieren oftmals auf den Erfahrungen von der Rennstrecke. Ganz besonders zeigt sich der Einfluss des Motorsports aber im Antriebsstrang: Neben der beeindruckenden Leistungs- und Effizienzsteigerung des klassischen verbrennungsmotorischen Antriebssystems sind auch die wesentlichen Zukunftstechnologien Hybrid- und rein elektrischer Antrieb im motorsportlichen Wettbewerb erfolgreich angekommen und setzen diesen erfolgreich und publikumswirksam in einem teilweise völlig neuen Rahmen fort. Es bleibt sehr spannend zu beobachten, welche attraktiven Neuerungen digitale Vernetzungslösungen und autonome Fahrsysteme im Motorsport erzeugen werden. Ich empfehle gerade Jungingenieuren, sich im Motorsport das Rüstzeug für die spätere Karriere zu erwerben. Was man im Motorsport lernt, bleibt hängen. Bereits die Formula Student bietet ein ideales Umfeld, um damit zu beginnen.

Es freut mich sehr, dass die Buchreihe *Handbuch Rennwagentechnik* viel Zuspruch erhalten hat und innerhalb von zwei Jahren die zweite Auflage ermöglicht wurde. Dies zeigt, dass die angesprochenen Kompetenzen in diesem Werk anschaulich dargestellt und verständlich vermittelt werden.

Diese Buchreihe hat sich in Fachkreisen verdienterweise zu einem wohlbekannten und geschätzten Nachschlagwerk entwickelt. Das Werk bringt Studentinnen und Studenten die Faszination Motorsport näher und rennsportbegeisterte Laien zu einem tieferen technischen Verständnis.

Ich wünsche Ihnen viel Erfolg auf und neben der Rennstrecke!

Prof. Dr.-Ing. Peter Gutzmer

Stellvertretender Vorsitzender des Vorstands und Vorstand Technologie, Schaeffler AG,
Herzogenaurach, Deutschland

Abkürzungen, Formelzeichen und Einheiten *List of symbols and units*

Im Text angeführte Gleichungen sind im Allgemeinen Größengleichungen. Die Größen können dabei in beliebigen Einheiten eingesetzt werden, vorzugsweise in den SI-Einheiten (Meter-Kilogramm-Sekunden-System). Die Einheit der auszurechnenden Größe ergibt sich dann aus den gewählten Einheiten der Variablen. Manchmal sind auch die in der Praxis gängigen Zahlenwertgleichungen angeführt. Bei diesen stimmt die Gleichung nur, wenn diese mit den angegebenen Einheiten gerechnet wird. Die Einheit der Ergebnisgröße wird demnach im Text ebenfalls angeführt.

Geometrische Punkte *geometric points*

<i>Bo</i>	Wagenkastenschwerpunkt	<i>body centre of gravity</i>
<i>C</i> bis <i>G</i>	allg. Bezugspunkte	<i>reference points, in general</i>
<i>M</i>	Mittelpunkt	<i>centre point</i>
<i>O</i>	Nickpol	<i>pitch centre</i>
<i>P</i>	Momentanpol	<i>Instantaneous centre</i>
<i>Ro</i>	Wank- bzw. Rollzentrum	<i>roll centre</i>
<i>T</i> und <i>U</i>	Spurstangen -und Gestänge- Gelenkpunkte	<i>tie rod or linkage point</i>
<i>U_f</i> bzw. <i>U_r</i>	Radmittelpunkt, vorn bzw. hinten	<i>wheel centre point, front or rear</i>
<i>V</i>	Fahrzeugschwerpunkt	<i>vehicle centre of gravity</i>
<i>W</i>	Rad- bzw. Reifenaufstandspunkt	<i>centre of tyre resp. wheel contact</i>

Indizes *suffices*

Kommen mehrere Indizes vor, werden diese durch ein Komma getrennt. Die Reihenfolge von Indizes ist diese:

Bei Kräften gibt der erste Index den Ort bzw. Punkt an, an dem die Kraft angreift und der zweite Index die Kraftrichtung, z. B. $F_{W,z}$... Radaufstandskraft (Hochkraft im

Reifenaufstandspunkt). Das benutzte fahrzeugfeste Koordinatensystem wird im Glossar definiert.

Zusätzliche Angaben, wie vorne, hinten, angetrieben usw., folgen als weitere Indizes.

0	vorgegebene Nulllage bzw. Ausgangswert. Umgebung	<i>zero-point position or starting point. Ambient</i>
1	nach oben/ in Druckrichtung/ ein-	<i>to the top/ in jounce/ in compression/ in</i>
2	nach unten/ in Zugrichtung/ aus-	<i>to the bottom/ in rebound/ out</i>
A	Ackermannwinkel	<i>Ackermann steering angle</i>
a	angetrieben (nur ein Rad)	<i>driven, accelerating (one wheel only)</i>
ax	axial	<i>axial</i>
b	Biege-, Biegung	<i>bending</i>
b	bremsend (nur ein Rad)	<i>braking (one wheel only)</i>
B	bremsend (eine Achse)	<i>braking (one axle)</i>
Ba	Stabilisatorrücken	<i>stabiliser bar</i>
Bd	Bremsscheibe	<i>brake disc</i>
Bl	Stabilisatorschenkel	<i>blade of anti-roll bar</i>
Bo	Wagenkasten	<i>body</i>
D	Dämpfung	<i>damping</i>
dyn	dynamisch	<i>dynamic</i>
e	elastizitätsbedingt	<i>due to the elasticity (compliances)</i>
Ex	Überschuss-	<i>excess</i>
f	vorn	<i>front</i>
fr	Reibung	<i>friction</i>
H	Lenkrad	<i>steering wheel</i>
h	Haupt-	<i>master-</i>
hyd	hydraulisch	<i>hydraulic</i>
i	kurveninnen, innen	<i>inner wheel, inner</i>
k	kinematisch (infolge Radhubkinematik)	<i>kinematic (due to wheel travel)</i>
krit	kritisch	<i>critical</i>
L	Luft-	<i>aerodynamic</i>
l	links	<i>left, left side</i>
lo	Gleiten bzw. Blockieren	<i>slipping, lock resp.</i>
ls	Verlust	<i>loss</i>
m bzw. med	mittel	<i>middle, mean</i>
max	maximal bzw. zul. Größtwert	<i>maximum permissible</i>
min	minimal	<i>minimum</i>
n	Nennwert	<i>rated value</i>

(Fortsetzung)

o	kurvenaußen, außen	<i>outer wheel, outer</i>
p	Fahrer	<i>driver</i>
Pi	Kolben	<i>piston</i>
pl	Konstruktionslage (teilbeladen)	<i>design position (partial loaded)</i>
Pr	Kolbenstange	<i>piston rod</i>
r	hinten	<i>rear</i>
R	Rollen des Rades (Abrollen)	<i>rolling (wheel)</i>
rad	radial	<i>radial</i>
Rd	Stab bzw. Stange	<i>rod, linkage resp.</i>
Re	Rest-	<i>residual</i>
ref	Bezug-	<i>reference ~</i>
Ro	Wanken	<i>roll</i>
rs	rechts	<i>right, right side</i>
rsl	resultierend	<i>resulting</i>
S	Lenken	<i>steering</i>
S	Stabilisator	<i>anti roll bar, stabilizer</i>
Sg	Lenkgetriebe	<i>steering gear</i>
Sp	Feder	<i>spring</i>
t	gesamt bzw. Nennwert	<i>total, nominal value resp.</i>
T	Reifen	<i>tyre</i>
tan	tangential	<i>tangent</i>
ts	Torsion-	<i>torsional</i>
U	ungefederte Masse bzw. Achse	<i>unsprung weight or axle</i>
V	(Gesamt-) Fahrzeug	<i>overall vehicle</i>
W	Rad	<i>wheel</i>
X bzw. x	Koordinatenrichtung längs allgemein	<i>longitudinal direction in general</i>
Y bzw. y	Koordinatenrichtung quer (seitlich)	<i>lateral direction</i>
Z bzw. z	Koordinatenrichtung vertikal (senkrecht)	<i>vertical direction</i>

Strecken *distances* in mm

Δb	Spurweitenänderung	<i>track-change</i>
a bis p	Strecken und Längen (allg.)	<i>distances and length (in general)</i>
b_f bzw. b_r	Spurweite, vorn bzw. hinten	<i>track width, front or rear</i>
d bzw. D	Durchmesser (allgemein)	<i>diameter, in general</i>
D_S	Spurkreisdurchmesser (vorn)	<i>track circle diameter (front)</i>
e	Einpresstiefe Rad	<i>wheel offset</i>
e_R	Vertikalkraftversatz am rollenden Reifen	<i>offset of vertical force at rolling tyre</i>

(Fortsetzung)

f	Schrägfederungsweg	<i>diagonal spring travel</i>
h bzw. H	Höhe bzw. Hubhöhe (allgemein)	<i>height, in general</i>
h_{Bo}	Höhe des Wagenkastenschwerpunktes	<i>height of body centre of gravity</i>
h_{ref}	Bodenabstand	<i>ride height</i>
$h_{Ro,f}$ bzw. $h_{Ro,r}$	Höhe des Rollzentrums der Vorderachse bzw. der Hinterachse	<i>height of roll centre at front or rear axle</i>
h_{Sg}	Hub des Lenkgetriebes (Zahnstangen-Lenkgetriebe)	<i>travel of steering gear (rack and pinion)</i>
h_V	Höhe des Fahrzeugschwerpunkts	<i>height of the vehicle center of gravity</i>
j	Abstand der Lenkkachsen am Boden	<i>distance between the two steering axis at the ground</i>
l	Radstand	<i>wheelbase</i>
$l_{Bo,f}$ bzw. $l_{Bo,r}$	Abstand des Wagenkastenschwerpunkts zu Mitte Vorder- bzw. Hinterachse	<i>distance of body centre of gravity to the middle of the front or rear axle</i>
l_f bzw. l_r	Abstand des Fahrzeugschwerpunkts zu Mitte Vorder- bzw. Hinterachse	<i>distance of vehicle centre of gravity to middle of front or rear axle</i>
n_τ	Nach- bzw. Vorlaufversatz	<i>caster offset at wheel centre</i>
$n_{\tau,k}$	kinematischer Seitenkrafthebelarm bei Nachlauf	<i>kinematic lateral force lever arm due to caster</i>
$n_{\tau,t}$	Seitenkrafthebelarm, insgesamt	<i>lateral force arm, in total</i>
OD_T	Außendurchmesser des Reifens	<i>outer diameter of the tyre</i>
q	Lenk- bzw. Hochkrafthebelarm, Radlasthebelarm	<i>force lever of vertical force</i>
r	Lenker-, Spurhebellänge bzw. Hebelarm (allg.)	<i>effective control arm length or force lever in general</i>
R	Bahnradius, Kurvenradius	<i>path radius, corner radius</i>
r_Δ	statische Vorspur eines Rades	<i>static toe-in (one wheel only)</i>
r_σ	Lenkrrollhalbmesser (statisch)	<i>scrub radius, static</i>
$r_{\tau,e}$	elastokinematischer Nachlauf	<i>elastokinematic caster offset at ground</i>
$r_{\tau,k}$	kinematische Nach- bzw. Vorlaufstrecke	<i>kinematic caster offset at ground</i>
$r_{\Delta,t}$	statische Vorspur beider Räder einer Achse	<i>total static toe-in (both wheels of one axis)</i>
$r_{\sigma,t}$	gesamter Lenkrrollhalbmesser	<i>total transverse offset at ground</i>
$r_{\tau,t}$	gesamte Nachlaufstrecke des Rades	<i>total caster offset at ground</i>
$r_{\tau,T}$	Reifennachlauf	<i>pneumatic trail</i>
r_U	Stör-, Längs- bzw. Antriebskrafthebelarm	<i>deflection force lever arm</i>
r_a	Spreizungsversatz	<i>kingpin offset at hub</i>
r_{dyn}	dynamischer Reifenhalbmesser bei 60 km/h	<i>force dynamic rolling radius of the tyre at 60 kph</i>

(Fortsetzung)

r_{stat}	statischer Reifenhalbmesser (stehendes Fahrzeug)	<i>static loaded radius of the tyre</i>
r_T	Seitenversatz in der Reifenaufstandsfläche kurveninnen (+) bzw. -außen (-)	<i>force offset in the centre of tyre contact (+) inside or (-) outside of curve</i>
s	Weg bzw. Hub (allg.)	<i>travel or stroke, in general</i>
s_1	Hubweg des Rades beim Einfedern	<i>wheel travel in jounce</i>
s_2	Hubweg des Rades beim Ausfedern	<i>wheel travel in rebound</i>
s_{Re}	Resthubweg beim Ein- bzw. Ausfedern eines Rades	<i>residual wheel travel</i>
s_t	gesamter Radhubweg („Federweg“)	<i>total wheel travel</i>
s_T	statische Reifeneindrückung	<i>static tyre deflection</i>
t	Dicke, Wandstärke	<i>(wall) thickness</i>

Winkel angle in ° bzw. rad

α_f bzw. α_r	Reifenschräglaufwinkel an einem Vorder- bzw. Hinterreifen	<i>slip angle of front or rear tyre</i>
β	Winkel allgemein	<i>angle, in general</i>
β	Schwimmwinkel	<i>sideslip angle (attitude angle)</i>
χ	Anfahrrabstützwinkel bzw. Schrägfederungswinkel	<i>acceleration reaction support resp. diagonal springing angle</i>
δ	(Rad-)Lenkwinkel	<i>steer angle</i>
$\delta_{A,o}$	Lenkwinkel, kurvenaußen, Sollwert nach Ackermann	<i>Ackermann steer angle, nominal value outer wheel</i>
δ_H	Lenkradwinkel	<i>steering wheel angle</i>
δ_m	mittlerer Lenkwinkel	<i>mean steer angle</i>
δ_i bzw. δ_o	Lenkwinkel, Istwert kurveninnen bzw. -außen	<i>actual steer angle, inner or outer wheel</i>
δ_{Sg}	Drehwinkel des Lenkstockhebels	<i>turn angle of steering-column stalk</i>
$\delta_{V,0,t}$	statischer Vorspurwinkel beider Räder	<i>total static toe angle</i>
$\Delta\delta$	Lenk- bzw. Spurdifferenzwinkel (Istwert)	<i>differential steer angle (actual value)</i>
$\Delta\delta_A$	Lenkdifferenzwinkel nach Ackermann (Sollwert)	<i>differential steer angle according to Ackermann (nominal value)</i>
$\Delta\delta_F$	Lenkabweichung (Lenkfehler)	<i>steering flaw</i>
$\Delta\delta_{H,e}$	Lenkwinkeländerung am Lenkrad durch Elastizitäten	<i>part of steering-wheel angle due to compliances</i>

(Fortsetzung)

$\Delta\delta_H$	Lenkwinkelbereich am Lenkrad	<i>range of steering wheel angle</i>
ε bzw. ε_W	Sturzwinkel eines Rades	<i>camber angle</i>
ε	Bremsabstützwinkel	<i>brake reaction support angle</i>
φ	Wankwinkel des Wagenkastens	<i>body roll angle</i>
λ	Spurhebelwinkel	<i>steering arm angle</i>
σ	Spreizung	<i>kingpin inclination angle</i>
τ	Nach- bzw. Vorlaufwinkel der gelenkten Vorderräder	<i>caster angle of the steered front wheels</i>

Massen, Gewichte *masses, weights in kg*

m	Masse, Gewicht bzw. Last, allg.	<i>mass, weight or load in general</i>
$m_{1,Bo,f}$ bzw. m_1 , Bo,r	Gewichtsanteil des Aufbaus über nur einer Achsseite, vorn bzw. hinten	<i>part of body mass on one side of the front or rear axle</i>
m_{Bo}	Gewicht des Aufbaus	<i>vehicle body weight</i>
$m_{Bo,f}$ bzw. $m_{Bo,r}$	Gewichtsanteil des Aufbaus über der Vorder- bzw. Hinterachse	<i>part of body mass on front or rear</i>
$m_{U,f}$ bzw. $m_{U,r}$	Gewicht der (ungefederten) Achsmassen, vorn bzw. hinten	<i>unsprung axle mass, front or rear</i>
m_V	Eigengewicht des fahrbereiten Fahrzeugs	<i>weight of driveable vehicle</i>
$m_{V,f}$ bzw. $m_{V,r}$	gewogene Achslast, vorn bzw. hinten	<i>axle load, front or rear</i>
$m_{V,t}$	Gesamtgewicht des Fahrzeugs	<i>gross vehicle weight</i>
m_W	Gewicht eines Rades	<i>weight of one wheel</i>

Kräfte *forces in N*

ΔF	Kraftänderung	<i>change of force</i>
$\Delta F_{V,Z}$	dynamische Achskraft- bzw. Achslastverlagerung (beide Räder)	<i>axle load transfer</i>
$\Delta F_{W,Z}$	Radlaständerung (nur ein Rad)	<i>change of vertical force at one wheel</i>
F_D	Dämpfungskraft	<i>damping force</i>
F_H	Lenkradkraft	<i>steering-wheel force</i>
$F_{L,Z}$	aerodynamische Abtriebskraft	<i>aerodynamic downforce</i>
F_O	Kraft am Nickpol	<i>force at pitch centre</i>
F_{Pi}	Kolbenstangenkraft	<i>piston rod force</i>
F_R	Rollwiderstandskraft am Reifen	<i>rolling resistance of the tyre</i>

(Fortsetzung)

F_{rsl}	resultierende Kraft	<i>resulting force</i>
F_{Sp}	Federkraft, bezogen auf eine Achsseite	<i>spring force, one side of the axle</i>
F_{T}	Spurstangen- bzw. Stabkraft	<i>tie rod or push rod force</i>
$F_{\text{T,Y,e}}$	Sturzseitenkraft	<i>lateral force due to camber</i>
$F_{\text{V,X,B}}$	Bremeskraft, angreifend im Schwerpunkt des Gesamtfahrzeugs	<i>brake force at the centre of gravity of the vehicle</i>
$F_{\text{V,Y}}$	Quer-(Seiten-)kraft am Fahrzeugschwerpunkt	<i>lateral force at vehicle</i>
$F_{\text{V,Z,f}}$ bzw. $F_{\text{V,Z,r}}$	Achslast vorn bzw. hinten	<i>axle load front or rear</i>
$F_{\text{V,Z,t}}$	Gewichtskraft des Gesamtfahrzeugs	<i>cross vehicle weight</i>
$F_{\text{W,X,a}}$ bzw. $F_{\text{W,X,A}}$	Antriebskraft am Aufstandspunkt eines Rades (a) bzw. beider Räder einer Achse (A)	<i>accelerating force in the centre of tyre contact of one wheel (a) or both wheels (A)</i>
$F_{\text{W,X,b}}$	Bremeskraft am Aufstandspunkt eines Rades	<i>brake force in the centre of tyre contact of one wheel</i>
$F_{\text{W,X,B,f}}$ bzw. $F_{\text{W,X,B,r}}$	Bremeskraft beider Räder vorne bzw. hinten	<i>brake reaction force to the front or rear axle</i>
$F_{\text{W,Y}}$	Quer-(Seiten-)kraft am Radaufstandspunkt	<i>lateral force at wheel</i>
$F_{\text{W,Z}}$	Hochkraft am Radaufstandspunkt (Radlast)	<i>vertical force at the centre of tyre contact</i>

Momente *torques and moments* in Nm

M_a bzw. M_A	Antriebsmoment an einem Rad (a) bzw. einer Achse (A)	<i>driving torque to one wheel (a) or axle (A)</i>
M_b	Biegemoment	<i>bending moment</i>
M_b bzw. M_B	Bremsmoment an einem Rad (b) bzw. einer Achse (B)	<i>braking torque applied to one wheel (b) or axle (B)</i>
M_{fr}	Reibmoment	<i>moment of friction</i>
M_H	Lenkradmoment	<i>steering wheel torque</i>
M_{Sg}	Moment am Lenkgetriebe	<i>torque at steering gear</i>
M_W	Reifenrückstellmoment (durch Seitenkraft)	<i>self-aligning torque</i>
T	Torsionsmoment allgemein	<i>torsional moment in general</i>

Federraten *spring rates* (in N/mm)

c_f bzw. c_r	Rate der Aufbaufeder bei gleichseitiger Federung, bezogen auf den Radaufstandspunkt einer Achsseite, vorn bzw. hinten	<i>rate of the body supporting spring at parallel springing, related to the center of tyre contact of one axle side, front or rear</i>
c_s	Rate des Stabilisators selbst, bei wechselseitiger Federung	<i>rate of the anti roll bar at reciprocal springing</i>
c_{SP}	Federrate	<i>static rate of the spring</i>
c_T	Reifenfederrate	<i>tyre rate</i>

(in Nm/ $^\circ$)

c_α	Federrate einer Drehstabfeder allgemein	<i>rate of torsional bar</i>
$c_{Ro,S,f}$	auf die Vorderachse bezogene Wanksteifigkeit des Stabilisators vorne	<i>roll stiffness of anti roll bar acting on front axle</i>
$c_{Ro,Sp,f}$	auf die Vorderachse bezogene Wanksteifigkeit der Aufbaufeder vorne	<i>roll stiffness of suspension springs acting on front axle</i>
$c_{Ro,f}$	gesamter Wankwiderstand der Vorderachse	<i>roll stiffness front axle</i>

Dimensionslose Kennzahlen

η_G	Gütegrad der Seitenkraftverteilung	<i>efficiency of lateral force proportioning</i>
Φ_f bzw. Φ_r	Vorder- bzw. Hinterachsbremskraftanteil	<i>brake force fraction front or rear</i>
$\mu_{W,X}$	Hافتreibungszahl in Längsrichtung	<i>coefficient of friction in longitudinal direction</i>
$\mu_{W,Y}$	Hافتreibungszahl in Querrichtung	<i>coefficient of friction in lateral direction</i>
c_A	Abtriebsbeiwert	<i>downforce coefficient</i>
c_W	Luftwiderstandsbeiwert	<i>drag coefficient</i>
D	Dämpfung	<i>damping ratio</i>
i_m	Achslastverhältnis vorne/hinten	<i>axle load ratio front/rear</i>
i_S	kinematische Lenkübersetzung	<i>overall kinematic steering ratio</i>
i_{Sg}	Übersetzung im Lenkgetriebe selbst	<i>steering gear ratio</i>
i_{Sp}	Übersetzung Rad zu Feder (Federübersetzung)	<i>ratio of spring to wheel (motion ratio, installation ratio)</i>

(Fortsetzung)

i_T	Lenkgestängeübersetzung	<i>ratio of steering linkage</i>
j	Anzahl allgemein	<i>number in general</i>
k	Korrekturfaktor für Reifensteifigkeit	<i>correction factor for tyre stiffness</i>
k_B	Bremsenkennwert	<i>brake coefficient</i>
k_p	Korrekturfaktor für Reifenfülldruck wegen Radsturz	<i>correction factor for tyre pressure because of camber</i>
k_Q	Korrekturfaktor für Tragfähigkeit wegen Radsturz	<i>correction factor for load capacity because of camber</i>
k_R	Rollwiderstandszahl bei Geradeausfahrt	<i>rolling resistance coefficient</i>
$k_{R,0}$	Rollwiderstandsbeiwert auf der Prüfstandstrommel	<i>rolling resistance coefficient measured on a tyre test rig</i>
k_χ	Anfahrnickausgleich	<i>anti-squat coefficient</i>
$k_{e,f \text{ bzw. } r}$	Bremsnickausgleich vorne bzw. hinten	<i>anti-dive coefficient</i>
$S_{W,X,a} \text{ bzw. } S_{W,X,b}$	Umfangsschlupf beim Beschleunigen bzw. Bremsen	<i>longitudinal slip under accelerating or braking</i>
z	Abbremsung	<i>braking factor, normalized deceleration</i>

Sonstige Größen

θ	Celsius-Temperatur	<i>Celsius temperature</i>	°C
ρ	Dichte allgemein	<i>density</i>	kg/m ³
ρ_L	Dichte der Luft	<i>density of air</i>	kg/m ³
σ	(Normal)Spannung	<i>stress</i>	N/m ²
τ	Schubspannung	<i>shear stress</i>	N/m ²
Δ	Differenz	<i>difference</i>	–
ω	Kreisfrequenz, Winkelgeschwindigkeit	<i>circular frequency</i>	s ⁻¹
A	Fläche	<i>area, cross-section area</i>	m ²
a_x	Längsbeschleunigung allg.	<i>longitudinal acceleration in general</i>	m/s ²
a_y	Querbeschleunigung	<i>lateral acceleration</i>	m/s ²
c_a, T	Seitenkraftbeiwert eines Reifens, Schräglaufsteifigkeit	<i>cornering stiffness of a tyre</i>	N/ ^o
c_α	Seitenkraftbeiwert einer Achse	<i>cornering stiffness of an axle</i>	N/ ^o
E	Elastizitätsmodul, E-Modul	<i>modulus of elasticity, Young's modulus</i>	N/mm ²
f	Frequenz	<i>frequency</i>	Hz
g	Erdbeschleunigung	<i>acceleration due to gravity</i>	m/s ²

(Fortsetzung)

<i>G</i>	Schubmodul	<i>shear modulus</i>	N/m ²
<i>I</i>	axiales Flächenträgheitsmoment	<i>area moment of inertia</i>	mm ⁴
<i>J</i>	Massenträgheitsmoment	<i>dynamic moment of inertia</i>	kgm ²
<i>k_{ap}</i>	aperiodische Dämpfung	<i>critical damping</i>	Ns/m
<i>k_D</i>	Dämpfungsfaktor	<i>damping value</i>	Ns/m
<i>N</i>	spezifische Bremsleistung	<i>specific stopping power</i>	kW/cm ²
<i>n</i>	Dreh- bzw. Schwingungszahl	<i>revolutions per minute or vibration frequency</i>	min ⁻¹
<i>P</i>	Leistung	<i>power</i>	W
<i>p</i>	Druck	<i>pressure</i>	N/cm ²
<i>p₀</i>	Umgebungsdruck (Luftdruck)	<i>ambient pressure</i>	bar ¹
<i>P_{ls}</i>	Verlustleistung	<i>power loss</i>	W
<i>P_T</i>	Fülldruck im Reifen	<i>tyre pressure</i>	bar ¹
<i>R_e</i>	Streckgrenze	<i>yield strength</i>	N/m ²
<i>R_m</i>	Zugfestigkeit	<i>ultimate tensile strength</i>	N/m ²
<i>R_{p0,2}</i>	0,2%-Dehngrenze	<i>0.2 % yield strength</i>	N/m ²
<i>T</i>	Temperatur (absolute)	<i>thermodynamic temperature</i>	K
<i>t</i>	Zeit	<i>time</i>	s
<i>V</i>	Volumen	<i>volume</i>	l = dm ³
<i>v_D</i>	Kolbengeschwindigkeit im Stoßdämpfer	<i>piston velocity in shock absorber</i>	m/s
<i>v_V</i> bzw. <i>v_X</i>	Fahrzeuggeschwindigkeit	<i>longitudinal velocity</i>	m/ s bzw. km/h
<i>v_W</i>	Radumfangsgeschwindigkeit	<i>circumferential tyre velocity</i>	m/s
<i>W</i>	Arbeit	<i>work</i>	J

Sonstige Abkürzungen

Nfz	Nutzfahrzeug	<i>commercial vehicle</i>
Pkw	Personenkraftwagen	<i>passenger car</i>

¹ 1 bar = 100 kPa. Die gültige SI-Einheit für den Druck ist zwar Pascal (Pa), im Buch wird jedoch die in der Praxis „handlichere“ Einheit bar verwendet.

Inhaltsverzeichnis

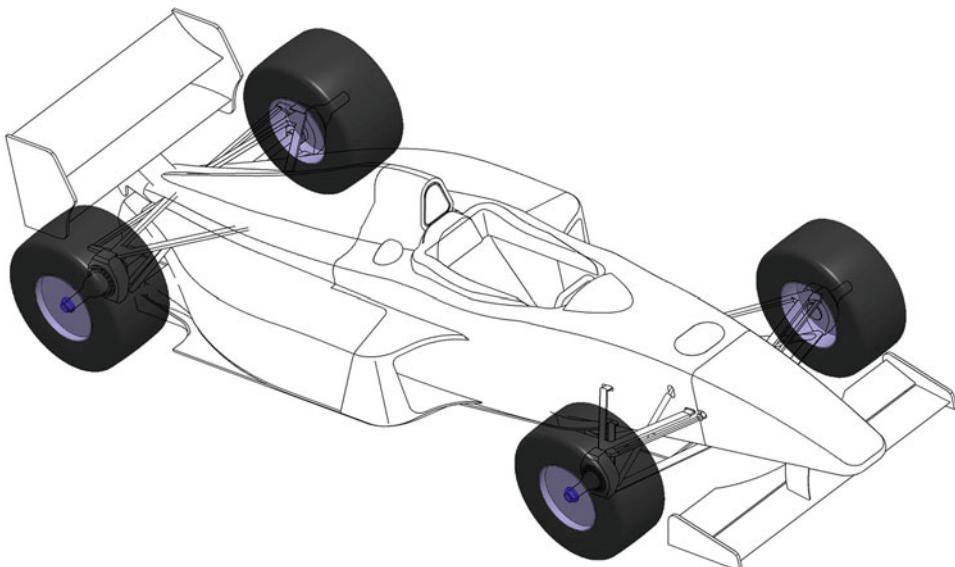
1	Reifen und Räder <i>Tyres and Wheels</i>	1
1.1	Begriffe <i>terms</i>	2
1.2	Reifen <i>Tyres</i>	10
1.2.1	Anforderungen <i>Requirements</i>	10
1.2.2	Grundlagen <i>Basics</i>	10
1.2.3	Einfluss auf das Fahrverhalten <i>Influence on Driving Behaviour</i>	15
1.2.4	Wahl der Reifen <i>Choosing of Tyres</i>	53
1.2.5	Reifendaten <i>Specifications</i>	58
1.2.6	Reifenarten <i>Types of Tyres</i>	58
1.2.7	Ventil <i>Valve</i>	60
1.3	Räder <i>Wheels</i>	62
1.3.1	Anforderungen <i>Requirements</i>	62
1.3.2	Bezeichnungen von Rädern <i>Designation of Wheels</i>	62
1.3.3	Arten von Rädern <i>Types of Wheels</i>	64
1.3.4	Wahl der Radgröße <i>Choosing of Tyres</i>	68
1.4	Radbefestigung <i>Wheel Mounting</i>	71
Literatur		80
2	Radaufhängung <i>Suspension</i>	83
2.1	Funktion <i>Function</i>	84
2.2	Begriffe und kinematische Größen <i>Terms</i>	89
2.2.1	Begriffe	89
2.2.2	Entwicklungsziele <i>Design Goals</i>	112
2.3	Teile der Radaufhängung <i>Parts of a Suspension</i>	132
2.3.1	Radaufnehmende Elemente <i>Wheel Carrying Elements</i>	135
2.3.2	Verbindungsglieder <i>Linkage</i>	135
2.3.3	Gelenke <i>Joints</i>	136
2.3.4	Radlager <i>Wheel Bearing</i>	141
2.3.5	Berechnung <i>Calculation</i>	161
Literatur		168

3	Federn und Dämpfer <i>Springs and Dampers</i>	171
3.1	Federung <i>Springs</i>	172
3.1.1	Funktion und Auswahl <i>Function and Choice</i>	172
3.1.2	Betätigung der Feder <i>Spring Actuation</i>	181
3.1.3	Federberechnung <i>Spring Calculation</i>	183
3.2	Dämpfer <i>Damper</i>	188
3.2.1	Schwingungen <i>Oscillations</i>	189
3.2.2	Schwingungsdämpfer <i>Dampers (Shock Absorbers)</i>	198
3.3	Stabilisatoren <i>Stabilisers, Anti-Roll Bars, AE: Sway Bars</i>	225
3.3.1	Berechnung <i>Calculation</i>	229
3.3.2	Gestaltung von Stabilisatoren <i>Design of Anti-Roll Bars</i>	237
3.3.3	Beispiele von Stabilisatoren <i>Examples of Anti-Roll Bars</i>	245
Literatur		246
4	Bauformen von Achsen <i>Types of Suspensions</i>	249
4.1	Pkw-Achsen <i>Suspensions of Passenger Cars</i>	250
4.2	Achsen von Rennfahrzeugen <i>Racecar Suspensions</i>	251
4.2.1	Doppelquerlenkerachse <i>Double Wishbone Suspension</i>	251
4.2.2	Bauteile von Doppelquerlenkerachsen <i>Parts of Double Wishbone Axles</i>	261
4.2.3	McPherson Achse <i>McPherson Axle</i>	302
4.2.4	Starrachse <i>Beam Axle</i>	304
4.3	Beispiele von Radaufhängungen von Rennfahrzeugen <i>Examples of Race Car Suspensions</i>	308
4.4	Daten <i>Data</i>	308
Literatur		315
5	Lenkung <i>Steering</i>	317
5.1	Anforderungen <i>Requirements</i>	318
5.2	Auslegung <i>Terms</i>	319
5.2.1	Lenkwinkel, Spurdifferenzwinkel <i>Steer Angle, Ackermann Angle</i>	320
5.2.2	Kenngrößen der Lenkgeometrie <i>Parameters of Steering Geometry</i>	327
5.2.3	Lenkübersetzung <i>Steering Ratio</i>	335
5.2.4	Lenkunterstützung <i>Steering Assistance</i>	343
5.3	Lenkwelle <i>Steering Shaft</i>	348
5.4	Lenkgetriebe <i>Steering Gear</i>	360
5.4.1	Zahnstangenlenkgetriebe <i>Rack-and-Pinion Gear</i>	364
5.5	Übertragungseinrichtung und Achslager <i>Transmitting Devices and Axle Bearing</i>	371
5.6	Lenkungsschwingungen <i>Shimmy (vibrations of the steering system)</i>	383

5.7	Allradlenkung <i>Four-Wheel Steering</i>	389
5.8	Alternative Lenkungen <i>Alternative Steering Systems</i>	392
	Literatur	393
6	Bremsanlage <i>Braking System</i>	395
6.1	Allgemeines <i>General</i>	396
6.2	Anforderungen an Bremsanlagen <i>Brake System Requirements</i>	398
6.3	Physikalische Grundlagen <i>Physical Basics</i>	398
6.4	Bremsenbauarten und Anordnungen <i>Brake Constructions and Arrangements</i>	413
6.4.1	Trommelbremse <i>Drum Brake</i>	413
6.5	Kennwerte <i>Parameters</i>	416
6.5.1	Bremsenkennwert und Reibung	416
6.6	Bauteile von Bremsanlagen <i>Parts of Braking Systems</i>	427
6.7	Bremseineinbau <i>Brake Installation</i>	459
6.8	Auslegungskriterien von Bremsanlagen <i>Dimensioning Criterions</i>	460
6.9	Normen <i>Standards</i>	462
	Literatur	463
7	Vergleich Serie – Rennsport <i>Comparison Stock – Racing</i>	465
7.1	Einleitung <i>Introduction</i>	465
7.2	Entwicklungsablauf <i>Development Process</i>	466
7.3	Entwicklungsziele <i>Development Goals</i>	468
7.4	Forschung und Entwicklung (F&E) <i>Research and Development (R&D)</i>	469
7.5	Kosten <i>Costs</i>	470
7.6	Umweltschutz <i>Environment Protection</i>	472
7.7	Technik <i>Technology</i>	473
7.7.1	Rahmen und Karosserie <i>Frame and Body</i>	473
7.7.2	Motor <i>Engine</i>	474
7.7.3	Antriebstrang <i>Power Train</i>	476
7.7.4	Fahrwerk <i>Suspension</i>	477
	Literatur	480
Anhang	481	
Literatur	505	
Stichwortverzeichnis	507	

Reifen und Räder *Tyres and Wheels*

1



Während Räder noch wegen ihrer ästhetischen Wirkung im allgemeinen Blickfeld stehen, wird den Reifen von den Zusehern an der Rennstrecke kaum Beachtung geschenkt. Auch bei Serienfahrzeugen sind die Verhältnisse nicht anders. Untersuchungen haben gezeigt, dass kaum ein Lenker den Fülldruck seiner Reifen regelmäßig kontrolliert. Dabei zählen beide Teile zu den ungefederten Massen, sind sicherheitsrelevant und der Reifen ist mit Abstand das wichtigste (mechanische) Einzelbauteil an einem Fahrzeug und besonders an einem Wettbewerbsfahrzeug. Die Reifen übertragen sämtliche Kräfte auf den Wagen, die seine gewünschte Lage zur Fahrbahn sicherstellen (die aerodynamischen Kräfte

unterstützen ihn hierbei bloß bzw. wirken sogar störend in Fall eines Auftriebs an den Achsen oder bei Seitenwind), und sind somit das begrenzende Glied im Gesamtsystem Rennfahrzeug. Abgesehen davon sind die Reifen zugleich das am schwierigsten zu beherrschende Bauteil, weil es großen Deformationen unterworfen ist und zusätzlich seine Eigenschaften stark mit der Temperatur und mit dem Verschleißzustand, also bereits während eines Rennens, ändert.

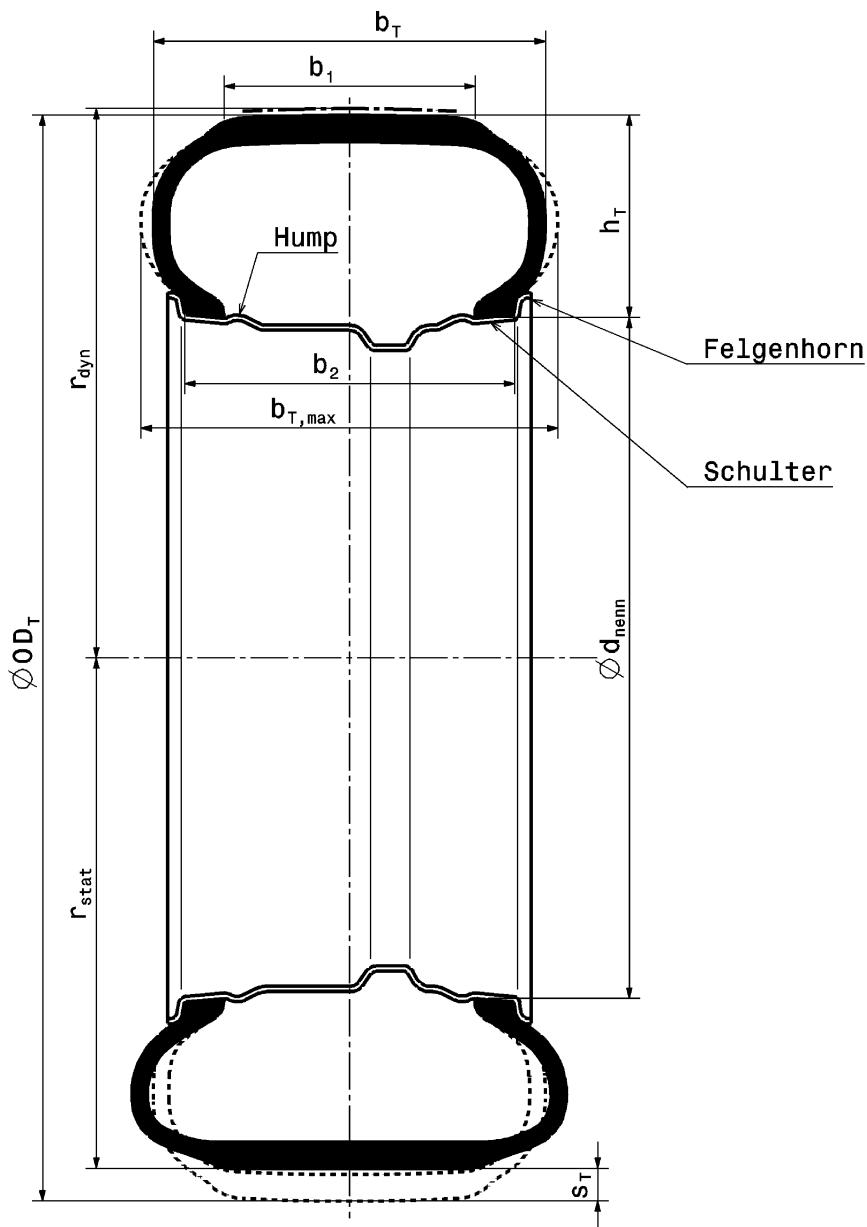
1.1 Begriffe *terms*



Reifen werden durch den Außendurchmesser, die Querschnittsbreite, den Felgendurchmesser und in vielen Fällen durch die Querschnittshöhe charakterisiert, Abb. 1.1. Die Betriebsbreite $b_{T,\max}$ kann bis zu 6 % größer als die Querschnittsbreite sein. Unter Last federt der Reifen ein (statische Reifeneindrückung). Deshalb ist der statische Halbmesser etwas kleiner als die Hälfte des Außendurchmessers. Beim raschen Rotieren des Reifens im Betrieb wächst der Halbmesser an, vgl. Abb. 1.11. Bei 60 km/h wird dieser Wert als Vergleichsgröße herangezogen und dynamischer Rollradius genannt. Er wird indirekt aus der Anzahl der Radumdrehungen und der zurückgelegten Strecke bestimmt.¹

Siehe auch	DIN 70 020 Teil 5:	Reifen Begriffe
	DIN 7803 Teil 5:	Radialreifen Kennzeichnung
	DIN 74 361 Teil:	Scheibenräder
	DIN 74 361 Teil 2:	Räder Befestigung
	DIN 7829:	Felgen Kennzeichnung

¹Genaueres siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 3 *Antrieb*, Kap. 4 Auslegung des Antriebsstrangs.

**Abb. 1.1** Rad- und Reifenhauptmaße nach DIN 70020 T5Felge *rim*: d_{nenn} Felgendurchmesser *rim diameter* b_2 Maulweite *rim width*Reifen *tire*, AE: *tire*:Nenndurchmesser *nominal diameter* b_T Querschnittsbreite *section width*

ermittelt auf Messfelge bei 1,8 bar (bzw. 2,3 bar bei V-, W- und ZR-Reifen) Fülldruck

 b_1 Laufstreifenbreite *tread width*

Reifenbezeichnungen Tyre Designation

Die Reifenkennzeichnung nach europäischen Normen und Gesetzen gilt für Pkw- und Lkw-Reifen bis 270 km/h und wird auf der Seitenwand des Reifens ausgewiesen, Abb. 1.2.



Abb. 1.2 Einige gesetzliche und genormte Angaben für Straßenfahrzeugreifen

1 Hersteller, 2 Produktnummer, 3 Größenbezeichnung, siehe unten, 4 Angaben zu Tragfähigkeit und Geschwindigkeit, siehe unten, 5 Tubeless = schlauchlos, 6 Genehmigung nach internationalen Vorschriften mit Prüfnummer (E=ECE R 30 Sollwerte, 4=Land, das Genehmigung erteilt hat), 7 Herstellercode: Fabrik, Reifenausführung, Herstellldatum (Produktionswoche/Jahr: 43 Woche 2006), 8 Department of Transportation (US-Verkehrsministerium), 9 T.W.I. = Tread Wear Indicator (Profilabnutzungsanzeiger, Querstege in Profilrillen, die bei 1,6 mm Restprofilhöhe auftauchen), 10 Angaben zum Reifenaufbau und max. Fülldruck, 11 Treadwear: relative Lebensdauer des Reifens bezogen auf einen US-spezifischen Standardtest, 12 Traction: A, B oder C. Nassbremsvermögen des Reifens, 13 Temperaturfestigkeit: A, B oder C. Temperaturfestigkeit des Reifens bei höheren Geschwindigkeiten



Abb. 1.1 (Fortsetzung) $b_{T,\max}$ Betriebsbreite *overall width*

OD_T Außendurchmesser *outside diameter*

ermittelt auf Messfelge bei 1,8 bar (bzw. 2,3 bar bei V-, W- und ZR-Reifen) Fülldruck

h_T Querschnittshöhe *section height*

s_T statische Reifeneindrückung *static tyre deflection*

r_{stat} statischer Reifenhalbmesser *static loaded radius*

r_{dyn} dynamischer Rollradius *dynamic rolling radius*

Bezeichnungsbeispiel für die Größenangabe und Tragfähigkeit eines Radialreifens:

245/40 R 18 88 Y mit:	245	=	Breite b_T des Neureifens in mm auf der Messfelge bei einem Fülldruck von 1,8 bar
	40	=	Querschnittsverhältnis in %
	R	=	Reifenbauart: R= Radialreifen / 2 = Diagonalreifen/ D= Notrad
	18	=	Felgendurchmesser d_{nenn} in Zoll
	88	=	Lastindex, legt die Tragfähigkeit fest, siehe Tab. 1.1: max. 560 kg bei 2,5 bar Fülldruck
	Y	=	Geschwindigkeitssymbol, siehe Tab. 1.2: Bis 300 km/h.

Bezeichnungsbeispiel für die Größenangabe eines Diagonalreifens:

5.60 – 15/4 PR mit:	5.60	=	Reifenbreite in Zoll
	15	=	Felgendurchmesser in Zoll
	4 PR	=	Anzahl der Lagen (ist in dem Fall 4). Angabe zur Karkassenfestigkeit, PR steht für <i>ply rating</i>

Der Mindestfülldruck von Pkw-Reifen wird bestimmt von der Radlast und der Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs, siehe Tab. 1.1 und 1.2.

Tab. 1.1 Tragfähigkeitskennzahlen (Lastindex)

Last-index	Reifentragfähigkeit ¹⁾ [kg] bei Fülldruck ²⁾ [bar]										
	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
69	215	225	240	250	260	270	285	295	305	315	325
70	225	235	245	260	270	280	290	300	315	325	335
71	230	240	255	265	275	290	300	310	325	335	345
72	235	250	260	275	285	295	310	320	330	345	355
73	245	255	270	280	295	305	315	330	340	355	365
74	250	260	275	290	300	315	325	340	350	365	375
75	255	270	285	300	310	325	335	350	360	375	387
76	265	280	295	310	320	335	350	360	375	385	400
77	275	290	305	315	330	345	360	370	385	400	412
78	280	295	310	325	340	355	370	385	400	410	425
79	290	305	320	335	350	365	380	395	410	425	437
80	300	315	330	345	360	375	390	405	420	435	450
81	305	325	340	355	370	385	400	415	430	445	462
82	315	330	350	365	380	395	415	430	445	460	475
83	325	340	360	375	390	405	425	440	455	470	487
84	330	350	365	385	400	420	435	450	470	485	500
85	340	360	380	395	415	430	450	465	480	500	515
86	350	370	390	410	425	445	460	480	495	515	530

(Fortsetzung)

Tab. 1.1 (Fortsetzung)

Last-index	Reifentragfähigkeit ¹⁾ [kg] bei Fülldruck ²⁾ [bar]										
	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
87	360	380	400	420	440	455	475	490	510	525	545
88	370	390	410	430	450	470	485	505	525	540	560
89	385	405	425	445	465	485	505	525	545	560	580
90	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600

¹⁾Die Lastindizes sind für alle Pkw-Reifen bis zum Geschwindigkeitssymbol „W“ gültig.

²⁾Der Fülldruck bezieht sich auf eine Geschwindigkeit von 160 km/h und Sturzwinkel bis zu 2°. Für die tatsächlich am Fahrzeug anzuwendenden Drücke sind andere Kriterien wichtig, wie Höchstgeschwindigkeit, Fahrverhalten usw.

Tab. 1.2 Geschwindigkeitssymbol und Tragfähigkeit

Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs, km/h	Geschwindigkeitssymbol	Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs, km/h	Geschwindigkeitssymbol und Korrekturfaktor, -		
			V	W	Y
120	L				
130	M	210	1	1	1
140	N	220	0,97	1	1
150	P	230	0,94	1	1
160	Q	240	0,91	1	1
170	R	250	–	0,95	1
180	S	260	–	0,90	1
190	T	270	–	0,85	1
200	U	280	–	–	0,95
210	H	290	–	–	0,90
über 240	ZR	300	–	–	0,85

Bei V, W und Y gilt: Bei höheren Geschwindigkeiten müssen geringere Tragfähigkeiten in Kauf genommen werden. Die zulässigen Tragfähigkeiten ergeben sich durch Multiplikation der Werte aus Tab. 1.1 mit den angeführten Korrekturfaktoren. Bei den nicht mehr hergestellten ZR-Reifen wurden diese Werte von Fahrzeug- und Reifenhersteller gemeinsam festgelegt

Über 160 km/h müssen die Fülldrücke linear um Δp_T erhöht werden bzw. die Tragfähigkeit reduziert sich bei gleichem Druck entsprechend einer Absenkung um Δp_T :

Geschwindigkeit, km/h	160	170	180	190	200	210
Δp_T , bar	0	0,06	0,12	0,18	0,24	0,3

Die Maximaldrücke nach Tab. 1.3 dürfen nicht überschritten werden

Bei Sturzwinkel ϵ über 2° müssen die Fülldrücke mit folgendem Faktor k_p korrigiert d. h. multipliziert werden:

Sturzwinkel ϵ , °	≤ 2	2,5	3	3,5	4
Korrekturfaktor k_p , -	1	1,03	1,07	1,1	1,14

(Zwischenwerte sind linear zu interpolieren)

bzw. die Tragfähigkeit muss mit folgendem Faktor k_Q korrigiert werden:

Sturzwinkel ϵ , °	≤ 2	3	4
Korrekturfaktor k_Q , -	1	0,95	0,90

(Zwischenwerte sind linear zu interpolieren)

Bei höheren Geschwindigkeiten sind die angegebenen Mindestfülldrücke (Tab. 1.1) aus Sicherheitsgründen um die angeführten Werte [bar] zu erhöhen:

Geschwindigkeit, km/h		160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	300
Geschwindigkeits symbol	H	0	0,06	0,12	0,18	0,24	0,3	—	—	—	—	—	—	—
	V	0	0	0	0	0	0	0,1	0,2	0,3	—	—	—	—
	W	0	0	0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	—
	Y	0	0	0	0	0	0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5

Die Maximaldrücke nach Tab. 1.3 dürfen nicht überschritten werden

Die in den Tab. 1.1 und 1.2 angeführten Fülldruckwerte sind Mindestwerte. Die tatsächlichen Drücke für optimales Fahrverhalten können höher liegen. Außerdem müssen die Drücke z. B. wegen höherer Fahrgeschwindigkeit oder abweichender Sturzwinkel erhöht werden. Die in Tab. 1.3 angeführten Maximalwerte dürfen dabei jedoch keinesfalls überschritten werden.

Die Bezeichnung für Rennreifen unterscheidet sich von jener der Straßenreifen. Sie ist folgendermaßen aufgebaut: Reifenbreite/Außendurchmesser – Felgendurchmesser

Bezeichnungsbeispiele Rennreifen:

250/530 – 13	250	=	Reifenbreite in mm	
	530	=	Außendurchmesser in mm	
	13	=	Felgendurchmesser in Zoll	
10.0/20.0 – 13	10.0	=	Reifenbreite in Zoll	
	20.0	=	Außendurchmesser in Zoll	
	13	=	Felgendurchmesser in Zoll	

Tab. 1.3 Grenzwerte für den Fülldruck

Geschwindigkeitssymbol bis einschließlich T	max. Fülldruck ¹⁾ , bar
H, V, W, Y, ZR	3,5

¹⁾ bei kaltem Reifen bei Betriebsbeginn. Die durch die Walkarbeit hervorgerufene Druckerhöhung darf nicht durch Ablassen von Luft ausgeglichen werden.

Höhen-Breitenverhältnis (Querschnittsverhältnis) *Aspect Ratio*

Das für die Reifeneigenschaften einflussreiche Verhältnis ist definiert als:

$$\text{Querschnittsverhältnis} = \frac{\text{Höhe}}{\text{Breite}} = \frac{h_T}{b_T} \cdot 100\%$$

Bei einem Höhen-Breitenverhältnis von beispielsweise 50 % spricht man von einem Reifen der Serie 50 oder einem 50er-Reifen.

Die etwa hundertjährige Entwicklungsgeschichte des Pkw-Reifens zeigt eine eindeutige Abnahme des Querschnittsverhältnisses von 113 % auf mittlerweile bis zu 25 % [14], d. h. die Reifen wurden immer breiter bei gleichzeitig abnehmender Seitenwandhöhe. Auch bei Rennreifen ist diese Entwicklung zu beobachten [9]. Breitere Reifen übertragen (Seiten-) Kräfte besser und kurze Seitenwände führen zu steiferen Reifen (allerdings mit Komforteinbußen, die das Fahrwerk wieder wettmachen muss). Ein Reifen mit kleinem Querschnittsverhältnis erlaubt auch bei gleichem Außendurchmesser eine größere Felge zu verwenden. Diese wiederum bietet mehr Platz für größere Bremsscheiben und weitere Wirkabstände von Fahrwerksgelenken, Abb. 1.3.

Formel-1-Reifen sind keine typischen Niederquerschnittsreifen, ganz im Gegenteil Ballonreifen. Das hat aber kaum technische Gründe. Es kommt vielmehr vom Reglement (es sind max. 13"-Felgen erlaubt und bei den erlaubten Außendurchmessern ergibt sich der hohe Querschnitt) und die Zuseher sind seit Jahrzehnten diese voluminösen Reifen gewöhnt. Dieses bekannte Bild wird sich mit den 18"-Rädern ab der Saison 2021 ändern.

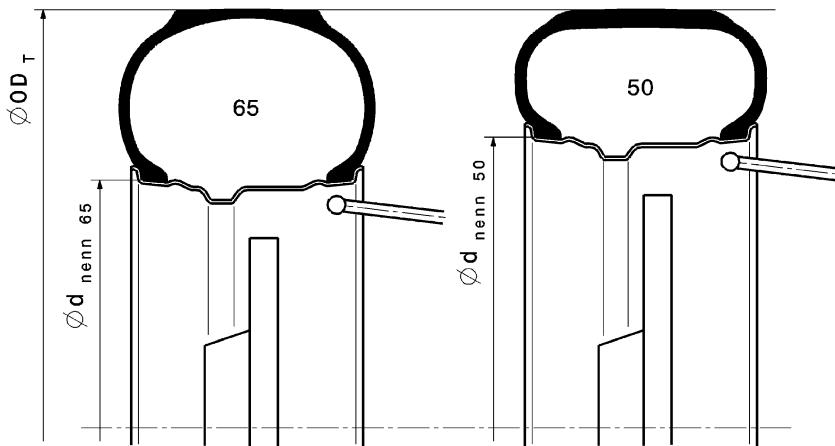


Abb. 1.3 Auswirkung eines kleineren Querschnittsverhältnisses bei konstantem Außendurchmesser
Der Außendurchmesser OD_T sei vorgegeben. Der Reifen der Serie 50 führt zu einem größeren Felgendurchmesser $d_{nenn\ 50}$ und erlaubt den Einbau einer Bremsscheibe mit größerem Durchmesser sowie ein Anbringen der Gelenke weiter außen am Radträger

Die Querschnittshöhe lässt sich aus den Angaben der Reifenbezeichnung errechnen:

$$h_T = 0,5 \cdot (OD_T - 25,4 \cdot d_{nenn}) \quad (1.1)$$

mit: h_T und OD_T in mm
 d_{nenn} in Zoll (1 Zoll = 25,4 mm)

Bezeichnungen von Felgen und Rädern *Designation of Rims and Wheels*

Räder werden durch den Felgendurchmesser und die Maulweite der Felge festgelegt. Weitere wichtige Größen ergeben sich durch die Ausführung des Bereiches der die Reifenwulst aufnimmt.

Felgen werden, soweit sie lose ohne Radscheiben geliefert werden, in der Nähe des Ventillochs gekennzeichnet, Abb. 1.4.

Räder erhalten auf ihrer Außenseite zwischen den Befestigungslöchern eine entsprechende Kennzeichnung, Abb. 1.5. Näheres siehe Abschn. 1.3.2.

Abb. 1.4 Kennzeichnung von Felgen nach DIN 7829
1 Hersteller, **2** Felgen-Nummer,
3 Größenbezeichnung, siehe
Abschn. 1.3.2,
4 Herstellungsdatum:
Produktionswoche/Jahr



Abb. 1.5 Kennzeichnung von Rädern nach DIN 7829
1 Felengröße (Breite x Durchmesser), **2** Hump- und Felgenbettausführung,
3 Einpresstiefe 45 mm,
4 Hersteller, Teile-Nummer und Herstell datum (Wochen-/Jahrestempel)



1.2 Reifen *Tyres*

Die Reifen sind bezogen auf den Einfluss auf Fahrleistungen das wichtigste Einzelteil eines Fahrzeugs. Sie übertragen sämtliche Kräfte und Momente auf die Fahrbahn über vier relativ kleine Flächen – Latsch (*contact patch*) genannt – und andere Baugruppen, wie Radaufhängung und aerodynamische Hilfen, unterstützen die Reifen bloß in dieser Funktion. Außerdem übernehmen sie die Abfederung der Räder und der mit ihnen bewegten Fahrwerksteile. Die Reifen beeinflussen somit neben Komfort (mechanisch und akustisch) und Wirtschaftlichkeit (Laufleistung, Kraftstoffverbrauch) vor allem das Fahrverhalten und die Fahrsicherheit eines Fahrzeugs (Eigenlenkverhalten, Lenkpräzision, Fahrstabilität, Kraftschluss). Folgende, für Rennfahrzeuge wichtige Bewertungskriterien zur Beurteilung von Reifen ergeben sich daraus [14]:

- basierend auf dem Kraftschluss: Traktion, Bremsweg, Rundenzeit, Aquaplaning.
- zu Fahrstabilität: Geradeausstabilität, Kurvenstabilität, Bremsen in Kurven.
- das Lenkverhalten im 0° -Bereich und im Grenzbereich, sowie die Lenkpräzision.
- zu Haltbarkeit: Strukturelle Haltbarkeit, Hochgeschwindigkeitstüchtigkeit, Durchschlagsfestigkeit.

1.2.1 Anforderungen *Requirements*

Die Anforderungen, die an einen Rennreifen gestellt werden, können knapp formuliert werden: Maximale Haftwerte bei minimaler Abnutzung und ausreichender Gestaltfestigkeit. Der ideale Reifen ändert sein Verhalten im Gegensatz zu seinem realen Ebenbild während des Rennens auch nicht.

Die Reifen sollen möglichst geringe Masse aufweisen, damit sie dem Fahrbahnverlauf leicht folgen können und geringes Massenträgheitsmoment, damit sie beim Bremsen und Antreiben keine unnötigen Beschleunigungskräfte erfordern.

1.2.2 Grundlagen *Basics*

Reifenaufbau *Tyre Construction*

Es werden sowohl Radial- als auch Diagonalreifen eingesetzt, Abb. 1.6. Bei der Ausstattung von Pkw und Lkw spielen Diagonalreifen allerdings keine Rolle mehr.

Bei Radialreifen (Abb. 1.10) verbindet die Karkasse (Unterbau) die beiden Wulstkerne (Stahlseile) mit radial (Name!) verlaufenden Kordfäden. Die für die Funktion des Reifens erforderliche Steifigkeit sichern Gurtellagen, die unter dem Laufstreifen auf der Karkasse liegen. Daher kommt auch die alternative Bezeichnung Gürtelreifen. Die Seitenwände dieser Reifenbauart sind durch den beschriebenen Karkassenaufbau extrem beweglich.

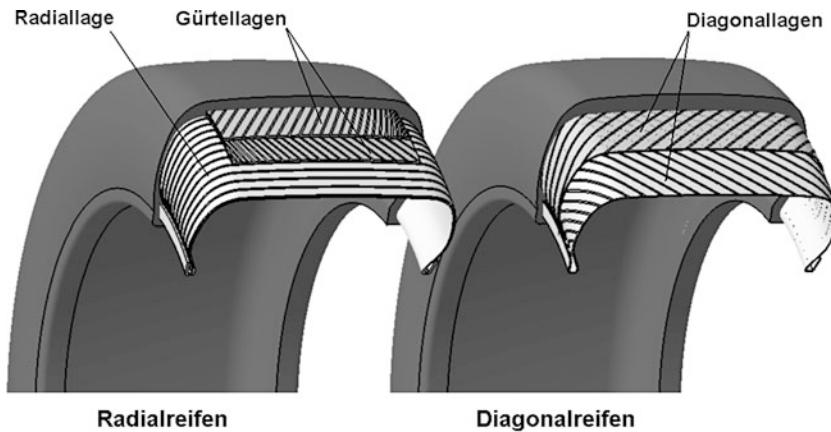
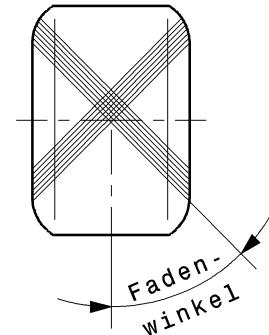


Abb. 1.6 Prinzipieller Aufbau von Radial- und Diagonalreifen *radial tyre and bias-ply tyre*

Abb. 1.7 Fadenwinkel
(Zenitwinkel) von
Unterbaulagen
Der Fadenwinkel ist der Winkel,
den die Kordfäden mit der
Reifenmittenebene einschließen



Dadurch beeinflussen die Seitenwände den Kontakt des Laufstreifens wenig. Die Reifenaufstandsfläche wird in erster Linie vom steifen Gürtel (meist aus Stahllitzen) bestimmt. Gegenüber der Diagonalbauart wird dadurch weniger Wärme im Latsch freigesetzt, der Rollwiderstand und die Abnutzung des Laufstreifens sind geringer. Bei gleicher Lebensdauer lässt sich so bei einem Radialreifen eine weichere Gummimischung am Laufstreifen einsetzen, die größere Reibkräfte ermöglicht. Es gibt nur wenige Nachteile des Radialreifens – ein Grund warum er so dominant ist. Seine Seitenwand ist relativ verletzlich und auf Kopfsteinpflaster kann es zu Längsschwingungen kommen, die als Dröhneräusche wahrgenommen werden. Letzteres ist ein Komfortproblem und nur für Serienfahrzeuge relevant. Dort entkoppeln deshalb elastische Lagerungen die Radlenker vom Wagenkasten.

Bei Diagonalreifen besteht der Unterbau (Karkasse) aus mindestens zwei Lagen gummierter Kordfäden, deren Fadenwinkel (*cord angle*) bei Standardreifen zwischen 38° und 40° , bei Hochgeschwindigkeitsreifen zwischen 30° und 35° und bei Rennreifen bei 26° liegt [18], Abb. 1.7. Der Fadenwinkel beeinflusst wesentliche Reifeneigenschaften wie

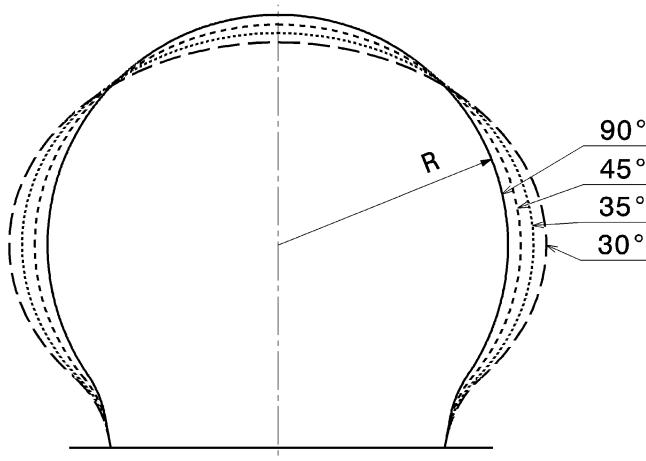


Abb. 1.8 Einfluss des Fadenwinkels auf den Karkassenquerschnitt, nach [15]

Ein Fadenwinkel von 90° führt zu einem kreisförmigen Querschnitt. Mit kleineren Winkeln wird der Querschnitt ovaler

Seitensteife, Federsteife und Rollwiderstand. Ein stumpfer Fadenwinkel erhöht den Fahrkomfort, verringert aber die Seitenstabilität. Ein spitzer Fadenwinkel erhöht die Fahrstabilität zu Lasten des Fahrkomforts. Durch das Fehlen von (Stahl-)Gürtellagen ist das Massenträgheitsmoment geringer als bei Radialreifen. Vor allem diese Eigenschaft macht diese Bauart für Rennreifen immer noch interessant.

Eine Diagonalkarkasse weist einen etwa kreisförmigen Querschnitt auf, vgl. Abb. 1.8. Damit die Lauffläche breiter wird muss entsprechend mehr Gummi an den Seiten aufgebracht werden. Das begrenzt das Verbreitern von Reifenquerschnitten bzw. genauer das Reduzieren des Höhen/Breitenverhältnisses. An Radialreifen wird der gewünschte flache Laufstreifen durch den auf die Karkasse gelegten Gürtel erzeugt.

Das Übertragen einer reinen Umfangskraft ist mit 90° Fadenwinkel nicht möglich. Die Kordfäden können ja nur Zugkräfte übertragen und richten sich bei einer Relativdrehung der Felge gegenüber dem Laufstreifen entsprechend schräg aus, Abb. 1.9. Rennreifen in Radialbauweise haben daher im Gegensatz zu Standardradialreifen mit einer Lage unter 90° Zenitwinkel wegen der größeren Belastung im Allgemeinen zweilagige Karkassen mit Fadenwinkel zwischen 85 und 70° [15].

Im angelsächsischen Raum existiert noch eine dritte Bauart, die zwischen den beiden genannten liegt, der Semi-Gürtelreifen (*bias-belted tire*). Auf einer Diagonalkarkasse liegen Gürtellagen, wie bei einem Radialreifen. Die Eigenschaften dieser Bauart reichen jedoch nicht an jene des Radialreifens heran. Der Reifen rollt wohl im unteren Geschwindigkeitsbereich weicher ab, ist aber nicht unbedingt für höhere Geschwindigkeiten geeignet.

Diese unterschiedlichen Bauarten der Reifen verlangen teilweise unterschiedliche Fahrwerksauslegungen, damit die größtmöglichen Kräfte aufgebaut werden können.

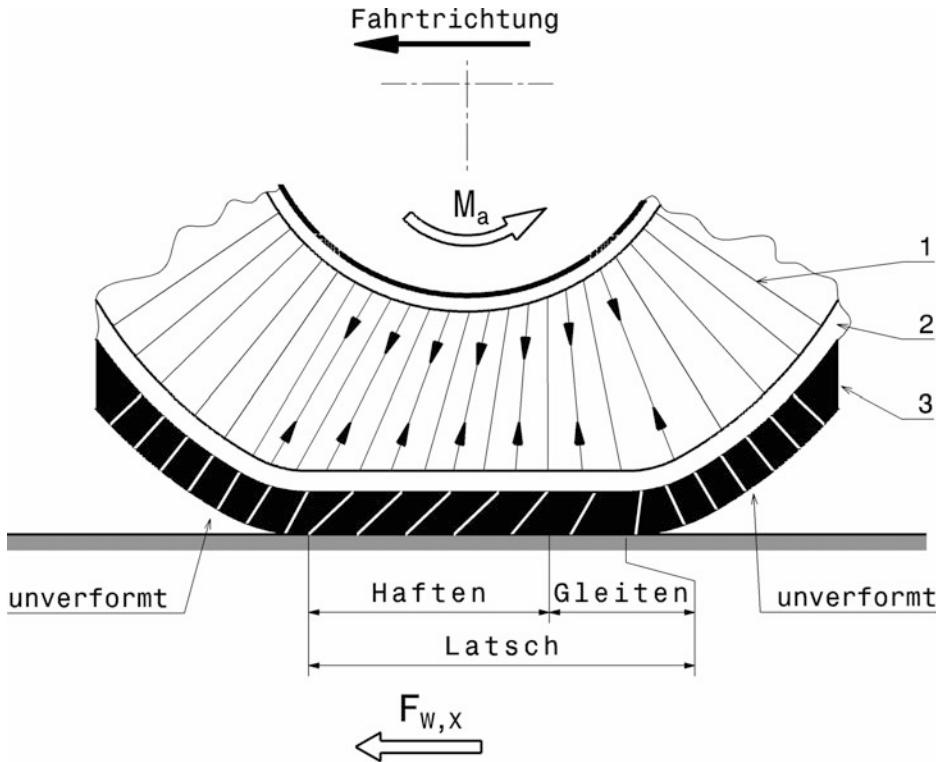


Abb. 1.9 Übertragung einer Umfangskraft vom Laufstreifen eines Radialreifens auf die Felge
 Beim Übertragen eines Moments richten sich die Kordfäden abweichend von der ursprünglichen radialen Richtung schräg aus und übertragen so die Umfangskraft von der Reifenaufstandsfläche. Die Gummielemente im Laufstreifen werden beim Einlaufen in den Latsch durch die Reibung verformt (Bereich: Haften) und gleiten beim Auslaufen (Bereich: Gleiten) wieder in die Normallage zurück
 1 Kordfäden *cords*, 2 Karkasse, Gürtellagen *carcass, crown plies*, 3 Laufstreifen *tread*

$F_{w,x}$ Kraft, die von der Fahrbahn auf den Reifen wirkt

M_a Antriebsmoment auf die Felge

An Radialreifen verformt sich der Aufstandsbereich weniger als bei Diagonalreifen, dafür ist die Seitenwand nachgiebiger und ein Schräglaufwinkel wird rascher aufgebaut. Allerdings führt das zu einem schmäleren Grenzbereich bei Kurvenfahrt, was für den Fahrer das Einschätzen des fahrbaren Schräglauwinkels schwieriger macht [8]. Radialreifen erfordern eine größere Sturzänderung für einen effizienten Seitenkraftaufbau (Abb. 1.10).

Bei Radialreifen bleibt der dynamische Rollradius etwa konstant. Der (Stahl-)Gürtel unterhalb des Laufstreifens wird zwar oval verformt, sein Umfang bleibt aber wie bei einem Raupenfahrzeug gleich. Nicht so bei Diagonalreifen. Ihr Querschnitt wird mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit gewissermaßen dreieckförmig und der

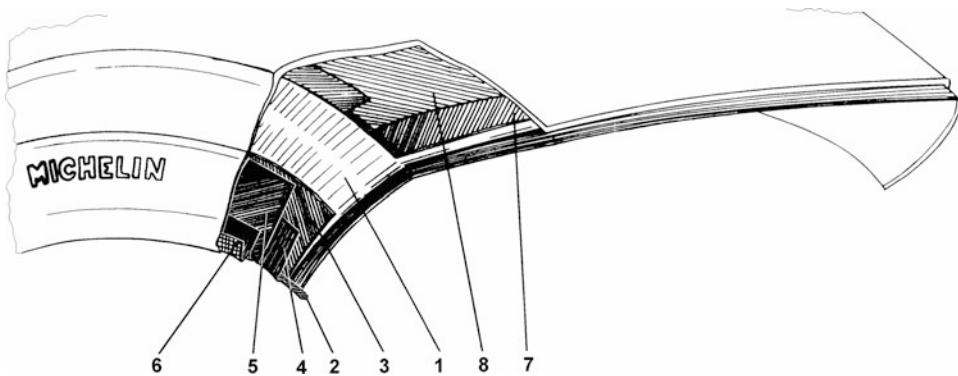


Abb. 1.10 Reifenaufbau eines Rennreifens in Radialbauweise [8]

1 Radiallagen *radial casing plies*, 2 Drahtkern *bead wire*, 3 erste Unterbaulage *1st sidewall protector*, 4 Umschlag einer Mantellage *turn-up of one casing ply*, 5 zweite Unterbaulage *2nd sidewall protector*, 6 Umschlag einer weiteren Mantellage *turn-up of another casing ply*, 7 erste Gürtellage *1st crown ply*, 8 zweite Gürtellage *2nd crown ply*

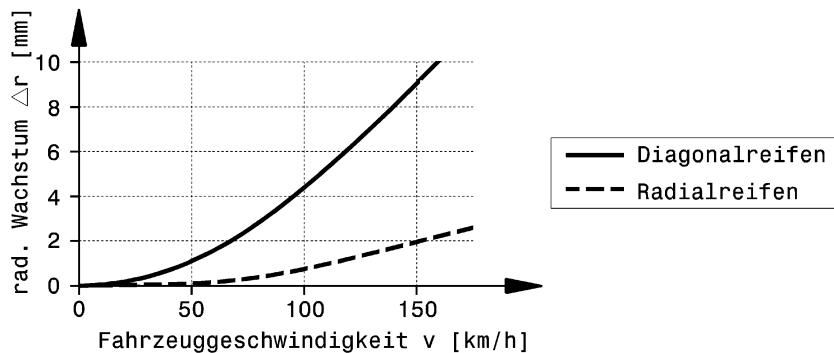


Abb. 1.11 Radiales Reifenwachstum über der Geschwindigkeit gemessen am Zenit des Reifens, nach [1]

Reifendimensionen:

Diagonalreifen 6.00-13

Radialreifen 165 R13

Außendurchmesser nimmt zu, vgl. Abb. 1.11. Rennreifen sind für höhere Geschwindigkeiten ausgelegt und zeigen daher eine geringere Durchmesserzunahme als Serienreifen.²

²Im Bd. 3 *Antrieb* der Reihe Handbuch Rennwagentechnik findet sich ein Beispiel für einen Rennreifen, Kap. 4.

1.2.3 Einfluss auf das Fahrverhalten *Influence on Driving Behaviour*

Der Einfluss der Reifen auf das Fahrverhalten ist vielfältig. Sie bestimmen unter welchen Verformungen eine Kraft zwischen Fahrbahn und Fahrzeug aufgebaut wird und beeinflussen so die Stellung des Fahrzeugs. Die bedeutendsten Größen sind der Schlupf, bei dem die größte Umfangskraft übertragen wird, und jener Schräglauwinkel, bei dem die größte Seitenkraft aufgebaut wird, weil der Fahrer eines Rennfahrzeugs so fährt, dass (fast) immer die maximal möglichen Kräfte zwischen Straße und Reifen ausgeschöpft werden.

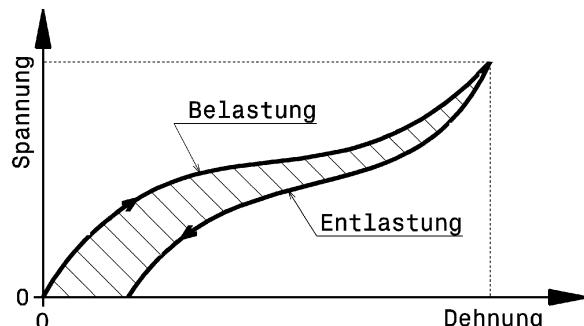
Reibung *Friction*

Die eigentliche Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn ist von vielen Faktoren abhängig, wie z. B. Radlast, Temperatur, Gleitgeschwindigkeit und Oberflächenzustand.

Zunächst ist das Verhalten des Werkstoffes Gummi interessant. Er weist eine enorm große Elastizität auf, d. h. er macht leicht Formänderungen mit und kehrt nach der Entlastung in die Ausgangslage zurück, und er fasziniert durch extrem hohe Dehnbarkeit. Die Molekülketten bilden im Ruhezustand ein Knäuel, das beim Dehnen zu Strängen entwirrt wird. Je nach Gummimischung wird die Rückkehr in den Ausgangszustand durch innere Reibung gedämpft oder es bleibt sogar ein Verformungsrest (visko-elastisches Verhalten). Die Verläufe beim Beladen und Entlasten in einem Spannungs-Dehnungsdiagramm fallen also im letzteren Fall nicht zusammen und schließen eine Fläche ein (Hysterese), Abb. 1.12.

Je größer diese Fläche ist, desto mehr der Verformungsenergie wird von dieser Gummimischung in Wärme umgewandelt und nicht wieder zurückgegeben. Lässt man einen Ball aus Gummi ohne Hysterese fallen, so springt er fast wieder zur Ursprungshöhe zurück. Einer aus Gummi mit extrem großer Hysterese bleibt verformt am Boden liegen. Der Laufstreifen von Straßenreifen weist im Gegensatz zu Rennreifen eine relativ kleine Hysterese auf. Zum Vergleich von Gummimischungen seien einige Shore-A-Härte-Werte bei Raumtemperatur von einigen Reifentypen genannt: Indy Car Straßenkurs 55 bis 70, Formel 1 50 bis 65, Dragster 25 bis 45 [25], Pkw-Winterreifen 60.

Abb. 1.12 Visko-elastisches Verhalten von Gummi
Die von den Kurven eingeschlossene Fläche entspricht der Formänderungsarbeit, die nicht wiedergewonnen und in Wärme umgewandelt wird



Zusätzlich zeigt Gummi ein sich veränderndes Verhalten über Verformungsgeschwindigkeit und Last.

Wird dieser Werkstoff über eine Fläche gezogen, so ist eine Kraft zu überwinden, die sich wie folgt zusammensetzt:

$$F_{fr} = F_{Adhäsion} + F_{Hysterese} + F_{Kohäsion} + F_{Viskose}$$

Dabei stellt der Anteil der Adhäsionskräfte (intermolekulare Haftkräfte, *adhesion forces*) die dominierende Komponente dar. Kohäsionskräfte rufen den Verschleiß bei Reibkontakt hervor und sind anteilmäßig von untergeordneter Bedeutung. Den Verlauf der ausschlaggebenden Kraftanteile über der Gleitgeschwindigkeit zeigt Abb. 1.13.

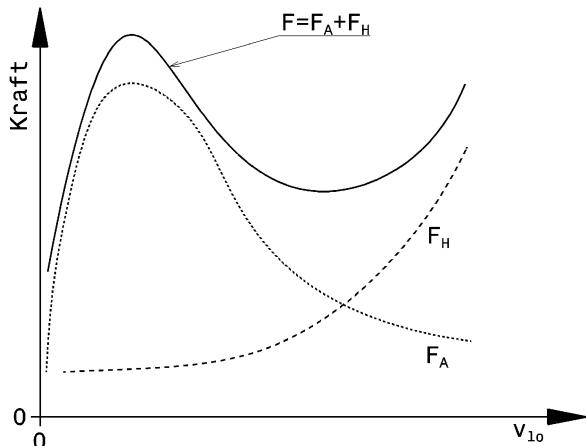
Man erkennt, dass bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten (z. B. vorderer Latschbereich bei ABS-Bremsung) Adhäsionskräfte bestimmt sind, während Hysteresekräfte (*hysteresis forces*) im Bereich hoher Gleitgeschwindigkeiten (z. B. bei Blockierbremsen) die übertragbaren Kräfte festlegen. Hysteresekräfte entstehen besonders bei Relativbewegungen zu rauen Oberflächen. Die Reibkraft entsteht hierbei durch eine Druckdifferenz zwischen der auf die Erhebung auflaufenden Druckseite des Gummis und der durch die Hysterese mit Verlusten entspannenden ablaufenden Seite. Die so verbleibende Druckkraft wirkt der Gleitbewegung entgegen, Abb. 1.14.

Hysteresekräfte entstehen also durch Verzahnungseffekte (*mechanical keying*) zwischen Fahrbahn und Gummi.

Die optimale Gleitgeschwindigkeit für große Reibkräfte liegt etwa zwischen 0,05 und 0,5 m/s. Wobei Werte um 0,01 m/s dem Haften und solche um 1 m/s dem Gleiten zugeordnet werden. Tritt zwischen der Fahrbahn und dem Gummi des Laufstreifens ein Trennfilm, so wirken die Adhäsionskräfte nicht mehr und es bleiben nur die geringeren Anteile der Reibungskraft über. Bei Regen werden deshalb profilierte Reifen eingesetzt. Diese verdrängen das Wasser in die Profiltäler und stellen so einen gewissen Kontakt

Abb.

1.13 Hauptzusammensetzung der Gummireibung und Einfluss der Gleitgeschwindigkeit
 F_A Adhäsionskräfte
 F_H Kräfte durch Hysterese
 v_{lo} Gleitgeschwindigkeit



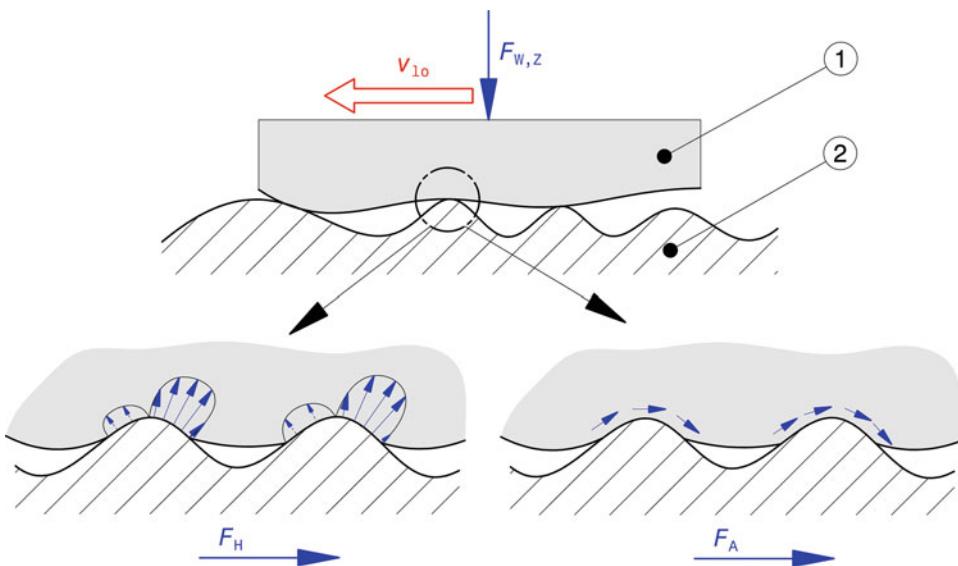


Abb. 1.14 Mechanismen der Gummi-Fahrbahn-Reibung

1 Gummi, 2 Fahrbahn

$F_{W,z}$ Radlast, F_H Kräfte durch Hysterese, F_A Adhäsionskräfte

zwischen dem Gummi der Profilblöcke und der Fahrbahn her. Bei trockener Strecke weisen unprofilierte Reifen (Slicks) die höchsten Kraftschlusswerte auf. Ebenso ist straßenseitig eine glatte, ebene Fläche günstiger als rauere Oberflächen, die weniger Kontaktflächen bereitstellen. In Anlehnung an die trockene Reibung fester Körper wird auch bei Reifen die Reibkraft als Funktion der Radlast ausgedrückt:

$$F_{W,x} = \mu_{W,x} \cdot F_{W,z} \text{ bzw. } F_{W,y} = \mu_{W,y} \cdot F_{W,z} \quad (1.2)$$

$\mu_{W,x}, \mu_{W,y}$ Reibungsbeiwert in Umfangs- bzw. Querrichtung, -

$F_{W,x}$ bzw. y und z Kräfte im Reifenaufstandspunkt wirkend in Umfangs-, Quer- und vertikaler Richtung, N

Die Reibungsbeiwerte sind wie oben bei der Reibkraftzusammensetzung erläutert für eine bestimmte Paarung Gummimischung zu Fahrbahn nicht konstant, sondern hängen unter anderem von der Gleitgeschwindigkeit ab, Abb. 1.15. Allgemein gilt: Je geringer der Kontaktdruck und je gleichmäßiger die Druckverteilung innerhalb der Aufstandsfläche, desto größere Kraftschlusswerte treten auf.

Sobald ein Reifen Umfangskräfte (Antreiben, Bremsen) überträgt, tritt also eine Relativgeschwindigkeit zwischen Reifenaufstandsfläche und Fahrbahn auf. In Abb. 1.9 ist die Verformung des Laufstreifens zu erkennen. Die Gummielemente im einlaufenden Latschbereich haften an der Fahrbahn, die Felge rotiert weiter und der Laufstreifen verformt sich elastisch (Formschlupf, *shear*). Diese Deformation nimmt in Richtung des

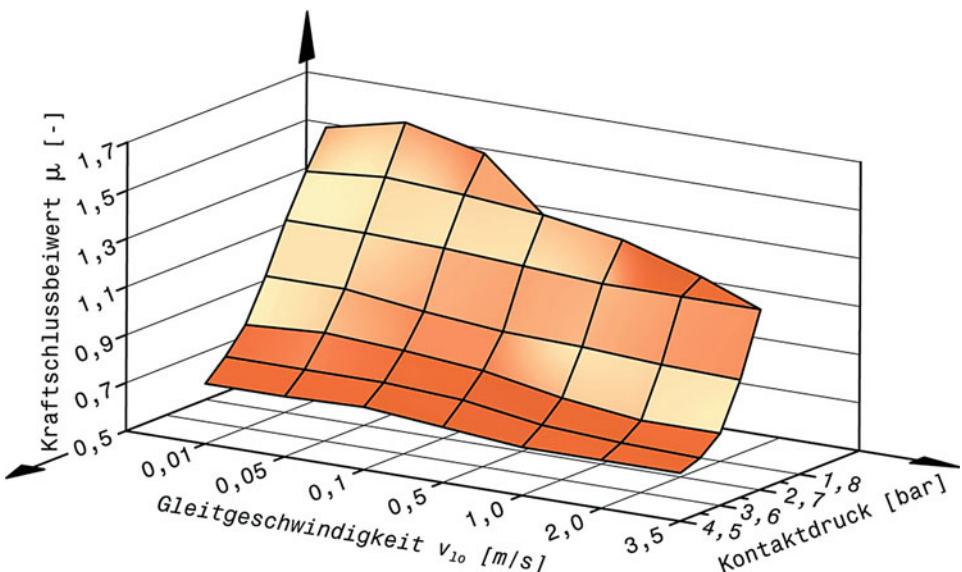


Abb. 1.15 Kraftschlussbeiwert in Abhängigkeit von Gleitgeschwindigkeit und Kontaktdruck, nach [27]

Gemessen wurde eine typische Laufstreifenmischung eines Pkw-Reifens auf Korund-180

Auslaufbereichs so zu, dass Elemente zu gleiten beginnen (Gleitschlupf, *slip*), bis sie schlussendlich wieder in den unverformten Ausgangszustand schwingen, wenn der Laufstreifenabschnitt von der Straße abhebt. Die Umfangsgeschwindigkeit des Reifens ist größer oder kleiner als die Fahrzeuggeschwindigkeit, je nachdem, ob Antriebs- oder Bremskräfte übertragen werden.

Das Verhältnis der beiden Geschwindigkeiten ist der Schlupf (*slip*) S_W :

$$S_{W,X,b} = \frac{v - v_W}{v} \cdot 100 \quad [\%] \quad (1.3a)$$

$$S_{W,X,a} = \frac{v_W - v}{v_W} \cdot 100 \quad [\%] \quad (1.3b)$$

v	Geschwindigkeit des Fahrzeugs, m/s
v_W	Umfangsgeschwindigkeit des Reifens, m/s $v_W = r_{dyn} \cdot \omega_W$

(Fortsetzung)

r_{dyn}	dynamischer Reifenradius, m
ω_w	Radwinkelgeschwindigkeit, s^{-1}
$S_{w,x,b}$	beim Bremsen auftretender Schlupf, %
$S_{w,x,a}$	beim Anreiben auftretender Schlupf, %

Ein rein rollendes Rad hat demnach Schlupf 0 %, ein blockierendes oder ein durchdrehendes Rad 100 %. Den grundsätzlichen Einfluss des Schlupfes auf den Reibbeiwert zeigt Abb. 1.16. In dem vom Formschlupf geprägten Bereich (Abb. 1.16b) wächst die Reibung annähernd linear mit dem Schlupf an, bis ein kritischer Schlupfwert erreicht wird, an dem der Reibwert sein Maximum erreicht. Der folgende abfallende Teil ist punktiert dargestellt, weil er praktisch nicht stationär vor sich geht, sondern in Sekundenbruchteilen zum reinen Gleiten überführt. In der Reifenaufstandsfläche verändern sich die Anteile (Abb. 1.16a) von Formschlupf im einlaufenden Bereich (grau) und Gleitschlupf im auslaufenden Bereich (schraffiert) mit dem Schlupfwert $S_{w,x}$. Je größer der Schlupfwert, desto größer der Anteil des Gleitbereichs.

Die Umfangskraft entsteht also durch Gleiten des Gummis auf der Fahrbahn und die größten Kräfte entstehen bei der optimalen Gleitgeschwindigkeit der Gummimischung also einem bestimmten Schlupf. Einige beispielhafte Verläufe von Reibungsbeiwerten über dem Schlupf zeigen Abb. 1.17 für Pkw-Reifen und Abb. 1.18 für Rennreifen.

Rennfahrzeuge werden so betrieben, dass die vom Reifen diktierten maximalen Kräfte übertragen werden. Eine wichtige Größe für Längskräfte ist dabei der Schlupf. Der Maximalwert des Reibbeiwerts wird Haftriebungszahl μ_w genannt und tritt je nach Reifen

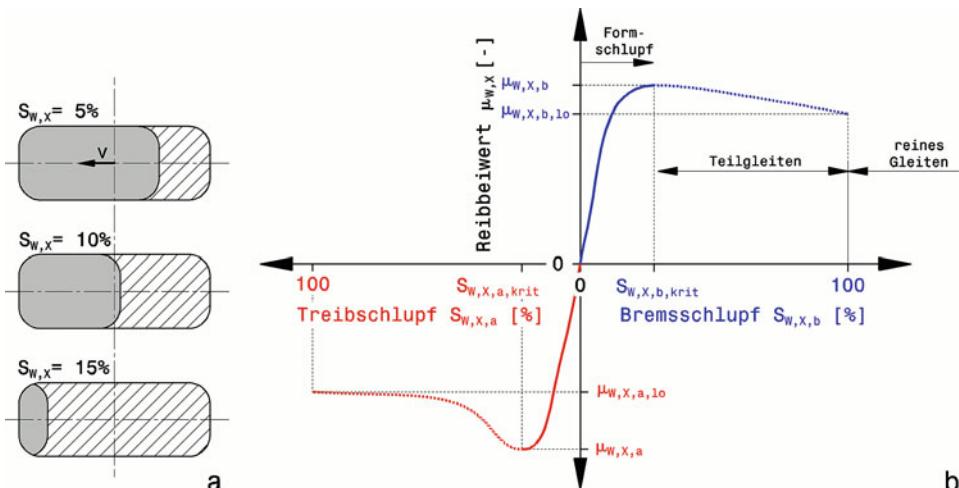


Abb. 1.16 Einfluss des Schlupfes auf den Reibbeiwert, schematisch
a Latschauflaufteilung nach Formschlupf (grau) und Gleitschlupf (schraffiert), **b** Verlauf des Reibbeiwerts über dem Schlupf

Abb. 1.17 Reibungsbeiwerte eines profilierten Pkw-Reifens, nach [11]

a Asphalt trocken, b Asphalt nass, c loser Kies

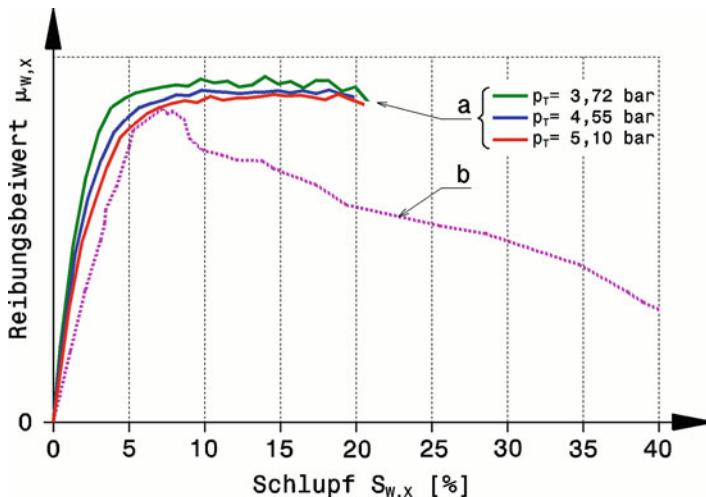
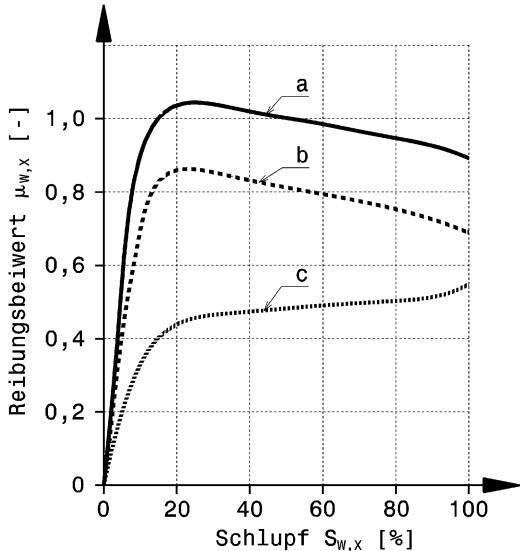


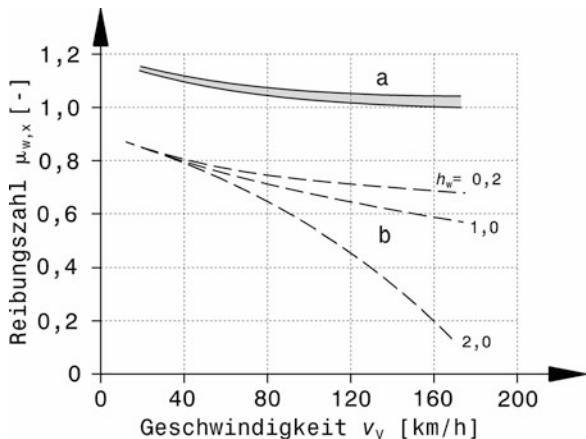
Abb. 1.18 Verlauf des Reibungsbeiwerts über dem Schlupf von Rennreifen, a nach [23], b nach [13]

Bei der Messreihe a ist zusätzlich der Einfluss des Reifenfülldruckes p_T eingetragen. Ein geringerer Druck führt zu einer größeren Aufstandsfläche, die eine größere Umfangskraft übertragen kann

und Fahrbahn bei etwa 10 bis 30 % Schlupf auf. Der kleinste Wert wird gemessen, wenn das Rad blockiert. Er heißt Gleitreibungszahl $\mu_{w,lo}$.

Die Haftreibungszahlen von Rennreifen auf trockener Fahrbahn können für eine kurze Zeitspanne (ca. 500 ms) Werte von 3 und Spitzenwerte bis zu 5 erreichen [13].

Abb. 1.19 Verlauf des Haftbeiwerts über der Fahrgeschwindigkeit für einen Pkw-Reifen, nach [26]
a trockene Fahrbahn, **b** nasse Fahrbahn, h_w Wasserdicke [mm]



Dieses schlupfabhängige Verhalten der Reibung ist für die Regellogik von Traktionsregelungen (*traction control*) und Starthilfen (*launch control*) von zentraler Bedeutung. Der Bordrechner muss für beste Beschleunigung auf den Schlupf der Haftreibungszahl einregeln und nicht etwa dafür sorgen, dass der Reifen gar nicht gleitet.

Das Gleitgeschwindigkeitsabhängige Verhalten der Gummireibung ist auch festzustellen, wenn man den Verlauf der maximalen Haftbeiwerte über der Fahrgeschwindigkeit betrachtet, Abb. 1.19. Der Reibwert (und zwar Gleit- wie Haftwert) nehmen mit der Geschwindigkeit ab. Bei nasser Fahrbahn ist dieser Effekt sogar noch deutlicher ausgeprägt.

Profilzustand *Condition of Tread*

In manchen Fahrzeugklassen sind profilierte Reifen vorgeschrieben. Dabei stellt man fest, dass Reifen mit der minimal erlaubten Profiltiefe die besten Rundzeiten ermöglichen. Auf trockener Fahrbahn, wo Adhäsionskräfte das Reibungsverhalten diktieren, ist der Reifen mit größerer Kontaktfläche zur Fahrbahn im Vorteil, Abb. 1.17. Beim profilierten Reifen wird die Aufstandsfläche durch Profilrillen unterbrochen und die übertragbare Kraft reduziert. Bei Nässe liegen die Verhältnisse genau umgekehrt, Abb. 1.21. Weitere Phänomene, die das bessere Abschneiden abgefahrener Reifen erklären sind: Einmal steigt das Verformungsvermögen mit der Profiltiefe, was der Fahrer als schwammiges Fahrverhalten empfindet, und weiters erwärmt sich die Lauffläche mit größerer Verformung stärker, was neben einer Reduzierung der übertragbaren Kraft bis zur Überhitzung des Reifens führen kann. Außerdem erschweren hohe Profilblöcke die Wärmeabfuhr an den Reifenunterbau. Das führt ebenfalls zu thermischen Problemen. Profilierte Rennreifen werden in manchen Rennklassen durch mechanisches Abarbeiten eines Reifens auf die vorgeschriebene Mindestprofiltiefe (ca. 2,4 bis 6 mm) hergestellt [7]. Dabei muss die Lebensdauer eines solchen Reifens gar nicht schlechter sein als jene des unbearbeiteten Reifens. Im Gegenteil: Wegen der oben beschriebenen Phänomene der Erwärmung halten die abgearbeiteten Reifen im Rennbetrieb sogar länger als die mit der vollen Profiltiefe gefahrenen [15]. Es gibt aber

auch profilierte Rennreifen, die mit einer Profiltiefe von nur 2,4 bis 3,2 mm hergestellt werden und gleich benutzt werden können. Sommerreifen für Pkw weisen fabrikneu vergleichsweise mindestens 8 bis 10 mm Profil auf.

Einige der oben beschriebenen Phänomene kommen auch bei einem Reifen zum Tragen, wenn dessen Laufstreifen verschleißt, seine Dicke im Betrieb also abnimmt, Abb. 1.20. Zu Beginn eines (Langstrecken-)Rennens zeigt der Reifen eine vergleichsweise „zahme“ Charakteristik (blaue Randkurve, Verschleiß 0 mm). Beim größten Verschleiß (rote Randkurve), wenn der Laufstreifen die geringste Stärke aufweist, entwickelt der Reifen seine größte Seitenkraft und zeigt auch eine größere Seitensteifigkeit (Steigung der Kurve im Ursprung, *cornering stiffness*). Zwischen diesen beiden Extremen ändert sich die Charakteristik entsprechend, aber nicht linear. Mit den ersten Millimetern Verschleiß steigt das Maximum der Seitenkraft rascher an, als mit den folgenden.

Gummireibung wird zum überwiegenden Teil durch Adhäsion und Deformation hervorgerufen. Tritt ein Trennfilm zwischen die beiden Kontaktpartner Laufstreifen und Fahrbahn, wird der Adhäsionsanteil drastisch reduziert oder sogar aufgehoben und es bleibt praktisch nur der geringere Deformationsanteil über. Bei geringen Wassertiefen baut auch ein Slick noch brauchbare Kräfte auf, weil ein gewisser Teil der Reifenaufstandsfläche noch direkten Kontakt zur Fahrbahn hat, Abb. 1.22.

Ziel bei der Entwicklung eines Regenreifens muss es also sein, das Wasser zwischen Gummi und Fahrbahn zu entfernen. Dies erfolgt durch entsprechende Gestaltung der kanalartigen Vertiefungen zwischen den Profilblöcken. Sind die Profilblöcke klein, wirken

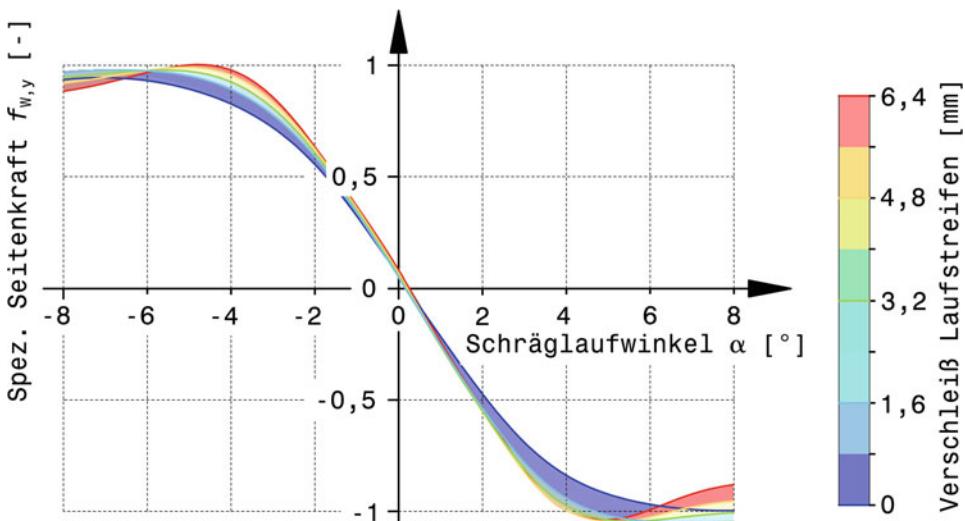


Abb. 1.20 Seitenkraft über Schräglau unter Einfluss des Reifenverschleißes [33]

Zu Vergleichszwecken ist nicht der Absolutwert der Seitenkraft aufgetragen, sondern diese ist auf ihr Maximum im Ursprungszustand (Verschleiß 0 mm, blau) bezogen

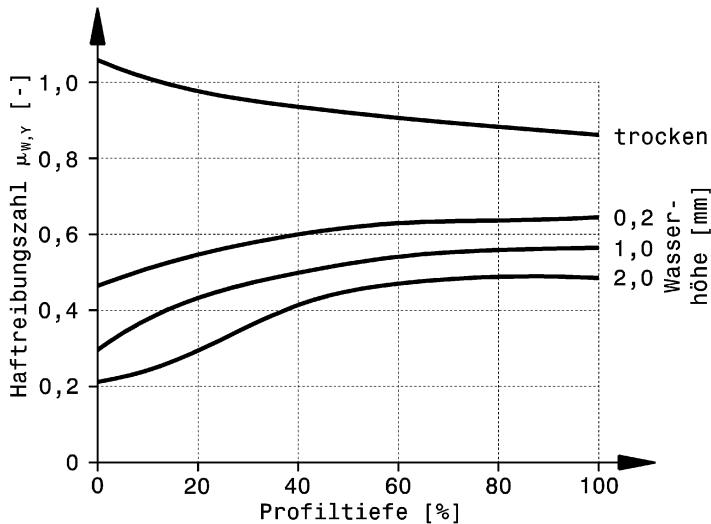


Abb. 1.21 Einfluss des Profils auf die mögliche seitliche Haftreibung $\mu_{w,y}$ eines Pkw-Radialreifens, nach [11]

Reifen: 155 R13 78 S

100 % Profiltiefe = 8 mm

Fülldruck: 1,8 bar

Fahrgeschwindigkeit: 60 km/h

Schräglaufwinkel: 10°

die Räume dazwischen als Ausweichraum für das Wasser. Dem Vergrößern dieses Ausweichraums sind allerdings Grenzen durch die im gleichen Maße verkleinerte Aufstandsfläche des Gummis gesetzt. Die Kontaktfläche kann überhitzen. Werden die Profilzwischenräume als Kanäle ausgebildet, wird das Wasser nach vorne, hinten und zur Seite abgeleitet. Durch diese Kanäle wird das Wasser aber nur dann aus dem Latsch gedrängt, wenn das Rad rotiert – bei blockierten Rädern kommt diese Wirkung abhanden, Abb. 1.23. Die wasserverdrängende Wirkung schlägt sich auch im Rollwiderstand nieder. Dieser steigt bei Nässe bis zum 10-fachen an.

Für die effiziente Gestaltung der Kanäle ist großer Berechnungs-³ und Versuchsaufwand erforderlich. Erschwert wird die Entwicklung dadurch, dass ein Profil für verschiedene Wassertiefen und Fahrgeschwindigkeiten optimiert werden muss, was bestenfalls ein Kompromiss sein kann. Der Reifenlatsch ist wegen Sturz, Vorspur und Seitenkräften asymmetrisch. Deshalb werden auch asymmetrische Profile angeboten.

Auch wenn das Wasser von den Profilrillen von der Reifenaufstandsfläche entfernt wurde, bleibt noch ein schmierender Flüssigkeitsfilm für die einlaufen Profilstollen vorhanden. Zur Erhöhung der Reibung muss dieser Film also auch noch entfernt werden.

³Z. B. mit CFD (Computational Fluid Dynamics), Computerprogrammen zur Strömungssimulation.

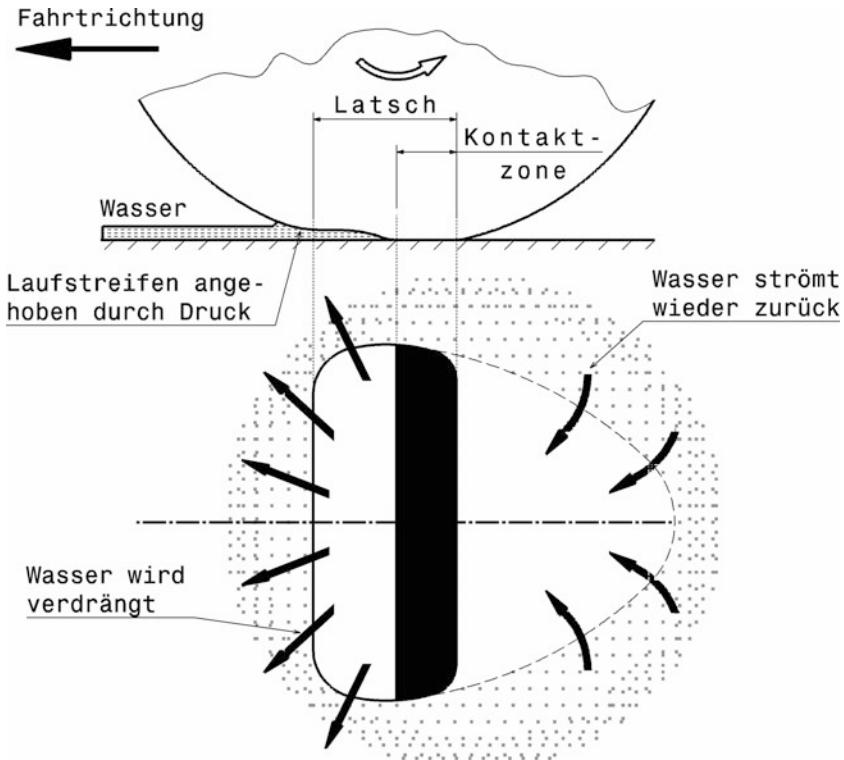


Abb. 1.22 Fahrbauskontakt eines Slicks bei Nässe, nach [20]

Im Einlaufbereich des Reifens hebt der Laufstreifen durch den Druck des Wassers ab. Echter Reibkontakt entsteht erst in der hinteren Zone des Latsches. Der Wasserfilm wird so vom Aufstandsbereich weggedrückt und das Wasser strömt nach dem Abrollen des Reifens verzögert in diesen Fahrbauskontaktbereich wieder zurück

Abb. 1.24 zeigt den Vorgang. Die einlaufende Kante eines Profilstollens wischt den Wasserfilm von der Fahrbahn und ermöglicht so trockenen Kontakt für den restlichen Stollen. Zusätzlich können Schnitte in Profilstollen eingebracht werden. Die so entstandenen Lamellen bilden weitere Kanten und verbessern die Abstreifwirkung.

Außerdem bewirkt ein Profil eine Druckerhöhung an den verbleibenden Profilblöcken in der Aufstandsfäche, weil bei gleicher Radlast die Kontaktflächen kleiner werden. Das Wasser kühlst die Lauffläche und so überhitzten die Kanten der Profilblöcke auch bei Gummimischungen mit verhältnismäßig niedriger Glasübergangstemperatur (s. Anhang) nicht.

Die Auswirkung eines Wasserfilms auf das Reibverhalten zeigt Abb. 1.25.

Dazu ist anzumerken, dass auf regennassen Strecken Wassertiefen über 2 mm selten sind. Größere Werte entstehen bei starken Regengüssen und in Spurriilen sowie anderen Vertiefungen. Bei hohen Geschwindigkeiten, kleinen Verdrängungsquerschnitten und großen Wasserhöhen kommt es zum vollständigen Aufschwimmen des Reifens, dem

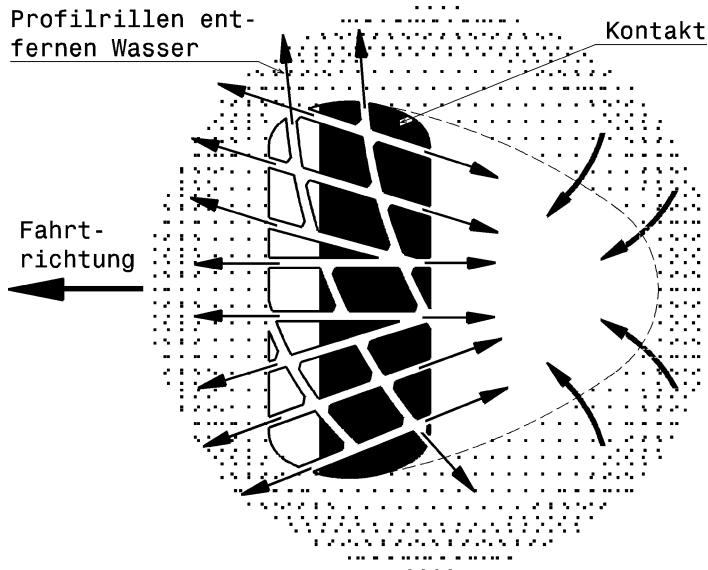


Abb. 1.23 Wasserverdrängende Wirkung eines Profilierten Reifens, nach [20]

Das Wasser wird durch die einlaufenden Profilblöcke in die Zwischenräume gedrückt und nach vorne, hinten sowie zur Seite geleitet. Ein Teil der Reifenoberfläche findet so trockenen Kontakt mit der Fahrbahn

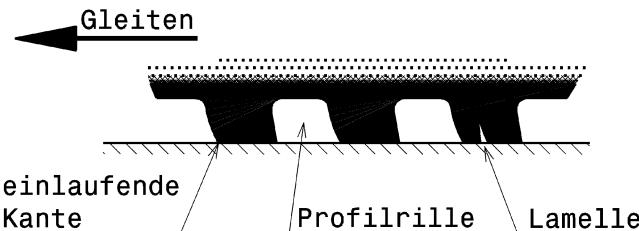


Abb. 1.24 Wischwirkung von Profilstollen, nach [20]

Die einlaufende Kante eines Profilstollens wischt den Wasserfilm weg und ermöglicht so trockenen Fahrbahnkontakt für den Stollen

gefürchteten Aquaplaning. Anders als bei trockener Fahrbahn verbessert sich in dem Fall das Übertragungsverhalten bei höheren Fülldrücken und kleineren Reifenaufstandsflächen (dadurch wird der Wasserfilm vom Reifen eher „durchbrochen“). Breitere Reifen sind durch den relativ kurzen Latsch in dem Zusammenhang ebenfalls benachteiligt.

Ein Regenreifen kann also nicht die Fahrleistungen eines Slicks erbringen, aber er schiebt die Geschwindigkeit, ab der Aquaplaning auftritt, hinaus. Die Reifenseitenwand kann auch weicher als beim Slick gestaltet werden, weil die Regenreifen geringere Kräfte aufbauen. Der Reifenfülldruck wird gewöhnlich ebenfalls niedriger gewählt.

Abb. 1.25 Haftreibungszahlen eines profilierten Serienreifens bei verschiedenen Wasserhöhen, nach [11]
 Gemessen an einem Pkw-Sommerreifen mit 8 mm Profiltiefe
 Unterhalb von 60 km/h ist kaum ein Einfluss feststellbar. Bei großen Wassertiefen von 3 mm schwimmt der Reifen bei großen Geschwindigkeiten auf

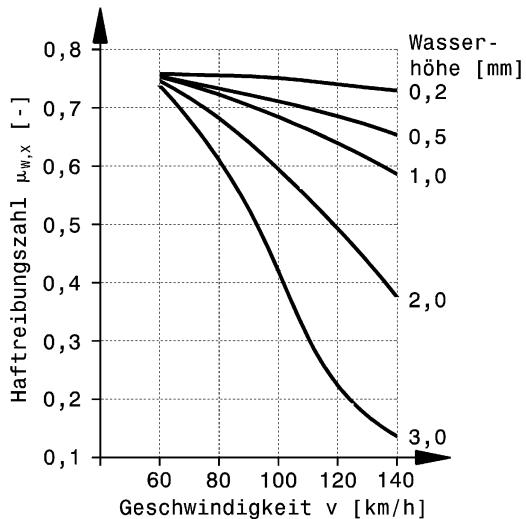
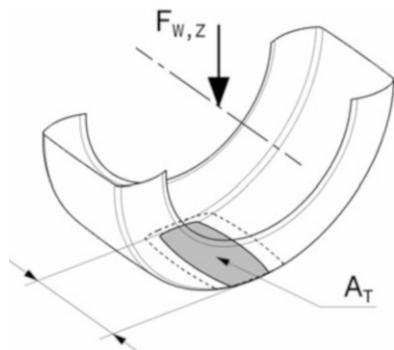


Abb. 1.26 Tragverhalten eines luftgefüllten Reifens
 Die Radlast $F_{W,Z}$ wird durch eine entsprechende Latschfläche A_T aufgenommen. Bei größerer Radlast wird die Fläche sich zur strichliert dargestellten Kontur ausdehnen



Reifenfülldruck Inflation Pressure

Vereinfacht kann man sich den Reifen als biegeweiche Membran vorstellen, die durch den Innendruck p_T gehalten wird. Mit diesem Modell lässt sich leicht die Aufstandsfläche A_T eines Reifens für eine gegebene Radlast $F_{W,Z}$ errechnen, vgl. auch Abb. 1.26:

$$A_T = \frac{k \cdot F_{W,Z}}{p_T} \quad (1.4)$$

k Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Reifensteifigkeit, $- k \approx 0,9$ bis $0,85$ [14].

Tatsächlich ist die Fläche etwas kleiner, weil die Reifenflanken mittragen und ein Biegemoment zum Laufstreifen übertragen und somit die Membran entlasten. Dies wird mit dem Faktor k berücksichtigt. Mit zunehmender Belastung (oder abnehmenden Fülldruck) wird der Latsch also länger, seine Breite bleibt ja annähernd gleich [13]. Eine längere Aufstandsfläche hat den Nachteil, dass der Laufstreifen sich beim Anlegen an die Fahrbahn

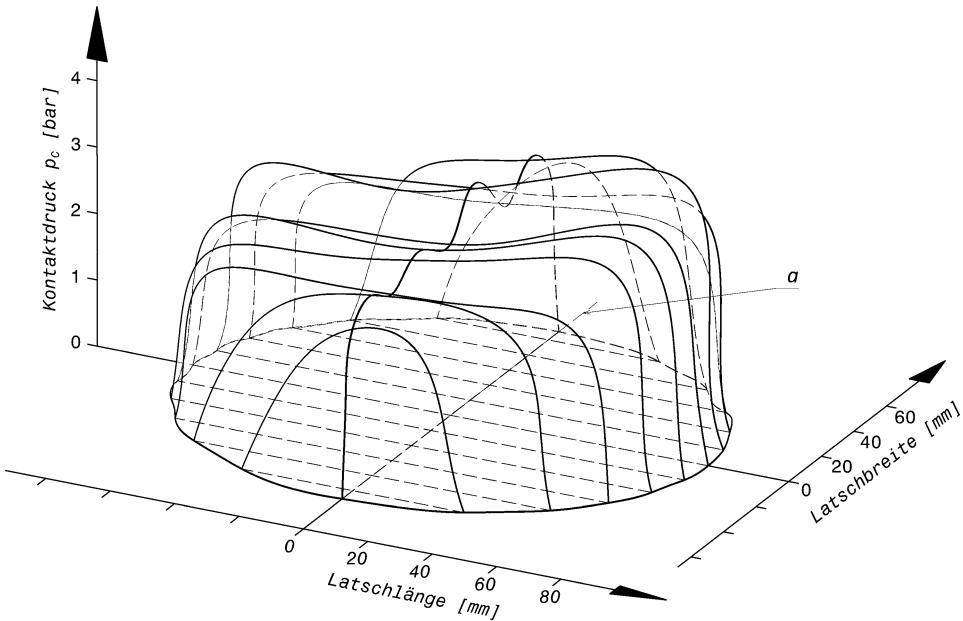


Abb. 1.27 Druckverteilung im Latsch, nach [31]. Frei rollender Radialreifen mit Fahrgeschwindigkeit = 60 km/h

a Projektion der Radachse. Die Rollrichtung ist nach rechts

und beim Verlassen um einen größeren Winkel biegen muss – die sogenannte Walkarbeit nimmt zu, der Reifen wird wärmer und versagt im Extremfall.

Wie der tatsächliche Kontaktdruck im Latsch verteilt sein kann, zeigt Abb. 1.27. Der Druck ist relativ gleichmäßig über der Aufstandsfläche verteilt. Nur im Einlaufbereich ist deutlich eine Druckerhöhung zu erkennen. Dies ist eine typische Ausprägung von Radialreifen, bei denen der Gürtel ausgleichend wirkt. Bei Diagonalreifen hingegen sind die beiden Schulterbereiche wesentlich höher belastet als die Laufstreifenmitte [32].

Zu hoher Reifenfülldruck verkleinert die Aufstandsfläche auf befestigter Fahrbahn und somit die übertragbaren Kräfte. Auf losem Untergrund wird die Traktion mit geringerem Fülldruck besser, was bei Raid- und Rallyefahrzeugen genutzt wird. Bei Serienfahrzeugen ist der Fülldruck aus Komfortgründen vergleichsweise niedriger als bei Rennfahrzeugen. Das Ideal stellt in dem Zusammenhang ein System dar, das den Fülldruck während der Fahrt variieren kann. Bei geringen Fahrgeschwindigkeiten wird ein niedrigerer Fülldruck eingestellt, der mit zunehmendem Tempo erhöht wird.

Einige prinzipielle Einflüsse des Fülldrucks auf verschiedene Reifenkennwerte zeigt Abb. 1.28. Der Rollwiderstand lässt sich durch stärkeres Aufpumpen der Reifen reduzieren (Diagramm links oben: Verlauf Rollwiderstand über Radlast). Dadurch wird die Federwirkung des Reifens auch steifer (vgl. Verlauf Radlast über statischer Reifeneindrückung). Die Seitensteifigkeit nimmt mit steigendem Reifeninnendruck zu (vgl. Verlauf Seitenkraft über

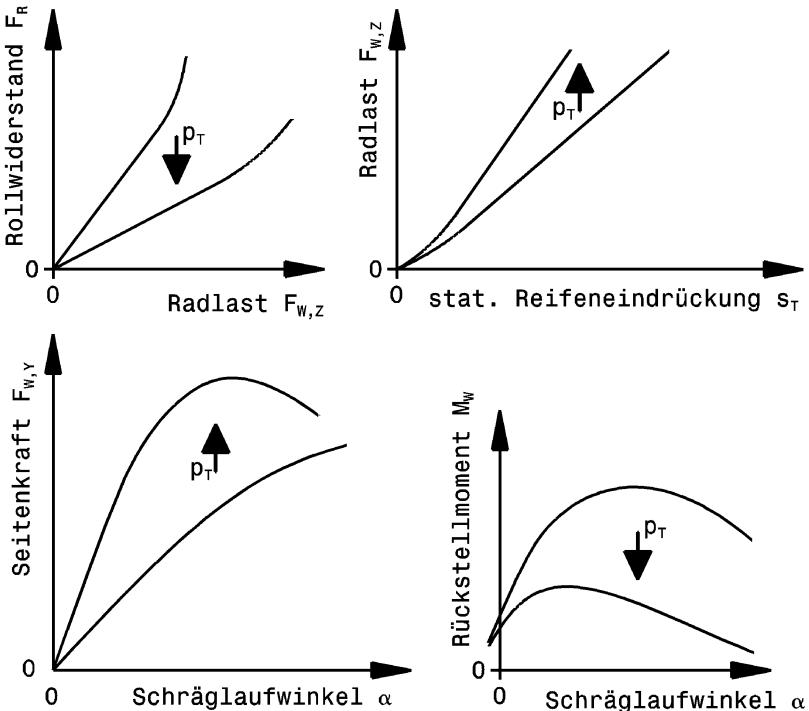


Abb. 1.28 Prinzipieller Einfluss des Fülldruckes auf unterschiedliche Kennwerte des Reifens
 p_T Reifenfülldruck

Schräglauwinkel). Aus diesem Grund lässt sich bei jedem Fahrzeug die Steuerungstendenz in Richtung Untersteuern korrigieren, wenn man den Reifeninnendruck an der Hinterachse erhöht. Mit dem erhöhten Reifeninnendruck wird auch der Gütegrad der Seitenkraftverteilung besser [1]. Ein zu hoher Fülldruck verkleinert jedoch die Aufstandsfläche und reduziert so die übertragbaren Reibungskräfte. Für den Fahrer spürbar wird dies unter anderem durch ein reduziertes Rückstellmoment.

Bei sinkendem Reifendruck steigt die Raddrehzahl wegen des kleiner werdenden Aufstandsdurchmessers (dyn. Rollradius) an. So genannte passive Reifendruckkontrollsysteme nutzen diesen Effekt indem sie rechnerisch den Reifendruck durch Vergleich der Raddrehzahlen ermitteln.

Eine aufschlussreiche Übersicht zu den Zusammenhängen von Fülldruck und Reifenverhalten bietet Abb. 1.29. Der Zieldruck hängt von der auftretenden Radlast ab und nimmt mit dieser linear zu. Steht das seitliche Übertragungsverhalten des Reifens im Vordergrund (z. B. Slalombewerb, typische Rundkurse), wird man sich tendenziell an der Obergrenze des Zielbereiches (grün) orientieren. Ist eine hohe Umfangskraft für den betrachteten Bewerb (z. B. Beschleunigungsbewerb) gewünscht, peilt man einen etwas geringeren Fülldruck an.

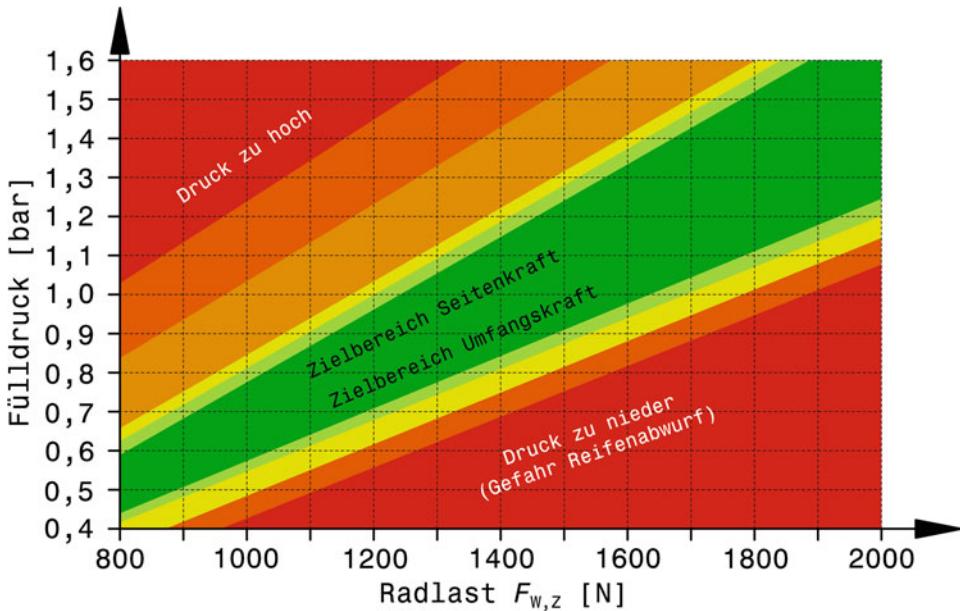


Abb. 1.29 Zielbereiche für den Fülldruck eines Rennreifens [34]

Dieses Diagramm gilt für Formula-Student-Reifen von Continental, C14 (Saison 2014) bis C18 (Saison 2018), montiert auf einer 7J×13"-Felge. Dimensionen C14 205/510 R13 und C18 205/470 R13. Die Radlast ist die (dynamisch) auftretende Radlast im Betrieb

Betrachtet man das Volumen im Reifen als unveränderlich (isochor), lässt sich die Druckerhöhung im Reifen durch Erwärmung leicht ausrechnen, Abb. 1.30:

$$p_{T,2} = p_{T,1} \frac{273,15 + \vartheta_{T,2}}{273,15 + \vartheta_{T,1}} + p_0 \frac{\vartheta_{T,2} - \vartheta_{T,1}}{273,15 + \vartheta_{T,1}} \quad (1.5)$$

$p_{T,1}$ bzw. $p_{T,2}$ Überdruck im Reifen bei Temperatur $\vartheta_{T,1}$ bzw. $\vartheta_{T,2}$, bar

$\vartheta_{T,1}$ bzw. $\vartheta_{T,2}$ Temperatur der Luft im Reifen, °C

p_0 Umgebungsdruck, bar

An dieser Stelle muss erwähnt werden, dass professionelle Rennfahrer eine Druckänderung im Reifen von 0,01 (=1/100!) bar spüren.

Der durchschnittliche Fülldruck beträgt 1 bis 1,25 bar in der Formel 1 [8]. Die Breite des Zielfeldbereichs jedoch beträgt auch bei diesen voluminösen Reifen nur ca. 0,14 bar [20]. Es gibt Rennstrecken, an denen mit unterschiedlichen Fülldrücken links und rechts gefahren wird. In Barcelona starten Formel-1-Wagen mit geringerem Druck in den linken Reifen. Durch das Befahren von den drei schnellen Rechtskurven steigen die Temperatur der linken Reifen durch die größere Aufstandschaft und damit der Innendruck an. Somit wird das Druckverhältnis links zu rechts im Verlauf des Rennens angeglichen [4].

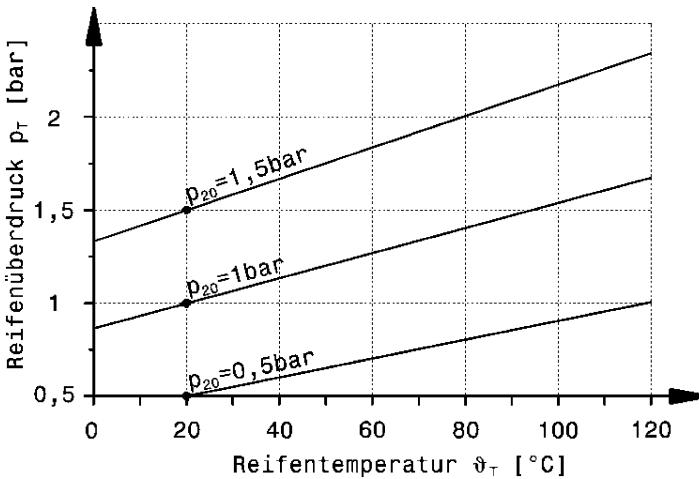


Abb. 1.30 Isochorer Druckanstieg im luftgefüllten Reifen

Durch Erwärmung im Fahrbetrieb steigt bei konstantem Reifenvolumen der Druck an. Für drei ausgewählte Reifendrücke p_T bei 20°C ist der Anstieg eingetragen. Der Umgebungsdruck beträgt 1 bar

Rennreifen werden gerne mit Stickstoff (N_2) statt Luft befüllt. Bei einem Gehalt von mindestens 95 % N_2 sind die Vorteile geringerer Druckverlust (größeren N_2 -Moleküle diffundieren schwerer durch Gummi), stabilere Druckverhältnisse (andere spezifische Wärmekapazität) und höhere Temperaturbeständigkeit (geringere Druckerhöhung) [10]. Außerdem reduziert eine Stickstofffüllung den natürlichen Gehalt an Wasserdampf der Luft und somit Phänomene wie Dampfbildung (der Druck im Reifen steigt dann überproportional an) und Korrosion. Es muss dabei allerdings beachtet werden, dass der Reifen korrekterweise vorher evakuiert werden bzw. wenigstens gut mit Stickstoff gespült werden muss. Eine kostengünstige Alternative besteht darin, getrocknete Luft in den Reifen zu pumpen. Der N_2 -Gehalt natürlicher Luft liegt ja bei etwa 70 %.

Radlast Corner Weight

Die Tragfähigkeit eines Reifens hängt hauptsächlich ab von: Fülldruck, Felgendurchmesser, Laufstreifenbreite und Querschnittshöhe.

Erwartungsgemäß nimmt die übertragbare Umfangskraft eines Reifens mit der Radlast zu, Abb. 1.31.

Betrachtet man jedoch den Kraftschlussbeiwert (sozusagen die Effizienz des Reifens), sieht die Sache anders aus. Mit zunehmender Radlast nimmt im Allgemeinen der Kraftschlussbeiwert ab. Dies gilt nicht nur für Umfangs-, sondern auch für Seitenkräfte, vgl. Abb. 1.32 und 1.33.

Bei gegebener Radlast sind demnach breitere Reifen besser, weil in der Reifenaufstandsfläche ein kleinerer Druck herrscht und eine größere Reibkraft aufgebaut wird

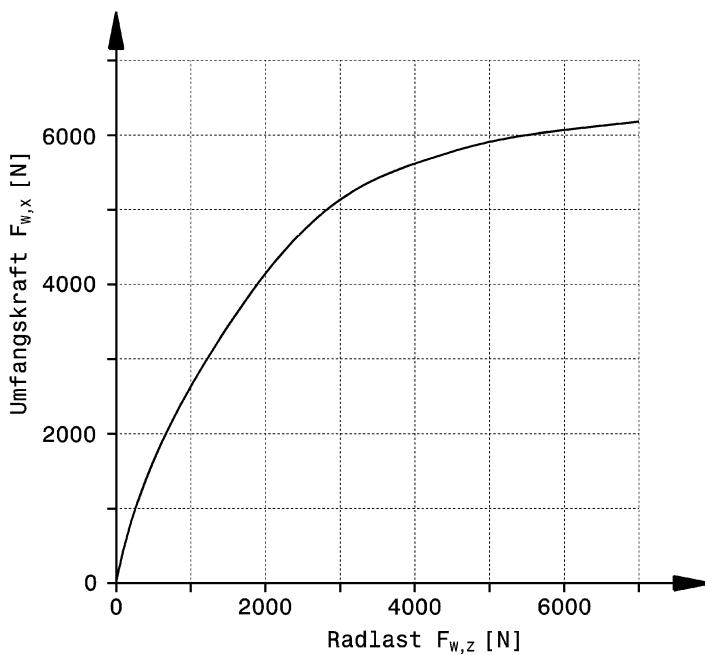


Abb. 1.31 Umfangskraft $F_{w,x}$ eines Reifens in Abhängigkeit von der Radlast $F_{w,z}$, nach [13]
Mit zunehmender Radlast nimmt die übertragbare Umfangskraft zu

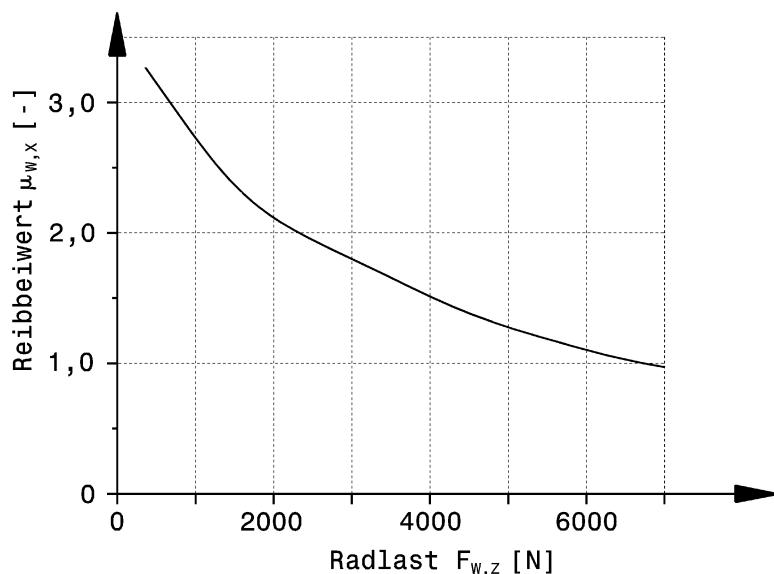


Abb. 1.32 Verlauf des Reibbeiwertes eines Reifens in Umfangsrichtung über der Radlast
Dieser Verlauf entspricht dem aus Abb. 1.31 (nach [13])

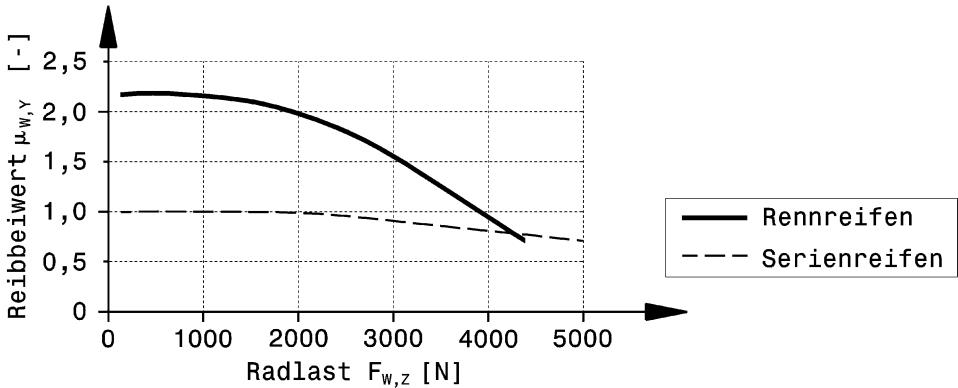


Abb. 1.33 Typischer Verlauf der Reibbeiwerte von Reifen in Querrichtung über der Radlast
Die Werte ergeben sich aus Abb. 1.38 für Schräglauftwinkel $\alpha = 8^\circ$

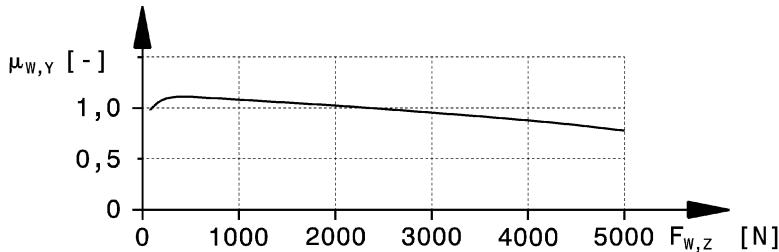


Abb. 1.34 Verlauf des Kraftschlussbeiwerts in Querrichtung über der Radlast
Damit überhaupt eine Reibkraft aufgebaut werden kann, ist eine gewisse Radlast erforderlich. Das Maximum an Reibung wird jedoch schon bei niedrigen Radlasten erreicht, ab da verringert sich die Reibkraft mit zunehmender Radlast

(vgl. auch Abb. 1.44). Eine „Überbereifung“ ist aber trotzdem schlecht: Ein gewisser Druck ist in der Aufstandsfläche für einen großen Kraftschluss erforderlich, was im Abb. 1.34 erkennbar ist. Bei einer zu geringen Radlast nimmt die Reibkraft gegenüber dem Höchstwert wieder ab.

Bei extremen Winkelbeschleunigungen des Reifens, wie sie z. B. bei Dragsterrennen auftreten, entsteht ein großer Schlupf und die Kontaktkraft im Aufstandsflächeneinlauf nimmt durch Masseneffekte des Reifens beachtlich zu. Dadurch wird das Beschleunigungsvermögen solcher Fahrzeuge gesteigert. Zusätzlich ersetzt das mit der Geschwindigkeit zunehmende Reifenwachstum (vgl. Abb. 1.11) ein Getriebe, so dass hohe Geschwindigkeiten ohne Schaltmanöver erreicht werden [15].

Die in den Diagrammen gezeigten Werte für Umfangs- und Querkräfte sind Maximalwerte, die für eine bestimmte Paarung Reifen-Fahrbahn erzielbar sind. Der Reifen braucht allerdings eine gewisse Zeit (und damit eine Wegstrecke), bis er die Seitenkraft aufgebaut hat. Für Pkw-Reifen liegen typische Werte dieser so genannten Einlaufstrecke (*relaxation*

length) zwischen 0,2 und 0,7 m [14]. Kommt es nun zu Radlastschwankungen – wie es bei einer realen Fahrt unvermeidlich ist – so bewirkt das einen Seitenkraftverlust, dessen Größe im Wesentlichen von Stoßdämpfern, Reifenfülldruck und von den Lenkerlagern abhängt. Die Radlastschwankung führt jedoch auch allein durch das degressive Verhalten des Reifens, das im folgenden Abschnitt erläutert wird, zu einem Verlust an Seitenkraft, Abb. 1.35. In dem dargestellten Beispiel schwankt die Radlast $F_{W,Z}$ sinusförmig (blau). Durch die degressive Reifenkennung $F_{W,Y} = f(F_{W,Z})$ (rot) ergibt sich daraus eine asymmetrische Schwankung der Seitenkraft (grün). Deren Symmetrieachse – also die mittlere Seitenkraft – ist um den Betrag $\Delta F_{W,Y,m}$ abgesenkt. Die Höhe des durchschnittlichen Seitenkraftverlustes bei Pkw wird in [11] mit 40 N/ $^{\circ}$ Schräglaufwinkel beziffert.

Interessanterweise ist der Einfluss dieser Vertikalkraftschwankung bei Seitenführungskräften wesentlich ausgeprägter als bei Umfangskräften. Beim Bremsweg wirken sich im Fahrversuch Unebenheiten der Fahrbahn nur sehr gering aus, hingegen ergeben sich beim Seitenführungsvermögen deutliche Unterschiede [30].

Schräglauf Tyre Slip

Die von der Geraden als Projektion der Radebene auf die Fahrbahn abweichende Bewegungsrichtung wird immer als Schräglauft bezeichnet, unabhängig davon, welcher Fahrbahnkontakt besteht.

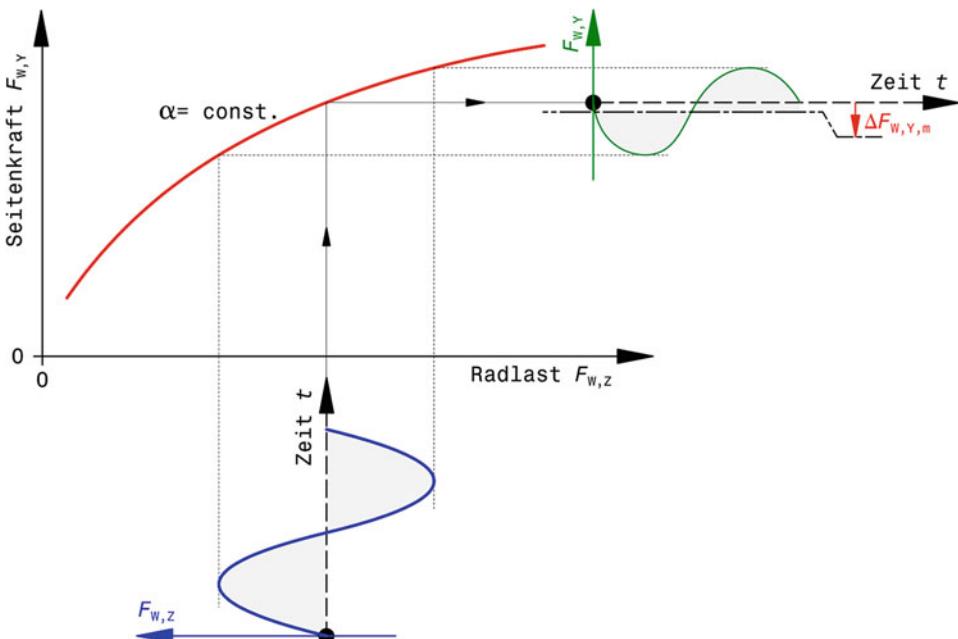


Abb. 1.35 Verlust an Seitenkraft durch Radlastschwankung, nach [27]
 α Schräglaufwinkel

Der Reifenschräglauf ist die dominierende der die Fahrstabilität bestimmenden Größen. Der Reifen-Schräglauftwinkel in Abhängigkeit von der Seitenkraft wird vom Reifentyp, aber auch ganz besonders vom Reifeninnendruck und von der Radlast beeinflusst. Weiters haben Reifenkonstruktion und Laufflächenzustand, sowie die Überlagerung einer Umfangskraft einen Einfluss.

Beim schräg laufenden Rad werden die Gummielemente durch die im Latsch angreifende Seitenkraft aus ihrer Normallage ausgelenkt, Abb. 1.36. Dabei wirkt zunächst die elastische Rückstellkraft des Reifens gegen die über der Lauflänge (annähernd linear) zunehmende Auslenkung. Wird die maximal übertragbare Reibkraft von Gummielementen in der Aufstandsfläche überschritten (das ist z. B. bei großen Schräglauftwinkeln der Fall), so kommt es zum Gleiten dieser Elemente und die Auslenkung nimmt über der Lauflänge nicht mehr zu. Erreichen die Gummielemente das auslaufende Ende des Latsches, nimmt die Kontaktkraft ab und die Elemente springen letztendlich wieder in ihre Ausgangslage zurück. Durch die Strukturfestigkeit des Reifens wird der Laufstreifen schon vor dem Einlaufen in den Latsch ausgelenkt und kehrt erst nach dem Auslaufen wieder in die Ausgangslage zurück. Entsprechend der seitlichen Verformung ergibt sich der Verlauf der Seitenführungsrichtung in der Aufstandsfläche. Bemerkenswert hierbei ist, dass die resultierende Gesamtkraft $F_{W,Y}$ um den Reifennachlauf (*pneumatic trail*) $r_{\tau,T}$ hinter dem geometrischen Radaufstandspunkt angreift. Dies führt zum so genannten Rückstellmoment (siehe unten). In einer groben Näherung (bei dreieckförmigen Verlauf der Seitenkraftverteilung exakt) ist $r_{\tau,T} = 1/6 l_T$, mit der Lastschlänge l_T . Steigt der Gleitanteil im Latsch, wird die Seitenkraftverteilung trapezförmig und $r_{\tau,T}$ wird kleiner. Bei vollem Gleiten (rechteckförmiger Verlauf) wird $r_{\tau,T} = 0$.

Der Laufstreifen muss beim Einlaufen in den Latsch erst umgelenkt werden. Masseneffekte und Materialsteifigkeit führen dazu, dass die Kontaktkräfte im Einlaufbereich größer sind als in der restlichen Aufstandsfläche. Die resultierende vertikale Gesamtkraft $F_{W,Z}$ greift dabei um e_R vor dem Radmittelpunkt an und erzeugt demnach ein Moment, das der Rollbewegung des Rads entgegenwirkt (Rollwiderstand *rolling resistance*).

Die für die Fahrzeugführung brauchbare Auswirkung von Schräglauf, nämlich das Aufbauen einer Seitenkraft über dem Schräglauftwinkel, ist schematisch in (Abb. 1.37) dargestellt. Im Grunde sieht der Verlauf für alle Reifen gleich aus. Nur die Neigung des ersten linearen Anstiegs (Seitenkraftbeiwert, *cornering stiffness*) ist unterschiedlich. Sie hängt hauptsächlich ab von Reifenbauart (Höhen/Breitenverhältnis, Karkassenaufbau, Gummimischungen, ...), Fülldruck und Radlast. Man erkennt aber auch, dass ab einem gewissen Schräglauftwinkel die Seitenkraft wieder abnimmt. Es gibt also einen optimalen Schräglauftwinkel für maximale Seitenkraft. Für Rennreifen liegt der Bereich grösster Seitenkräfte auf trockener Fahrbahn typischerweise zwischen 3° und 7° [25]. Dieses Optimum ist allerdings wieder von vielen Einflüssen abhängig, auch die Fahrgeschwindigkeit spielt eine Rolle. Allgemein ist der Abfall der Seitenkraft beim Überschreiten des Maximums bei jenen Reifen stärker ausgeprägt, die höhere Reibwerte und damit grössere

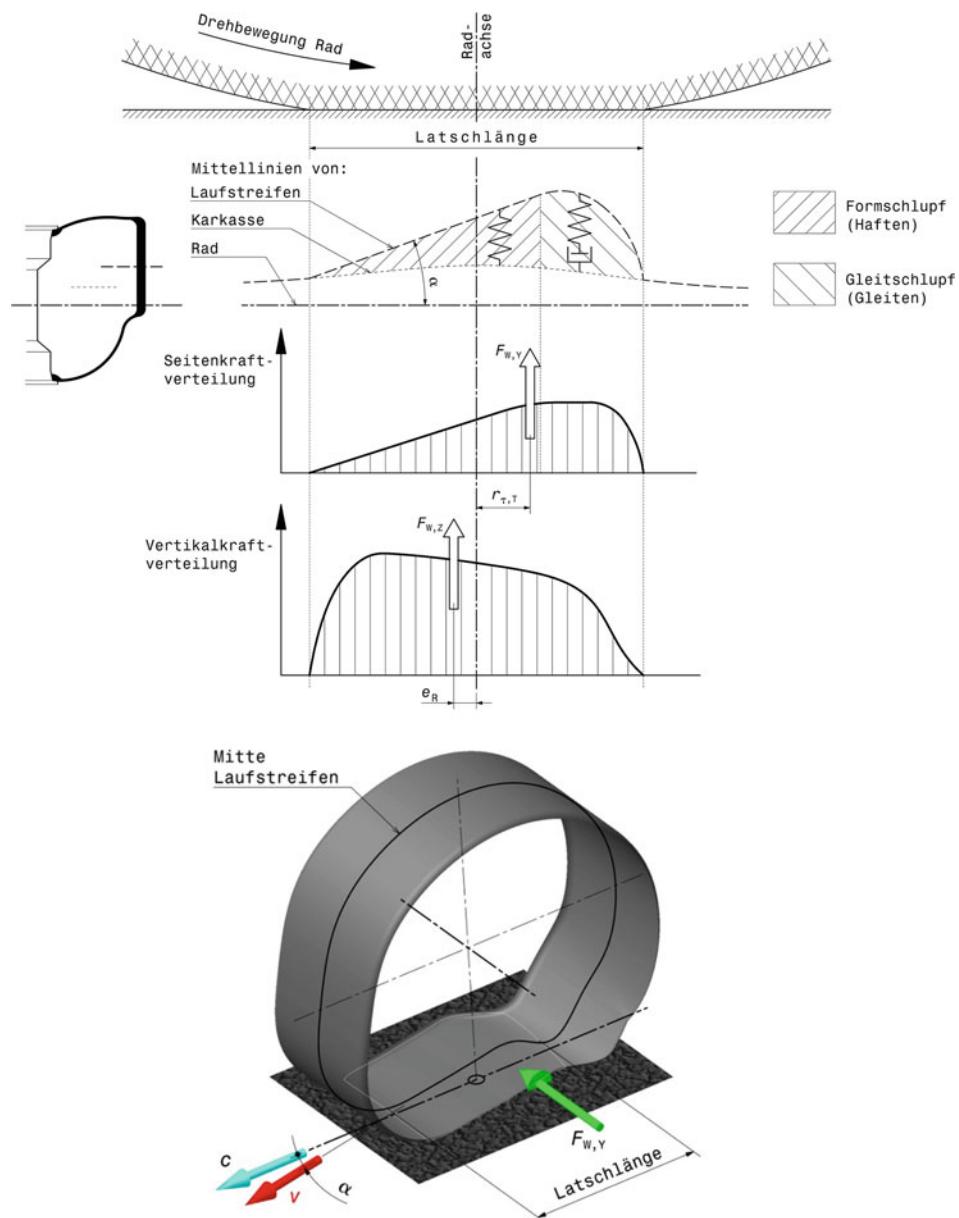


Abb. 1.36 Deformation eines schräg rollenden Reifens

oben: schematische Verläufe, unten: Schrägrissdarstellung

v Bewegungsrichtung des Reifens *tyre heading*

c Mitte Rad *median plane wheel*

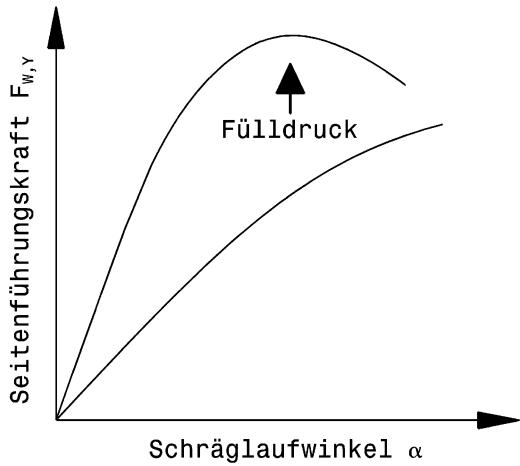
$F_{W,Y}$ Seitenkraft auf Reifen wirkend *lateral force*

$F_{W,Z}$ Vertikalkraft auf Reifen wirkend *vertical force*

$r_{\tau,T}, e_R$ Versatzstrecken von Kräften zur Radachse *center offset distance of forces*

α Schräglauftwinkel *slip angle*

Abb. 1.37 Prinzipieller Verlauf der Seitenführungskraft über dem Schräglauftwinkel
Zusätzlich ist der Einfluss eines zunehmenden Reifenfülldruckes eingetragen



Seitenkräfte erreichen. Radialreifen, bei denen Gleiten im Latsch durch den Gürtel eingeschränkt wird, gehören bauartbedingt zu dieser Kategorie. Bei hohen Geschwindigkeiten bewirkt der Schräglauf eine nicht unerhebliche Erwärmung des Reifens. Deshalb werden im Allgemeinen bei hohen Geschwindigkeiten kleinere Schräglauftwinkel gefahren, damit die Reifen nicht zerstört werden.

Ein höherer Fülldruck erhöht die Seitensteifigkeit eines Reifens (Abb. 1.37). Ein zu geringer Fülldruck wirkt sich negativ auf die maximale Seitenführungskraft aus. Das Fahrverhalten eines Wagens lässt sich so durch den Fülldruck beeinflussen. Erhöht man den Druck der Reifen einer Achse, so tritt an dieser bei gleicher Seitenführungskraft ein kleinerer Schräglauftwinkel auf.

In Abb. 1.38 ist zum Vergleich für zwei unterschiedliche Reifen der Einfluss von Radlast und Schräglauftwinkel auf die Seitenkraft dargestellt. Mit zunehmenden Schräglauftwinkel steigt die Seitenkraft – wenn auch nicht linear, sondern degressiv – an. Der Rennreifen erreicht höhere Seitenkräfte als sein Pendant für den Pkw, dafür fallen diese Kräfte stärker bei zunehmender Radlast ab.

Sturz Camber

Eine weitere Einflussgröße ist die zur Fahrbahn geneigte Reifenebene (= Sturz), Definition und Vorzeichen (siehe Abb. 1.41).

Das unter Sturz frei rollende Rad verhält sich wie ein Kegelstumpf und beschreibt einen Kreisbogen auf der Fahrbahn. Wird das Rad daran gehindert (z. B. durch die Radaufhängung), so erzeugt es eine Kraft, die zum Scheitel dieses Kegelstumpfes weist. Die Größe der Seitenkräfte durch Sturz (Abb. 1.40) hervorgerufen sind bezogen auf den relevanten Winkel in Grad etwa ein Fünftel bis ein Zehntel jener Kräfte, die Schräglauftwinkel erzeugt, (Abb. 1.39).

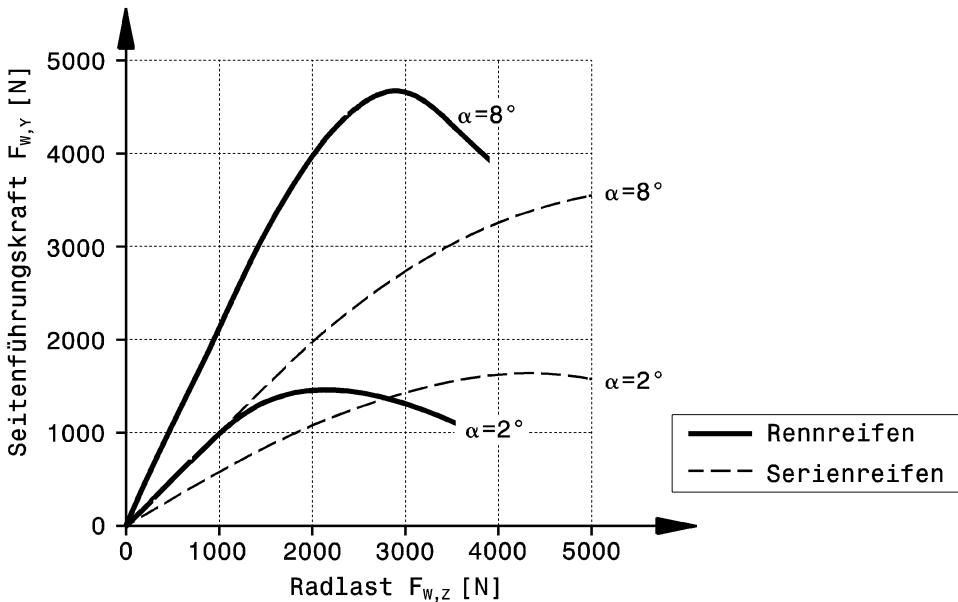


Abb. 1.38 Typische Seitenführungskraft $F_{w,y}$ zweier Reifen in Abhängigkeit von der Radlast $F_{w,z}$. Es sind jeweils zwei Kurven für unterschiedliche Schräglauwinkel α dargestellt. Man erkennt, dass mit größer werdendem Schräglauwinkel die Seitenführungskraft zunimmt. Weiters zeigt der Rennreifen einen wesentlich steileren Seitenkraftaufbau über der Radlast im Vergleich zum Serienreifen. Dafür fällt die Seitenkraft nach Überschreiten ihres Maximums ebenfalls wieder steil ab. Der Serienreifen verhält sich dagegen erheblich gutmütiger und ist somit für den Durchschnittsfahrer besser geeignet

Wird dieser Sturzseitenkraft bei Kurvenfahrt eine weitere Kraft überlagert, so vergrößert oder verkleinert sich die Gesamtseitenkraft des Reifens, je nachdem, wie das Rad gestürzt ist, Abb. 1.41.

Eine Sturzseitenkraft kann auch entstehen, ohne dass das Rad gestürzt ist. Ein asymmetrischer Reifenaufbau (z. B. ist eine Wand steifer als die andere) erzeugt einen ähnlichen Effekt. Der Reifen deformiert sich unter der Radlast im Grunde wie in (Abb. 1.41) links zu sehen und ruft dadurch eine Seitenkraft beim Abrollen hervor. Diese Möglichkeit eines „in den Reifen eingebauten“ Sturzes wird bei Rennserien genutzt, in denen reglementbedingt nur kleine Sturzwinkel möglich sind und bei denen Kurven nur in einem Sinn durchfahren werden. Dies trifft beispielsweise auf die NASCAR-Serie mit den in den USA beliebten Ovalstadien zu [15]. Der „eingebaute“ Sturz ist teilweise so stark, dass die Mechaniker Gegenlenken müssen, wollen sie den Wagen geradeaus in die Box schieben.

Rückstellmoment *Self-aligning Torque*

Die Seitenführungskraft eines gelenkten, schräglaugenden Reifens wird in der Aufstandsfläche beginnend vom Einlauf zunächst stetig und abhängig von den Rei-

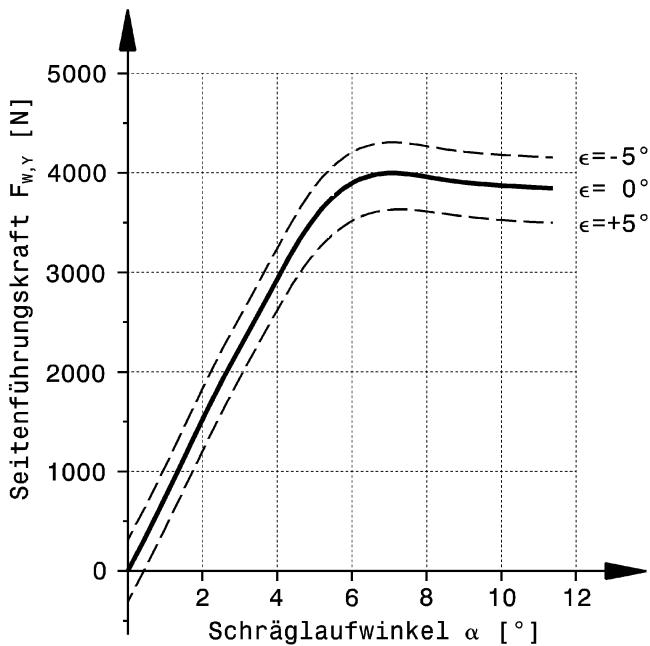
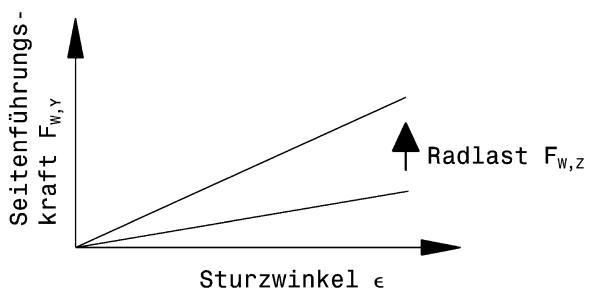


Abb. 1.39 Typischer Verlauf der Seitenführungskraft $F_{w,y}$ eines Rennreifens über dem Schräglauftwinkel α

Zusätzlich ist die Änderung des Verlaufs beeinflusst durch den Sturzwinkel ϵ eingetragen. Ein Sturzwinkel ruft auch bei Geradeausfahrt ($\alpha = 0^\circ$) eine Seitenkraft hervor. Diese vergrößert bei negativem Sturz die vorhandene Seitenkraft des Schräglauftwinkels. Ein positiver Sturz vermindert die Schräglauftseitenkraft

Abb. 1.40 Prinzipieller Verlauf der Seitenkraft über dem Sturzwinkel

Zusätzlich ist der Einfluss zunehmender Radlast eingetragen



bungszuständen im weiteren Verlauf wieder abnehmend aufgebaut, (vgl. Abb. 2.6, 1.36 und 5.12). Die resultierende Gesamtkraft greift dabei hinter dem geometrischen Aufstandspunkt an und erzeugt somit ein Moment um die Reifenhochachse. Dieses Moment will das Rad in die Geradeausstellung zurückdrehen und heißt daher Rückstellmoment. Die Größe des Rückstellmoments ist also abhängig von den Haftungs- und Gleitvorgängen im Latsch und liefert dem Fahrer über das Moment am Lenkrad einen

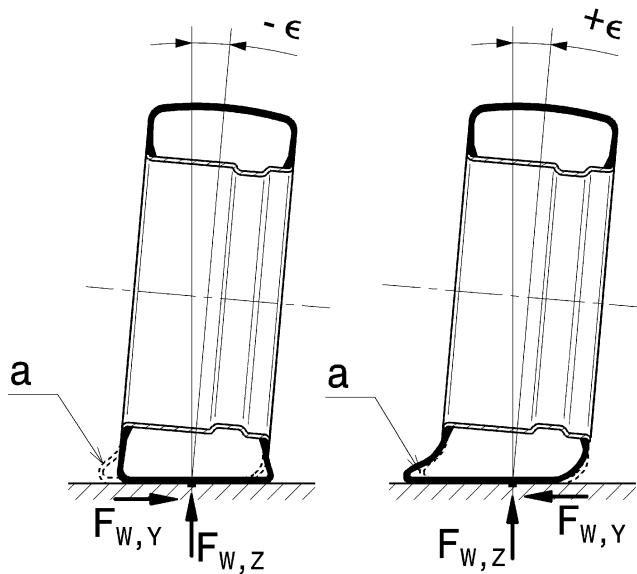


Abb. 1.41 Einfluss von Sturz bei gleichzeitigem Angreifen von Seitenkräften

a Kontur des verformten Reifens infolge konischen Abrollens

Im linken Bildteil ist der Sturzwinkel negativ: Die zusätzliche Seitenkraft $F_{W,Y}$ wirkt in dieselbe Richtung wie die Sturzseitenkraft, wirkt also der Reifenverformung entgegen. Die gesamte übertragbare Seitenkraft wird größer. Der auftretende Schräglaufwinkel ist positiv

Im rechten Bildteil wirkt die zusätzliche Seitenkraft $F_{W,Y}$ gegen die Sturzseitenkraft und reduziert so die Gesamtseitenkraft. Der auftretende Schräglaufwinkel ist negativ

wertvollen Hinweis über die Kräfteverhältnisse in der Reifenaufstandsfläche. Von besonderer Bedeutung ist dabei, dass das Rückstellmoment sein Maximum vor der Seitenkraft über dem Schräglaufwinkel erreicht. Dadurch kann der außergewöhnlich feinfühlige Fahrer gezielt an die Grenze der Reifen (= Maximum der Seitenkraft) gehen.

Die wichtigsten Einflüsse und deren Wirkung sind im (Abb. 1.42) eingetragen. Man erkennt, dass alle Maßnahmen, die die übertragbaren Kräfte in der Aufstandsfläche erhöhen auch das Rückstellmoment vergrößern. So zunehmende Radlast, abnehmender Fülldruck, große Fläche (= geringes bis kein Profil) und zunehmender Kraftschluss.

Eine zusammenfassende Darstellung von Reifenkräften ermöglicht das so genannte Gough-Diagramm, (Abb. 1.43). Es vereinigt die Parameter Seitenkraft, Rückstellmoment, Reifennachlauf, Radlast und Schräglaufwinkel in einem Bild.

Reifenbreite Tyre Width

Die Aufstandsfläche hängt in erster Linie vom Fülldruck und der Radlast ab wie oben näher erläutert. Bei gleicher Radlast und gleichem Fülldruck (und demnach gleicher Fläche) weist ein breiter Reifen einen kürzeren (aber eben breiteren) Latsch auf als ein schmaler. Denkt man nun an das Deformationsverhalten eines Reifens unter Einwirkung einer

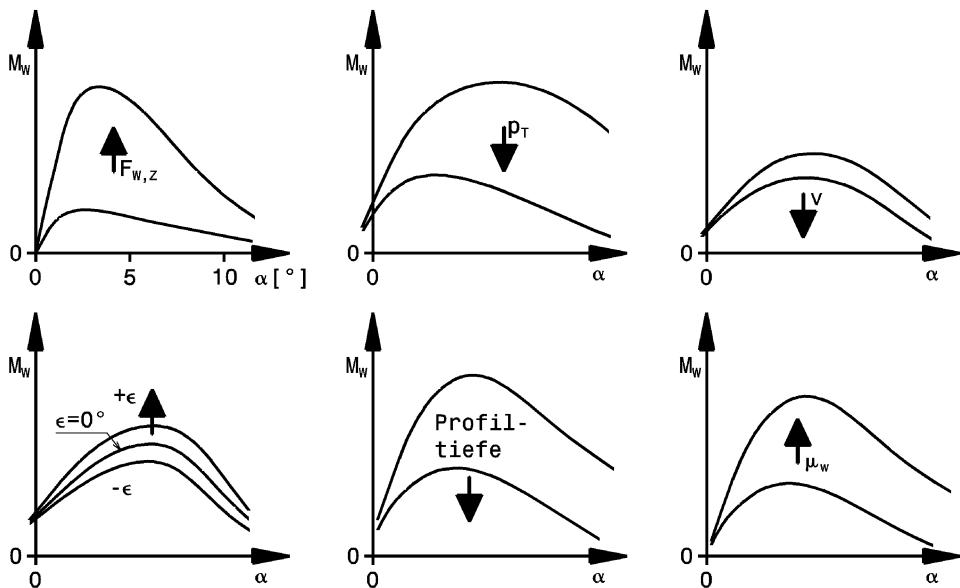


Abb. 1.42 Einige Einflüsse auf das Rückstellmoment

M_W Rückstellmoment

α Schräglauwinkel

$F_{w,z}$ Radlast

p_T Reifenfülldruck

v Fahrgeschwindigkeit

ϵ Sturzwinkel

μ_w Kraftschluss

Seitenkraft (z. B. Abb. 1.36), so wird offenkundig, dass bei gleichem Schräglauwinkel im Latsch des breiteren Reifens der Anteil an haftender Fläche größer ist als beim schmäleren Reifen. (Abb. 1.44) stellt diese Überlegung schematisch dar. Der größere Haftanteil in der Aufstandsfläche bedeutet größere übertragbare Seitenkräfte für den breiten Reifen bei gleichen Bedingungen.

Breite Reifen übertragen auch Umfangskräfte besser und sind damit schmäleren überlegen. Ein kurzer Latsch verlangt vom Laufstreifen einen kleineren Biegewinkel beim Einlaufen auf die ebene Fahrbahn als ein langer. Dadurch wird dieser Anteil der Walkarbeit beim Breitreifen geringer. Ein Nachteil von Breitreifen ergibt sich durch den kurzen Latsch bei Nässe. Das Aquaplaningverhalten von kurzen Aufstandsflächen ist wesentlich schlechter als von langen.

Rollwiderstand Rolling Resistance

Die Reifeneinfederung und die damit verbundene Walkarbeit stellt eine der Hauptursachen für den Rollwiderstand des geradeaus rollenden Reifens dar. Der Laufstreifen wird beim

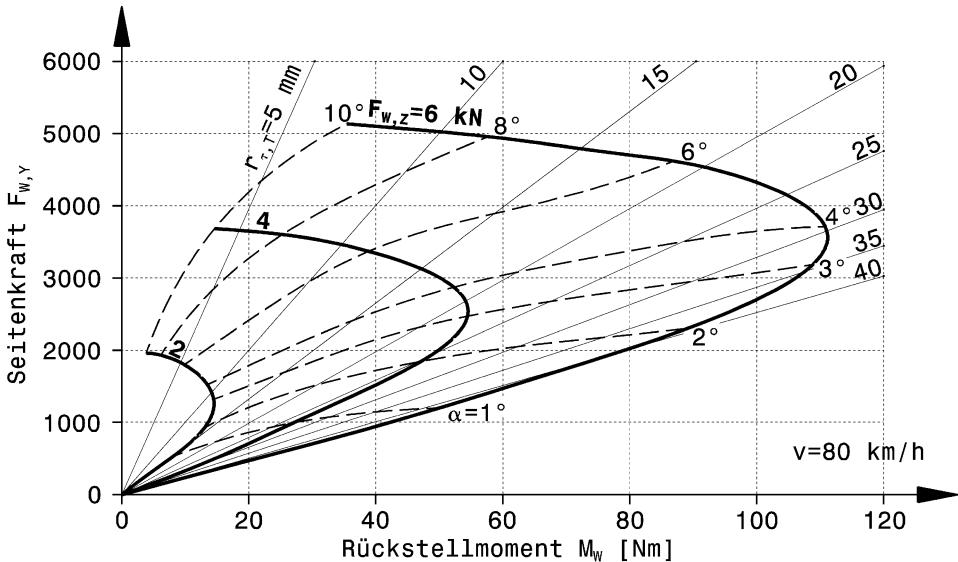


Abb. 1.43 Gough-Diagramm für einen typischen Pkw-Reifen, nach [17]

Für drei Radlasten $F_{W,Z}$ (2, 4 und 6 kN) sind Seitenkräfte und Rückstellmoment eingetragen.

Außerdem lassen sich der Reifennachlauf und der Schräglauwinkel ablesen

$r_{\tau,T}$ reifenbedingter Nachlauf

α Schräglauwinkel

Einlaufen in den Latsch geknickt und gestaucht. Ebenso verformen sich die Seitenwände. Beim Auslaufen bildet sich die Deformation zwar wieder zurück, aber nicht verlustlos. Die Verluste entstehen etwa zu 50 % in der Lauffläche, zu 20 % im Gürtel, zu 10 % in der Karkasse und zu 10 % in den Seitenwänden [26]. In (Abb. 1.36) ist zu sehen, dass die resultierende Gesamtvertikalkraft der Reifenaufstandsfläche $F_{W,Z}$ einen Betrag e_R vor der Radmitte angreift. Dies führt zu einem Rollwiderstandsmoment M_R :

$$M_R = F_{W,Z} \cdot e_R \quad (1.6)$$

Aus dem Momentengleichgewicht am geradeaus rollenden Reifen mit dem Radius r_{dyn} ergibt sich daraus für die Rollwiderstandskraft F_R :

$$F_R = \frac{e_R}{r_{dyn}} F_{W,Z} = k_R \cdot F_{W,Z} \quad (1.7)$$

k_R Rollwiderstandszahl, -

Die Rollwiderstandszahl ist abhängig von der Reifenbauart, der Fahrbahn, der Radlast, der Fahrgeschwindigkeit und dem Fülldruck (vgl. Abb. 1.28). Prinzipielle Verläufe sind (Abb. 1.45) zu entnehmen.

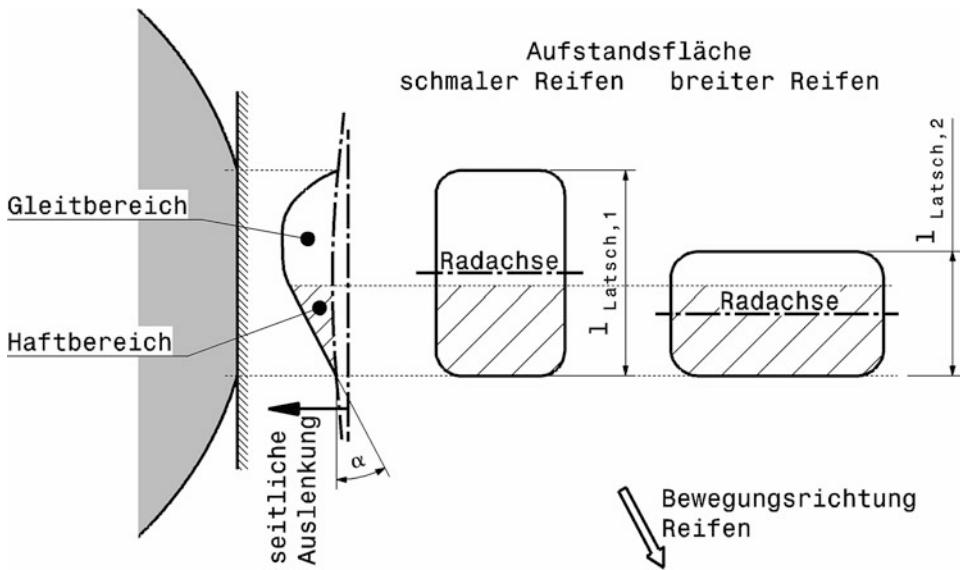


Abb. 1.44 Auswirkung unterschiedlicher Reifenbreiten auf das Reibungsverhalten in der Aufstandsfläche beim schräglaufliegenden Rad

α Schräglaufwinkel

Dargestellt ist die seitliche Auslenkung der Gummielemente im Laufstreifen. Der erste Bereich, in dem die Verschiebung linear zunimmt, ist der Haftbereich (Formschlupf). Daran schließt der Bereich des Gleitens an. Bei gleichen Verhältnissen (Radlast, Fülldruck, Schräglaufwinkel) stellen sich etwa gleiche Deformationsverhältnisse ein. Beim breiten Reifen mit der kürzeren Latschslänge $l_{\text{Latsch},2}$ führt das zu einem hohen Anteil an Haftfläche (schräffiert) bezogen auf die gesamte Aufstandsfläche

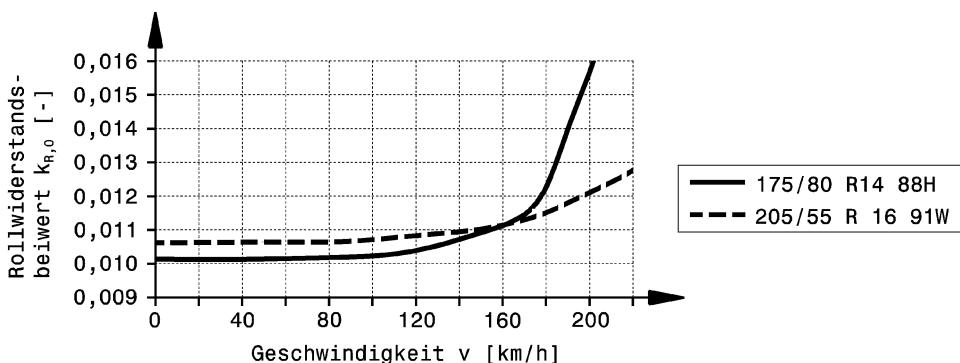


Abb. 1.45 Durchschnittswerte von Rollwiderstandszahlen für Serien-Radialreifen, gemessen auf einem Trommelprüfstand, nach [11]

Tatsächliche Werte weichen von den Trommel-Messwerten ab, siehe Text. H-Reifen sind nur bis 210 km/h zugelassen und weisen unter 160 km/h einen geringeren Rollwiderstand auf als z. B. V und W Reifen

Diese Werte werden auf einem Trommelprüfstand ermittelt. Dabei wird das Rad gegen eine Lauftrommel gedrückt. Gegenüber den Messungen auf der Trommel ergeben sich zum Teil erhebliche Abweichungen auf realen Fahrbahndecken. Bei Asphalt steigt die Rollreibung um etwa 20 % an, auf rauem Beton um mindestens 30 %. Bei neuwertigen Fahrbahnen sind die Werte geringer als bei ausgefahrenen Oberflächen.

Der tatsächliche Wert k_R ergibt sich demnach aus dem Messwert $k_{R,0}$ zu:

$$k_R = i_R \cdot k_{R,0}$$

i_R Verhältniszahl, -.

Werte für i_R :	Oberfläche	i_R
	Asphalt	1,2
	Beton	1,3 bis 1,4
	Kopfsteinpflaster	ca. 1,5
	festgefaehrner Sand	ca. 4
	loser Sand	bis 20

Den Einfluss der Reifenbauart auf den Rollwiderstand zeigt (Abb. 1.46) anhand einiger typischer Verläufe der Widerstandsanzahl über der Fahrgeschwindigkeit. Ein Rennreifen (3) ist für wesentlich höhere Geschwindigkeiten ausgelegt als ein Pkw-Reifen (1) und das schlägt sich u. a. in wesentlich geringerem Rollwiderstand bei gleichen Geschwindigkeiten nieder.

Regenreifen verdrängen in Profilrillen das Wasser der Fahrbahn von der Reifenaufstandsfläche. Durch diese Arbeit kann sich der Rollwiderstand bis zum 10-fachen erhöhen.

Den Einfluss der Temperatur auf den Rollwiderstand zeigt (Abb. 1.47). Über der Prüfzeit erhöht sich die Reifentemperatur durch die Walkarbeit und der Rollwiderstand

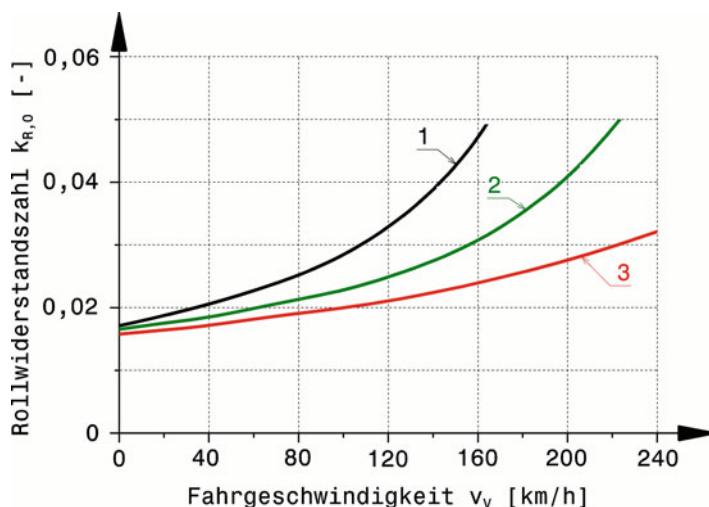


Abb. 1.46 Rollwiderstandszahlen unterschiedlicher Reifen, nach [22]

1 Pkw-Reifen, 2 Reifen für Sportwagen, 3 Rennreifen

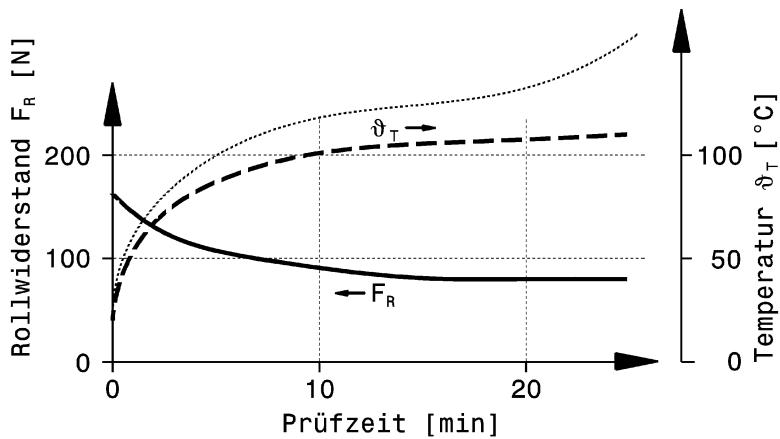


Abb. 1.47 Rollwiderstand in Abhängigkeit von der Reifentemperatur ϑ_T , nach [1]

Reifen: 7,25-13 Nylon; Geschwindigkeit: 165 km/h; Radlast: 4000 N; Reifeninnendruck: 1,5 bar; Trommeldurchmesser: 2,5 m; Trommelkrümmung konvex, d. h. der Reifen wird an die Außenfläche der Trommel gedrückt

Aufgetragen sind der Anstieg der Reifentemperatur und der Abfall des Rollwiderstands über der Prüfzeit. Zusätzlich ist das Verhalten eines Reifens mit zu niedrigem Fülldruck eingetragen (schmal punktiert). Unzulässige Temperaturerhöhung würde nach einiger Zeit zur Reifenerstörung führen

nimmt ab. Man erkennt auch, dass die Temperaturerhöhung über der Zeit einen zulässigen Grenzwert anstrebt. Der Reifen kann so sicher betrieben werden. Zusätzlich ist noch ein Temperaturverlauf eines Reifens mit unzulässig niedrigem Fülldruck eingetragen. Dessen Temperatur steigt kontinuierlich an, was bei längerem Betrieb unvermeidbar zur Zerstörung des Reifens führen würde.

Weicht die Bewegungsrichtung eines Reifens von der Radebene ab (Schräglauf), erhöht sich der Rollwiderstand bezogen auf die tatsächliche Bewegungsrichtung des Reifens, (Abb. 1.48). Dabei trägt die Seitenführungskraft $F_{W,Y}$ mit folgendem Anteil bei:

$$F_{W,\bar{x}} = F_{W,Y} \cdot \sin \alpha \quad (1.8)$$

Vom Rollwiderstand F_R bei geradeaus laufendem Rad wirkt folgende Komponente der Bewegung entgegen:

$$F_{R,\bar{x}} = F_R \cdot \cos \alpha \quad (1.9)$$

Durch diesen Schräglaufeinfluss wirken folgende Umstände widerstandserhöhend:

- Vor/Nachspur (etwa 1 % Änderung je $\delta_{V,0}=10'$) bzw. Radstellungsfehler
- zunehmende Kurvengeschwindigkeit (größere Schräglaufwinkel)
- Spurweitenänderung beim Ein- und Ausfedern
- produktionsbedingter Geradeauslauffehler des Reifens
- Sturzstellung des Reifens (Einfluss kann bis $\pm 2^\circ$ vernachlässigt werden).

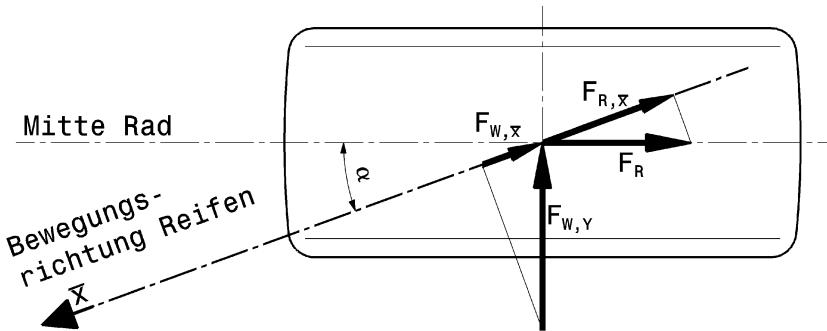


Abb. 1.48 Kräfte, die der Bewegungsrichtung eines schräg laufenden Reifens entgegenwirken (Ansicht von oben)

Sowohl die Seitenführungskraft als auch der Rollwiderstand hat einen Beitrag, der der Bewegungsrichtung des Reifens entgegenwirkt

Tab. 1.4 Verlustleistung der Reifen bei Beschleunigung, Bremsung und Kurvenfahrt eines Formel-1-Wagens, nach [20]

Geschwindigkeit km/h	Fahrzustand	Verformungszustand	Verlustleistung kW
100	1,2 g Beschleunigung	3 % Schlupf	6,7
100	1,2 g Beschleunigung	6 % Schlupf	13,4
300	3,5 g Bremsung	3 % Schlupf	58,2
300	3,5 g Bremsung	6 % Schlupf	116,3
240	3,5 g Querbeschleunigung	3° Schräglauf	80,5
240	3,5 g Querbeschleunigung	6° Schräglauf	160,3

Durch den Schlupf und den Schräglauf nimmt der Reifen zusätzlich Energie auf ohne diese in Vortrieb umzusetzen. Ein Teil der Leistung wird demnach bereitgestellt um den Reifen zu deformieren:

$$P_{ls,\alpha} = F_{W,\bar{x}} \cdot v \quad (1.10a)$$

$$P_{ls,S} = F_{W,x} \cdot v \cdot \frac{S_{W,X,a}}{1 - S_{W,X,a}} \quad (1.10b)$$

$P_{ls,\alpha}$ Verlustleistung durch Schräglauf

$P_{ls,S}$ Verlustleistung durch Antriebsschlupf

Eine Vorstellung über die Größenverhältnisse solcher Verluste bei Formel-1-Wagen (Gesamtmasse 675 kg) liefert Tab. 1.4. Auf dem Ovalkurs in Indianapolis verzögern Indycars mit $3,7 \text{ m/s}^2$ nur durch Lenken.

Beim Überschreiten einer bestimmten Geschwindigkeit, genauer bei einer bestimmten Raddrehzahl, kommt es zur Zerstörung des Reifens durch erhöhte Walkarbeit und

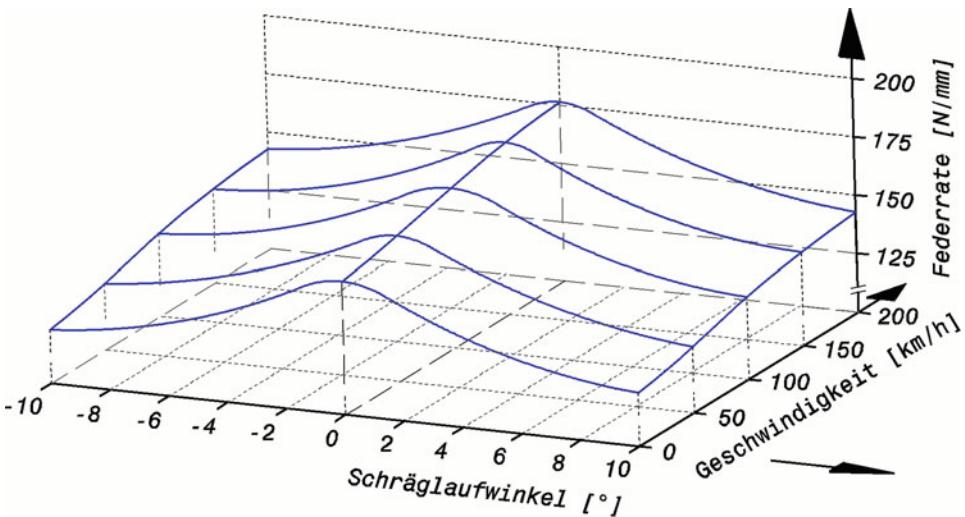


Abb. 1.49 Reifenfederrate als Funktion von Schräglauft und Geschwindigkeit, nach [11]. Radialreifen 185/70 R13 86 S, $p_T = 2,1$ bar. Mit steigender Fahrgeschwindigkeit nimmt die Federrate zu, weil der Gürtel durch die Fliehkraft den Reifenradius vergrößern möchte und so der Eindrückung entgegenwirkt. Durch Schräglauft hingegen wird der Laufstreifen seitlich verschoben, wodurch die Reifenflanken einen Teil der Verformung übernehmen und der Reifen weicher wird

Zentrifugalbeschleunigung. Jeder Reifen besitzt demnach eine bauartbedingte Höchstgeschwindigkeit, die nicht überschritten werden darf.

Federungsverhalten *springing properties*

Der Reifen wirkt auf Grund seines Aufbaus und durch das Tragmedium Luft wie eine Feder. Bei Erhöhung der Radlast sinkt die Radmitte proportional ab und bei Entlastung erreicht sie wieder die Ausgangslage. Dieses Verhalten muss bei der Auslegung von Feder-Dämpfersystemen für die Radaufhängung berücksichtigt werden, (siehe Abschn. 3.2.1) *Schwingungen*. Die Federsteifigkeit nimmt mit dem Fülldruck p_T (leicht) progressiv zu. Aber auch die Fahrgeschwindigkeit und der Schräglauft beeinflussen das Federungsverhalten, (Abb. 1.49).

Temperatur *Temperature*

Durch Reibung und Deformation (vgl. Abb. 1.12) wird Wärme freigesetzt. Ein Teil dieser Wärme wird durch Konvektion an die Umgebung abgeführt. Gummi ist jedoch ein schlechter Wärmeleiter und es stellt sich eine relativ hohe Materialtemperatur ein. An heißen Tagen können Höchstwerte um 130 °C [8] unmittelbar nach der Ankunft in der Box gemessen werden. Bei der Reifenentwicklung wird daher großes Augenmerk auf die Temperatur der Gummimischung im Betrieb gelegt. Üblicherweise werden Temperaturen im Stand gemessen. Der nadelartige Messaufnehmer wird in den Laufstreifen bis zum Unterbau eingedrückt. Es gibt aber auch optische Messverfahren, die die Ober-

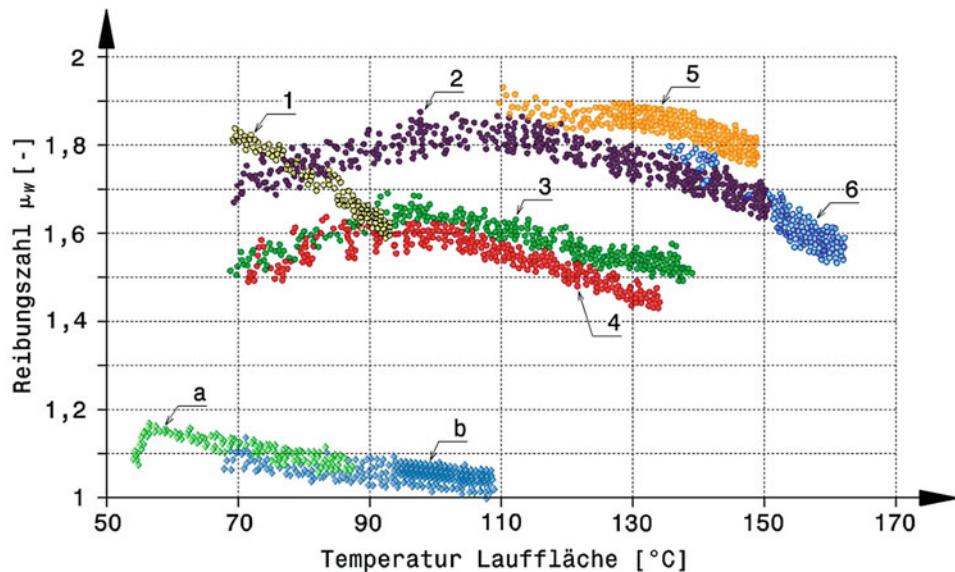


Abb. 1.50 Einfluss der Gummimischung und der Temperatur auf den Reibbeiwert [24]
Reifentypen 1 bis 6: Rennreifen. Reifentypen a und b: Pkw-Reifen. Die Temperaturen wurden mit optischen Messaufnehmern erfasst

flächentemperatur erfassen.⁴ Solche berührungslose Messungen sind auch während der Fahrt möglich und zeigen Werte von 150 °C [15]. Spitzenwerte liegen bei 180–190 °C.

Die Bandbreite der Auswirkung der Laufflächentemperatur auf den Reibbeiwert kann Abb. 1.50 entnommen werden. Typische Pkw-Reifen (a und b) entwickeln ihre maximale Reibung bei verhältnismäßig niedrigen Laufflächentemperaturen und weisen ein nahezu konstantes Verhalten auf. Rennreifen zeigen einen stärkeren Temperatureinfluss und je nach Gummimischung eine größere Streuung. Rennreifen Typ 1 entwickelt bereits bei geringen Temperaturen hohe Reibbeiwerte, die aber rasch mit der Temperatur abfallen. Ein solcher Reifen könnte für Bergrennen interessant sein. Typ 2 ist wesentlich vorteilhafter in dem Sinne, dass die nutzbare Bandbreite weiter ausfällt. Typ 3 und 4 sind diesbezüglich ähnlich, weisen aber eine geringere Streuung bei konstanter Temperatur auf, sind also für Renningenieur und Fahrer leichter einzuschätzen. Die höchsten Reibbeiwerte überträgt der Reifen Typ 5. Dies allerdings nur bei relativ hohen Temperaturen. Die höchsten Temperaturen von ca. 160 °C erreicht der Reifen Typ 6. Rennreifen werden nur teilvulkanisiert

⁴Siehe z. B. Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5 *Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung*, Kap. 5. Abb. 5.3.

ausgeliefert und härten erst im Betrieb nach einigen Temperaturzyklen⁵ aus. Dann erreichen sie ähnliche Eigenschaften wie Pkw-Reifen: Die Härte ist höher und der Grip ist geringer. Rennreifen müssen daher mit abgestimmten Temperaturzyklen eingefahren werden. Die gefahrenen Zyklen müssen von den Teams dokumentiert werden, damit der Zeitpunkt der optimalen Leistungsfähigkeit und die verbleibende Lebensdauer abgeschätzt werden kann.

Die Temperatur kann sich mit einer Rate von $10 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{s}$ ändern [21]. Das erklärt auch den großen Unterschied zwischen Messungen in der Box und im Betrieb. Zwischen Innen- und Außenreifen sind auch Temperaturdifferenzen von 40 bis $65 \text{ }^{\circ}\text{C}$ keine Seltenheit.

Die Temperatur wird beeinflusst durch: Fahrzeuggewicht, Fahrverhalten des Fahrzeugs, Reifenfülldruck, Gummizusammensetzung und Reifenaufbau, Umgebungstemperatur und Fahrbahntemperatur [8].

Der Fahrzeugkonstrukteur kann dabei das Gewicht und das Fahrverhalten beeinflussen. Durch Ändern des Reifendurchmessers kann die Temperatur in Grenzen beeinflusst werden (siehe Abschn. 1.2.4) [8].

Der Fülldruck beeinflusst die Druckverteilung im Latsch und damit die Temperatur. Ist der Druck zu groß, ist die Temperatur in der Mitte des Laufstreifens höher als an den Rändern, (Abb. 1.51). Ein zu niederer Fülldruck lässt die Temperaturen an den Reifenschultern höher werden.

Für die größtmögliche Reibkraft eines Reifens muss die Temperatur über der Laufstreifenbreite konstant sein. Die Fahrwerksgeometrie beeinflusst die Temperaturverteilung. Einseitig höhere Temperaturen können ihre Ursachen in einem zu großen Sturz oder einer zu großen Vorspur haben. Die Reifenschultern, welche Fahrbahnkontakt haben, weisen die höheren Temperaturen auf, weil sie die größere Verformungsarbeit leisten. In dem Zusammenhang muss erwähnt werden, dass der Laufflächengummi im Allgemeinen seine gespei-

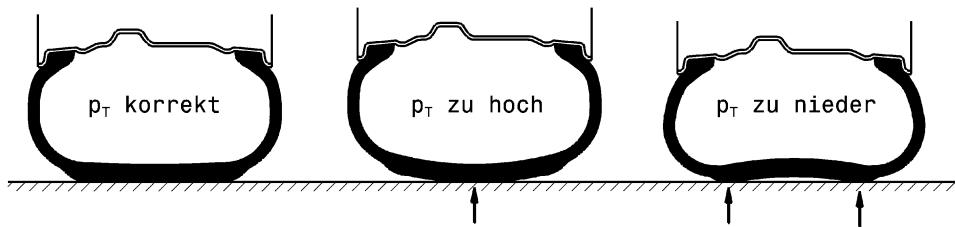


Abb. 1.51 Einfluss des Fülldrucks auf die Reifenerwärmung

Sowohl ein zu hoher als auch ein zu niedriger Fülldruck wirken sich negativ auf die Druckverteilung im Latsch aus und senken Laufleistung und Kraftübertragung

⁵Ein vollständiger Temperaturzyklus ist hier der zeitliche Temperaturverlauf ausgehend von Umgebungstemperatur bis zum Maximalwert und wieder zurück zur Ausgangstemperatur.

cherte Wärme im Kontakt mit der Fahrbahn rascher abgibt als an die Luft. So stellt man bei profilierten Reifen fest, dass die Temperatur in den Profiltälern höher ist als an den benachbarten Stegen der Laufflächen.

Verhalten bei kombinierten Belastungen *Behaviour under Combined Forces*

Kombiniert man die Kennlinien aus Umfangs- und Seitenkräften zu einem Kennfeld, so wird deutlich, dass die Einhüllende der Maximalwerte auf einer annähernden Ellipse liegen, Kurve $F_{W,\max}$ in (Abb. 1.52).

Ein Reifen kann die größtmögliche Kraft nur in einer Richtung übertragen. Soll ein Fahrzeug die maximale Querbeschleunigung aufbauen, so darf der Fahrer weder Bremsen noch Gas geben. Umgekehrt kann in einer Kurve nicht voll beschleunigt werden. Will man dennoch in einer Kurve beschleunigen, diktieren die in Anspruch genommene Seitenkraft $F_{W,Y}$ des kurvenäußeren Rads, wie groß die Umfangskraft $F_{W,X}$ sein darf, damit die Seitenkraft erhalten bleibt, Abb. 1.53. Wird diese maximal übertragbare Kraft

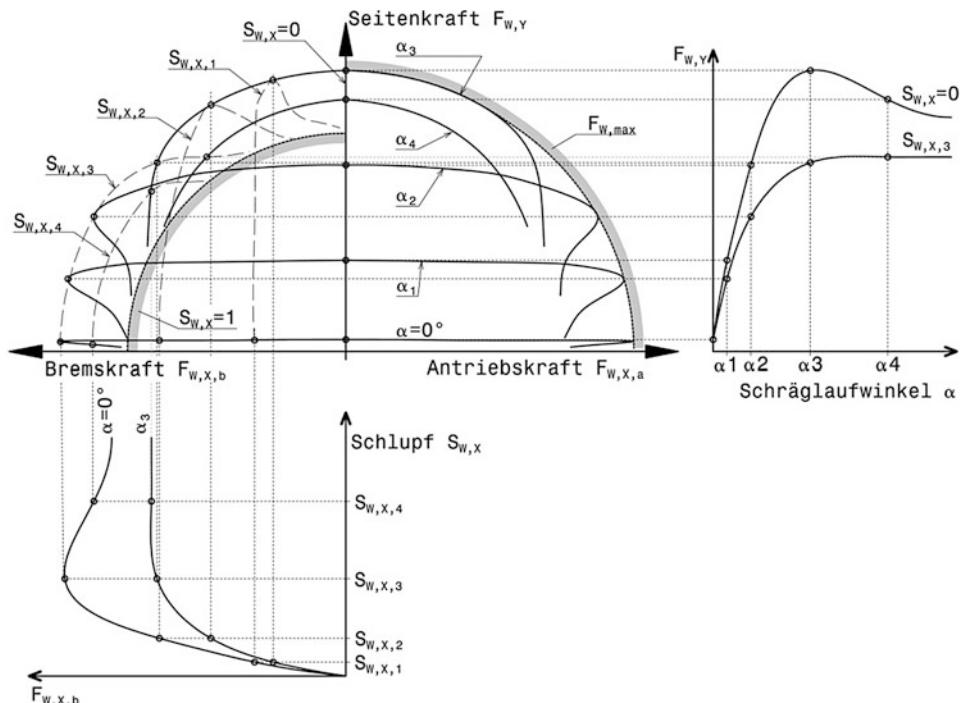


Abb. 1.52 Zusammensetzen eines Reifenkennfelds aus den Kennlinien Seitenkraft über Schräglauftyp und Umfangskraft über Schlupf, idealisiert, nach [16]

Neben der Einhüllenden der maximal übertragbaren Kraft $F_{W,\max}$ ist die Grenzkurve für das blockierte Rad ohne Schräglauftyp ($S_{W,x} = 1$) eingetragen

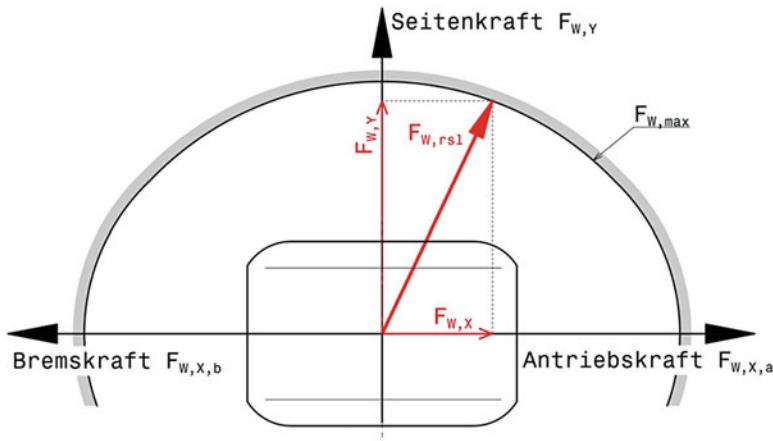
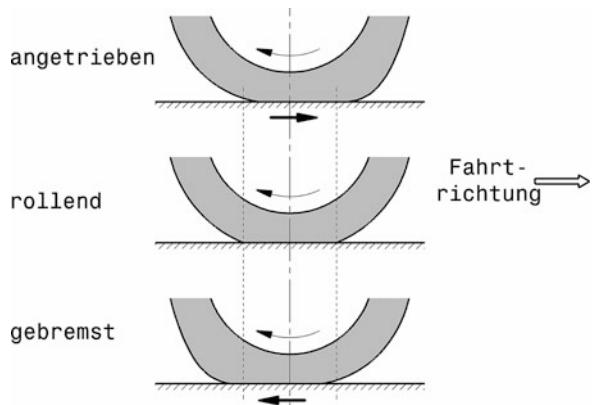


Abb. 1.53 Kombination von Umfangs- und Seitenkraft an einem Rad in einer Kurve, schematisch
Das vollständige Diagramm ist symmetrisch, also für positive und negative Seitenkräfte (Kurvenfahrt
nach links und rechts) gleich

Die resultierende Gesamtkraft $F_{w,rsl}$ setzt sich aus einem Seitenkraft- und einem Umfangskraftanteil zusammen. Größer als die vom Reifen vorgegebene Grenze ($F_{w,max}$) kann die Vektorsumme der beiden Anteile nie werden

Abb. 1.54 Verschiebung der
Reifenaufstandsfläche durch den
Einfluss von Umfangskräften



überschritten, reduziert sich die übertragbare Seitenkraft entsprechend, das Rad beginnt zu gleiten und der Wagen bricht an der entsprechenden Achse aus.

Gegenüber dem rein rollenden Rad wandert die Aufstandsfläche beim beschleunigten Reifen nach vor oder zurück, je nachdem wie die Umfangskräfte angreifen, (Abb. 1.54). Schon daraus wird offensichtlich, dass für den Reifen Brems- und Antriebskräfte nicht gleich wirken.

Betrachtet man die Kraftverteilung in der Aufstandsfläche genauer, so erhält man den im (Abb. 1.55) idealisiert dargestellten Verlauf. Der Umfangsschub im Latsch ist nicht einmal

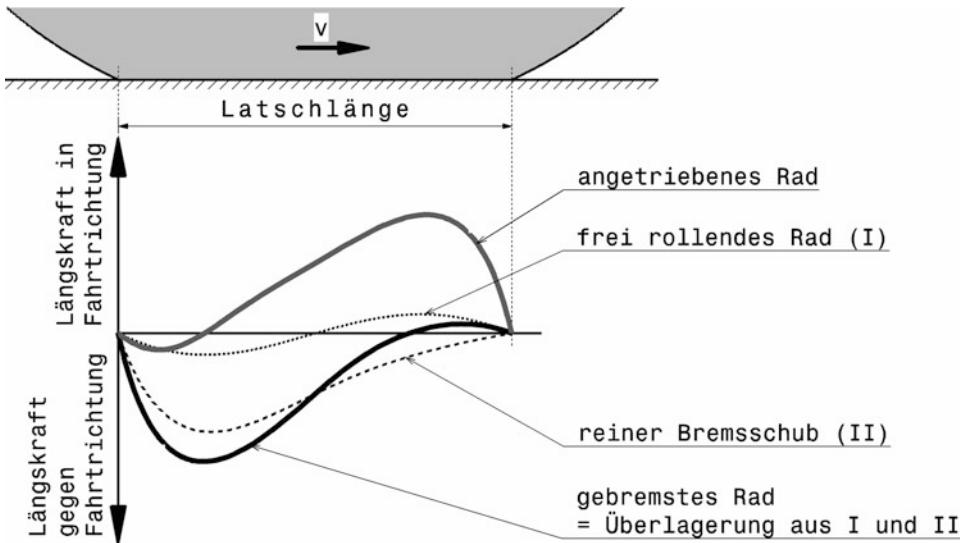


Abb. 1.55 Idealisierter Umfangsschubverlauf im Latsch, nach [17]

Über der Latschlänge ist der Längskraftverlauf in der Reifenaufstandsfläche bei unterschiedlichen Zuständen aufgetragen. Die auf den Reifen wirkende Gesamtkraft ergibt sich durch Integration der Kurve für das angetriebene bzw. gebremste Rad über der Latschlänge

beim frei rollenden Rad konstant und ändert seinen Verlauf durch Einwirken äußerer Kräfte erheblich. Beim angetriebenen Rad liegt das Schwergewicht der Längskräfte im vorderen Latschbereich, beim Bremsen im auslaufenden. Wegen dieser unsymmetrischen Verteilung der Schubspannungen ist der Schlupf beim Bremsen größer als beim Antreiben.

In einem realen Kennfeld sind die Linien gleichen Schräglauwinkels tatsächlich nicht symmetrisch. In (Abb. 1.56) erkennt man einen deutlichen Unterschied zwischen Antreiben und Bremsen. Reine Bremskräfte (d. h. $\alpha = 0^\circ$) können schlechter übertragen werden als Antriebskräfte. Bei diesem Reifen führt ein Lastwechsel (Wechsel von Antreiben zu Bremsen) in der Kurve bei gleichbleibendem Schräglauwinkel zu einer Zunahme der Seitenkraft. Dies umso stärker, je größer der Schräglauwinkel ist. Ein Fahrzeug würde beim Bremsen in die Kurve hineinziehen.

Der Unterschied zwischen den Umfangskräften hängt auch von der Bauart des Reifens ab. Diagonalreifen reagieren stärker auf eine Umfangskraftänderung – Frontantrieb wurde so erst mit Radialreifen möglich.

Das Verhalten des Reifens bei Änderung einzelner Parameter wird auf Prüfständen quasistatisch untersucht. Beim realen Betrieb verändern Parameter ihre Charakteristik durch das gleichzeitige Auftreten anderer Erscheinungen, wie z. B. Überlagerung einer Seitenkraft beim Antreiben und Bremsen, dynamische Radlastschwankungen und Fahrbahnoberflächenbeschaffenheit.

Bei der Reifenentwicklung stehen je nach Anwendungszweck unterschiedliche Ziele im Vordergrund, (Abb. 1.57). Für Pkw-Reifen (1) wird ein allfälliger Kompromiss in Rich-

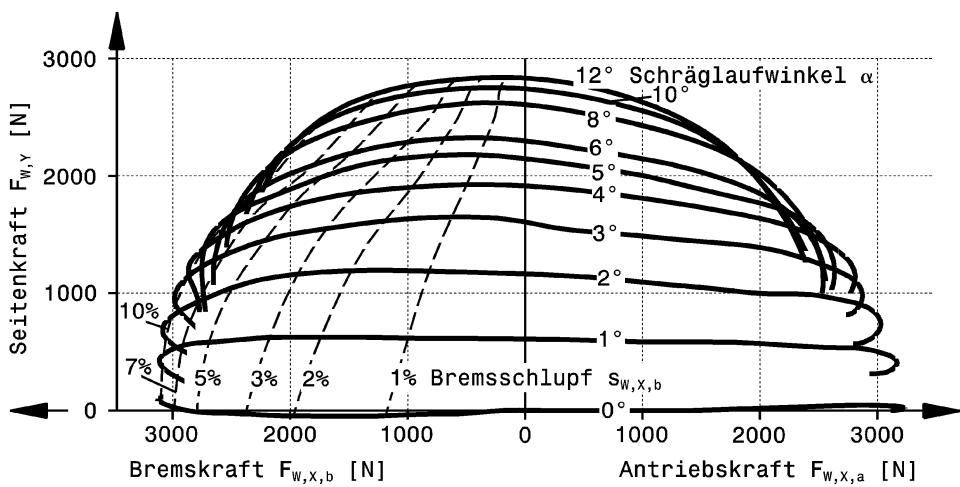


Abb. 1.56 Beispiel für ein gemessenes Reifenkennfeld, nach [11]

Untersuchter Reifen: Radialreifen 185/65 R14 86 S

Fülldruck: 1,5 bar

Radlast: 2940 N

Die maximale Seitenkraft $F_{w,y}$ beträgt 2850 N, die größte Bremskraft $F_{w,x,b}$ 3130 N

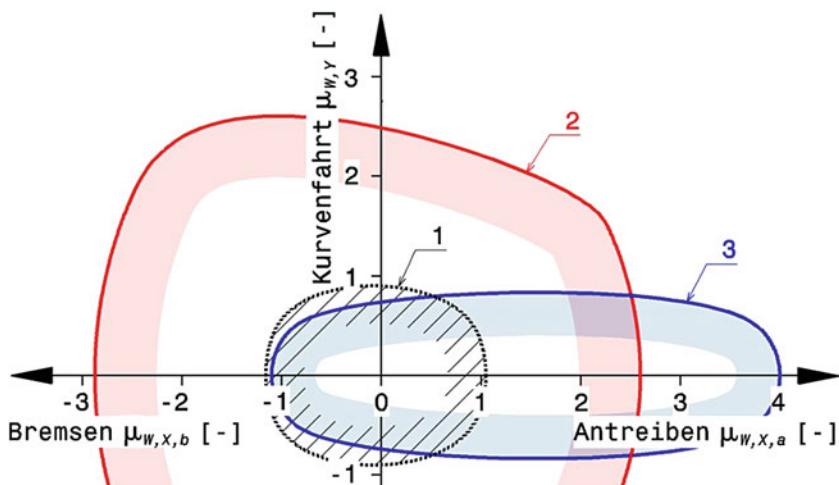


Abb. 1.57 Typische Reifenkennfelder für kombinierte Beanspruchung unterschiedlicher Reifenarten

1 Pkw-Reifen, 2 Rennreifen, 3 Reifen für Dragster

tung Bremskraft verschoben und allgemein ein ausgewogenes Verhalten angestrebt. Im Gegensatz dazu soll ein Reifen für einen Dragster (3) in erster Linie eine hohe Beschleunigung ermöglichen. So werden Werte von $\mu_{w,x,a} = 4$ und mehr erreicht. Gebremst wird mit einem Fallschirm und Kurven kommen auf dem Beschleunigungsstreifen nicht vor. Typische Rennreifen (2) werden dahingegen vor allem auf kombiniertes Bremsen und Kurvenfahren entwickelt, weswegen der Kamm'sche Kreis eher zum Trapez mutiert.

Das Wissen um die Problematik kombinierter Reifenbeanspruchung hilft auch bei der Entscheidung welche Achse bei Einachsantrieb angetrieben werden soll. Über eine Saison gesehen sieht der Betrieb von Formelfahrzeugen auf permanenten Rennstrecken so aus: 45 bis 55 % der Fahrzeit befindet sich der Wagen in einer Kurve (Kennzeichen: Große Gierraten bzw. Gierbeschleunigungen), 35 bis 40 % der Zeit liefert der Motor Vollast-Drehmoment (Beschleunigungsphasen) und 10 bis 15 % der Zeit sind die Bremsen im Einsatz um das Fahrzeug zu verzögern [28]. Dabei werden die Vorderreifen beim Bremsen und Kurvenfahrern stärker gefordert als die Reifen an der Hinterachse. Ist die Hinterachse die angetriebene, werden die Reifen beider Achsen in Summe ähnlich stark beansprucht, was u. a. ein annähernd konstantes Fahrverhalten während eines Rennens sichert. Nicht zuletzt deshalb weisen die meisten Rennfahrzeuge Hinterradantrieb auf.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass für größtmöglich übertragbare Umfangs- und Seitenkräfte der Kontaktdruck im Latsch niedrig (vgl. auch Abb. 1.15) und die Druckverteilung möglichst homogen gehalten werden soll. Für jede Gummimischung gibt es einen Temperaturbereich, in dem die höchsten Kraftschlusswerte erreicht werden. Außerhalb dieses Bereichs sind die Reibbeiwerte deutlich kleiner.

1.2.4 Wahl der Reifen *Choosing of Tyres*

Bei Serienfahrzeugen wird bei der Bestimmung der Reifenmindestgröße von der Achslast bzw. Radlast ausgegangen. Die Tragfähigkeit eines Reifens wächst mit seinem tragenden Luftvolumen (Torus) [29]. Weitere Kriterien sind Höchstgeschwindigkeit und Verfügbarkeit der Reifendimension.

Die Reifengröße von Rennfahrzeugen wird meist vom Reglement in bestimmten Grenzen vorgegeben. Weitere Überlegungen folgen aus fahrdynamischen Einflüssen. Reifen mit kleinem Durchmesser sind leichter (ungefederte Masse!) und haben geringes Massenträgheitsmoment. Größere Durchmesser senken zwar den Rollwiderstand, heben aber auch die Radmitte und somit zumindest Teile des Fahrzeugs zwangsläufig mit, was die Schwerpunktshöhe negativ beeinflusst. (Ein Vorteil ist eine Vergrößerung der Latschfläche mit steigendem Durchmesser bei gleicher Reifenbreite, wodurch größere Umfangskräfte möglich sind.) Je größer der Reifendurchmesser desto weicher kann die Laufflächenmischung sein, weil die spezifische Belastung des Gummis abnimmt und die Temperatur bei sonst gleichen Verhältnissen sinkt.

In einem größeren Rad lässt sich auch eine größere Bremsscheibe unterbringen. Bei gleichem Außendurchmesser erzielt eine Verkleinerung des Höhen/Breitenverhältnisses des Reifens denselben Effekt.

Ein kleines Höhen/Breitenverhältnis führt auch zu seitensteiferen Reifen, was der Fahrer als exakteres Reagieren auf Lenkbewegungen empfindet und was daher im Extremfall eine größere Lenkübersetzung erforderlich machen kann (siehe Kap. 5).

Breitere Reifen erhöhen bis zu einem gewissen Wert das Seitenkraftpotenzial, vergrößern jedoch gleichzeitig den Luftwiderstand. Bei Einsitzern mit freistehenden Rädern (als Extrembeispiel) kann der Anteil der Reifen am Gesamtluftwiderstand des Fahrzeugs bis zu 40 % ausmachen [7].

Die Reifenbreite wird auch von der Motorleistung bestimmt. Eine Dimensionierungsgrundlage liefert (Abb. 1.58).

Durch Produktionstoleranzen bedingte unterschiedliche Reifendurchmesser führen zu richtungsabhängigen Fahrverhalten in Kurven. Manche Fahrer wünschen eine Kollernneigung (*stagger*) der Hinterräder. Dabei werden bewusst links und rechts Reifen mit unterschiedlichen Durchmessern montiert, was die Kurvenfahrt in eine Richtung durch einen Kegelrolleffekt begünstigt. Diese Maßnahme ist allerdings auf Diagonalreifen und Ovalstadien beschränkt. Im Allgemeinen werden die Räder jedoch satzweise, also mit gleichem Durchmesser, ausgesucht um das Fahrverhalten nicht zu ändern [8]. Reifen mit einem kleinen Höhen/Breitenverhältnis sind leichter auf den Nenndurchmesser zu fertigen; ebenso wie Radialreifen auf gleichen Abrollumfang gefertigt werden.

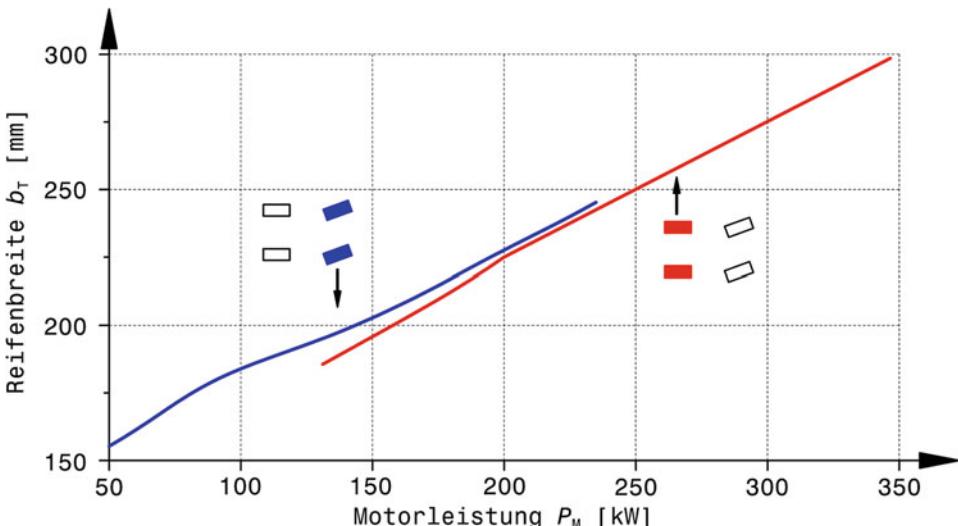


Abb. 1.58 Reifenbreite in Abhängigkeit der Motorleistung, erweitert nach [29]

Die Werte unterscheiden sich gering für Frontantrieb (blau) und Hinterradantrieb (rot). Für permanent allradgetriebene Fahrzeuge können die Breiten analog zu Aufteilung der Motorleistung auf die Achsen gewählt werden

Erfolgt die Auswahl von konkreten Produkten, können die Kennlinien dieser Reifen herangezogen werden. Wesentliche Bewertungsgrößen sind dabei [29]:

Bezüglich der Umfangskraft:

- Anstieg der Kennlinie bei kleinen Schräglaufwinkeln
- Maximum der Kennlinie für Antreiben und Bremsen (liefert $\mu_{W,\max}$)
- Maximaler Endwert der Längskraft (liefert $\mu_{W,lo}$)

Bezüglich der Seitenkraft:

- Nullseitenkraft (Kraft bei Schräglaufwinkel $\alpha = 0^\circ$)
- Schräglaufstifigkeit (= Anstieg der Kennlinie bei kleinen Schräglaufwinkeln)
- Maximalwert der Seitenkraft und zugehöriger Schräglaufwinkel
- Maximaler Endwert der Seitenkraft

Bezüglich des Rückstellmoments:

- Nullrückstellmoment (Moment bei Schräglaufwinkel $\alpha = 0^\circ$)
- Anstieg der Kennlinie bei kleinen Schräglaufwinkeln (Rückstellstifigkeit)
- Maximum des Rückstellmoments und zugehöriger Schräglaufwinkel
- Steigung der Kennlinie bei Rückstellmoment Null
- Schräglaufwinkel bei Rückstellmoment Null
- Endwert des Rückstellmoments
- Reifennachlauf (= Rückstellmomentstifigkeit/Schräglaufstifigkeit)

Zur Auswahl von Reifen über deren Kennlinien ist zu sagen, dass im Betrieb nur bestimmte Kombinationen von Radlast, Sturz und Schräglauf auftreten [29]. Einen typischen Zustandsraum für Pkw-Reifen zeigt (Abb. 1.59). Schräglaufwinkel von $\pm 12^\circ$ und Sturzwerte bis $\pm 6^\circ$ werden durchaus erreicht. Die Radlast beträgt dabei das 1,4-fache der nominellen Reifentragfähigkeit.

Weitere Überlegungen liefert ein Vergleich von Kennlinien unterschiedlicher Reifen, Abb. 1.60. Dargestellt ist die Seitenkraft über dem Schräglaufwinkel bei einer bestimmten Radlast.

Reifen A weist den steilsten Anstieg $dF_{W,y}/d\alpha$ im linearen Bereich von Null weg auf (Schräglaufstifigkeit *cornering stiffness*). Er erreicht auch das Maximum der Seitenkraft beim kleinsten Schräglaufwinkel. Das bedeutet den geringsten Energieeintrag durch Schräglauf und damit die geringste Temperaturerhöhung. Die Fläche unter der Kurve (schraffiert hervorgehoben) repräsentiert die Verlustenergie bei einem bestimmten Schräglaufwinkel (siehe Abschn. *Rollwiderstand*). Dieser Reifentyp ermöglicht die höchste Kurvengeschwindigkeit, weil das Maximum der Seitenkraft deutlich über den Höchstwerten der übrigen Reifen liegt. Er ist somit zumindest theoretisch der schnellste Reifen.

Auffallend ist jedoch ebenso der steile Abfall nach dem Überschreiten des Maximums. Dieser Reifen ist schwierig zu fahren und verlangt nach einem geübten Rennfahrer, der es versteht das Maximum gezielt auszunutzen, aber eben den Reifen nicht zu überfahren. Reifen A ist somit ein typischer Rennreifen für die Rundstrecke.

Reifen B hat eine etwas geringere Schräglauftiefe als A und erreicht nur einen geringeren Maximalwert bei größerem Schräglauf. Der Energieeintrag fällt somit größer als bei Reifen A aus. Dafür ist das Maximum wesentlich weniger ausgeprägt, genau genommen liegt über einen größeren Schräglaubbereich ein annähernd konstanter Seitenkraftwert vor. Das Finden und Halten des Maximums der Seitenkraft fällt dem Fahrer damit deutlich leichter.

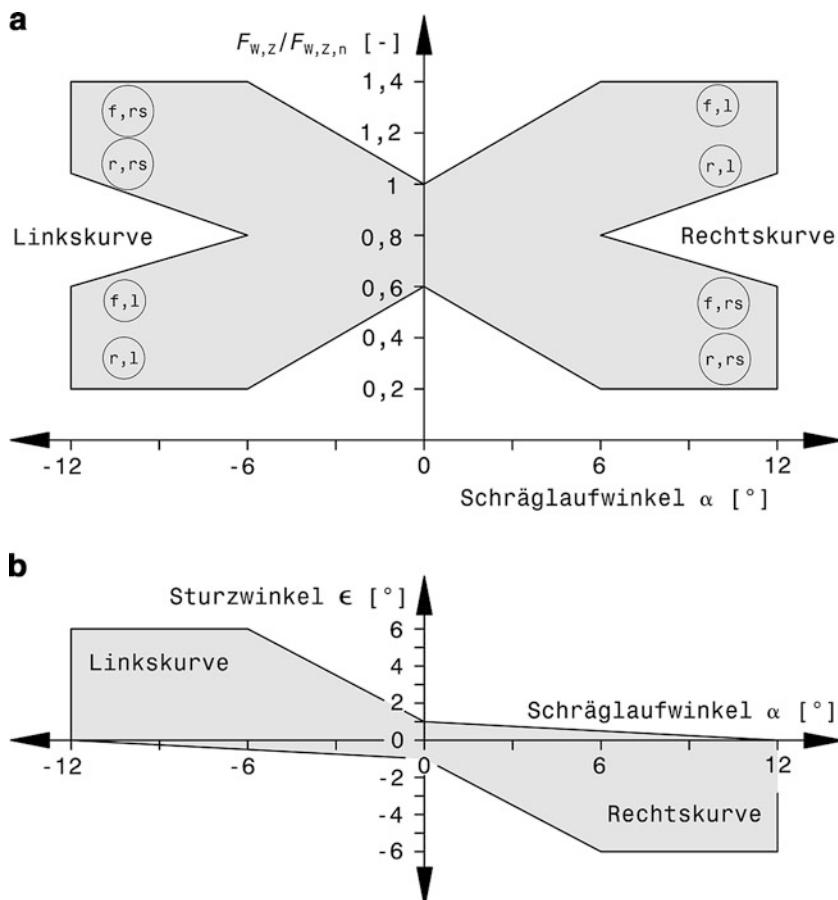


Abb. 1.59 Reifenzustandsraum für Pkw

Der relevante Bereich ist grau schattiert dargestellt

a Radlast-Schräglauftiefe, **b** Sturz-Schräglauftiefe

$F_{w,z}$ Radlast, $F_{w,z,n}$ Reifentragfähigkeit. Zusätzlich sind in Abb. a die Extrembereiche einzelner Räder eingetragen. Beispielsweise in einer Linkskurve bei -12° Schräglauf der Reifen vorne rechts (f,rs) mit maximaler Radlast und der Reifen hinten links (r,l) mit minimaler Radlast

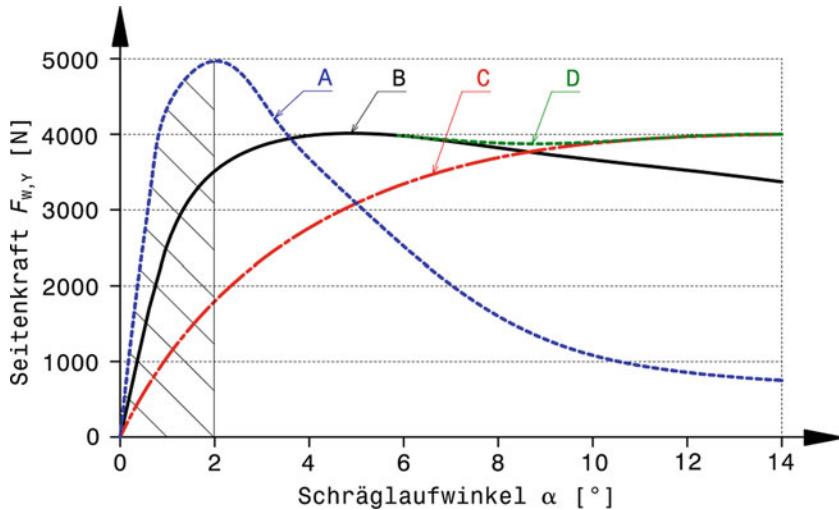


Abb. 1.60 Vergleich von Reifenkennlinien.

Reifen C liefert dem Fahrer mehr Feedback beim Einlenken, verhält sich dabei jedoch trüger als Typ B. Das Maximum der Seitenkraft ergibt sich dadurch, dass der Reifen im gesamten Latschbereich gleitet also bei extrem großen Schräglauwinkeln. Dieser Typ ist der klassische Pkw-Reifen für den Normalfahrer.

Reifen D gibt dem Fahrer bei großen Schräglauwinkeln praktisch kein Feedback mehr und weist auch den größten Energieverlust auf. Die annähernd konstante Seitenkraft nach dem Überschreiten des Maximums unterstützt allerdings die Fahrweise von Rallyefahrern, die im Gegensatz zu Rundstreckenpiloten stets auf neue, unbekannte Kurven treffen und daher diese im kontrollierten Drift (= Fahren mit großem Schwimmwinkel also großen Schräglauwinkeln an der Hinterachse) nehmen.

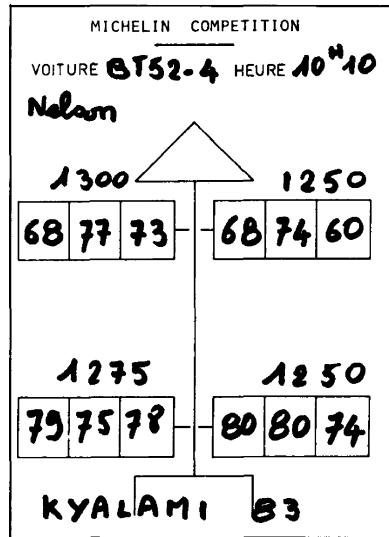
Weitere Überlegungen bei der Auswahl der Reifen sind das Gewicht, Einschränkungen durch Hersteller bzw. Verfügbarkeit (bestimmte Reifendimensionen und Bauarten sind auf einzelne Hersteller oder Länder beschränkt), empfohlene Radgröße und letztlich auch der Preis.

Darüber hinaus wird man bei der Reifenwahl berücksichtigen, ob die Maxima der Seitenkraft mit zunehmender Radlast zu größeren oder kleineren Schräglauwinkeln wandern. Diese Charakteristik ist bei der Lenkungskonstruktion für den Ackermannanteil entscheidend (siehe Kap. 5 Lenkung).

Eine Überprüfung, ob die Reifenparameter (Dimension, Gummimischung, Fülldruck, Radlast, ...) richtig gewählt wurden, wird an der Rennstrecke durch Ermitteln der Laufflächentemperatur über der Reifenbreite vorgenommen, Abb. 1.61.⁶ Der übliche

⁶Näheres zur Vorgehensweise siehe Handbuch Rennwagentechnik Band 4 *Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung*.

Abb. 1.61 Temperaturblatt eines Formel-1-Fahrzeugs [8]
Das Blatt zeigt die Temperaturen an drei Stellen von allen vier Rädern gemessen nach einem Trainingslauf. Die Antriebsräder weisen höhere Temperaturen auf



Temperaturbereich liegt etwa zwischen 80 und 100 °C [7]. Es werden jedoch auch Gummimischungen eingesetzt, die wesentlich niedrigere Temperaturen brauchen. Solche Reifen werden eingesetzt, wenn Reifenvorwärmer verboten sind und die Strecke kurz ist. Bei Bergrennen ist dies beispielsweise der Fall. Der Reifen sollte über der gesamten Breite dieselbe Temperatur aufweisen und alle Reifen des Fahrzeugs sollten ähnliche Werte aufweisen.

Reifen, die nicht den optimalen Temperaturbereich erreichen, sind überdimensioniert und übertragen nicht die Kraftwerte, die bei optimaler Reifenwahl möglich wären [7].

1.2.5 Reifendaten *Specifications*

Zum Vergleich zeigt Tab. 1.5 einige Reifendaten.

1.2.6 Reifenarten *Types of Tyres*

Abgesehen davon, dass die Wetterbedingungen sich ändern können, bleibt auch das Reifenverhalten an und für sich während eines Rennens nicht konstant, sondern ändert sich durch den Einfluss der zu übertragenen Kräfte. Durch die Walkarbeit steigt die Temperatur (Gummi ist ein schlechter Wärmeleiter) und somit der Reifeninnendruck, außerdem ändert sich das Werkstoffverhalten. Die Rundenzeiten werden demnach im Laufe eines Rennens in der Regel immer schlechter. Darüber hinaus ändert sich das Fahrverhalten stark bei Fahrzeugen mit nur einer angetriebenen Achse. Die angetriebenen

Tab. 1.5 Reifendaten von ausgesuchten Rennfahrzeugen

Fahrzeug		Dimension	Fülldruck bar	Betriebstemperatur, °C	Masse ¹⁾ kg
Formel 1 [2]	vorne	9,5/25,5-13	1,4 bis 1,65	ca. 120 (Δp)	9–10
	hinten	13,0/26,0-13	1,2 bis 1,3	ca. 0,7 bar)	11–12
Formel Renault [3]	vorne	16/53-13	1,45 (warm)		
	hinten	23/57-13	1,6 (warm)		

¹⁾ Reifen und Rad zusammen

Reifen sind grundsätzlich höher belastet und werden daher härter gewählt als die nicht angetriebenen. Bei Hinterradantrieb führt dies zu Untersteuern im ersten Teil eines Rennens. Gegen Ende der Wettfahrt bzw. bevor die Reifen gewechselt werden übersteuert das Fahrzeug, weil die Reifen der Hinterachse Seitenweicher geworden sind als die der Vorderachse. Bei Langstreckenrennen hat sich eine laufende Kontrolle des Reifeninnendrucks bewährt. Abweichungen vom Sollwert im Verlauf des Rennens werden den Fahrern bzw. den Renningenieuren angezeigt, so dass die Reifen bei sich anbahnenden Schäden gewechselt werden können [12].

Ein Reifen besteht aus etwa 150 verschiedenen Bestandteilen. Das führt zu einer Unmenge an Variationsmöglichkeiten. 150 verschiedene Reifenlösungen werden allein in der Formel 1 jährlich von einem Hersteller getestet. Grundsätzlich lassen sich aber im Rennsport drei Reifenarten unterscheiden, (vgl. Abb. 1.62):

- a) Trockenreifen: Bestehen aus einer härteren Gummimischung und sind dadurch auch ausdauernder. Völlig profillose Reifen (Slicks) werden seit 1971 eingesetzt [4]. Zur Verschleißkontrolle weisen Slicks einige zylindrische Vertiefungen mit ca. 4 mm Durchmesser in der Lauffläche auf, die bis zum Ende der nutzbaren Gummischicht reichen.
- b) Regenreifen: Weisen eine weichere Gummimischung und ein wasserdrainierendes, tiefes Profil auf, das bis zu 90 l/s Wasser bei hohen Geschwindigkeiten verdrängen kann [2].
- c) Intermediates: Stellen einen Kompromiss der beiden erstgenannten Typen dar und werden für gemischte Wetterverhältnisse eingesetzt.

Von einem bestimmten Typ werden zudem noch weitere Abstufungen angeboten. So gibt es beispielsweise Trockenreifen in den Ausführungen: Hard, medium, soft und extra-soft. Diese Abstufungen betreffen in erster Linie die Laufflächemischung.

Die Wahl des Reifentyps hängt jedoch nicht nur vom Wetter, sondern auch von der Rennstrecke ab. Manche Rennstrecken sind für ihren enormen Reifenverschleiß bekannt, von anderen weiß man, dass sogar Soft-Mischungen länger halten als üblich. Weitere Einflussgrößen für die Wahl der Gummizammensetzung sind die Lufttemperatur, die



Abb. 1.62 Arten von Reifen

a Trockenreifen (Slick), b asymmetrischer Regenreifen für die Vorderachse, c Formel-1-Trockenreifen mit Rillen, wie sie vor Jahren zur Reduktion der Kurvengeschwindigkeit vorgeschrieben waren

Fahrbahntemperatur und die Streckenlänge des Rennens. Extra weiche Mischungen werden bei geringer Luft- und Fahrbahntemperatur und geringer Streckenlänge (ca. 50 km) eingesetzt.

Formel-1-Reifen sind für eine Laufleistung von nur 200 bis 300 km konzipiert. Die gewünschte Lebensdauer ergibt sich in vielen Rennklassen aus der Tatsache, dass der Radwechsel schneller vollzogen ist als das Nachtanken d. h. es hat keinen Sinn bei der Reifenkonstruktion einen Kompromiss einzugehen, damit die Reifen länger halten als eine Tankfüllung. Serien-Pkw-Reifen erreichen zum Vergleich je nach Pflege und Fahrweise etwa 25 000–50 000 km. Bei Langstreckenrennen werden die Reifen bei günstigen Verhältnissen (geringere Temperaturen bei Nachfahrt) erst nach 500 bis 700 km gewechselt [12].

1.2.7 Ventil Valve

Ventile werden gebraucht zum Befüllen der Reifen und zum Halten des gewünschten Drucks. Bei Serienfahrzeugen sind meist Gummiventile (Abb. 1.63, Maße dazu siehe Tab. 1.6) zu finden, die bis zu einem Druck von 4,2 bar eingesetzt werden können. Bei sehr hohen Raddrehzahlen erfahren Ventile durch die Trägheit Biegebeanspruchungen, die zu Undichtigkeit führen können. Bei Sportwagen und Rennfahrzeugen stützt sich daher das Ventil nach außen an der entsprechend gestalteten Felge ab oder es werden geschraubte

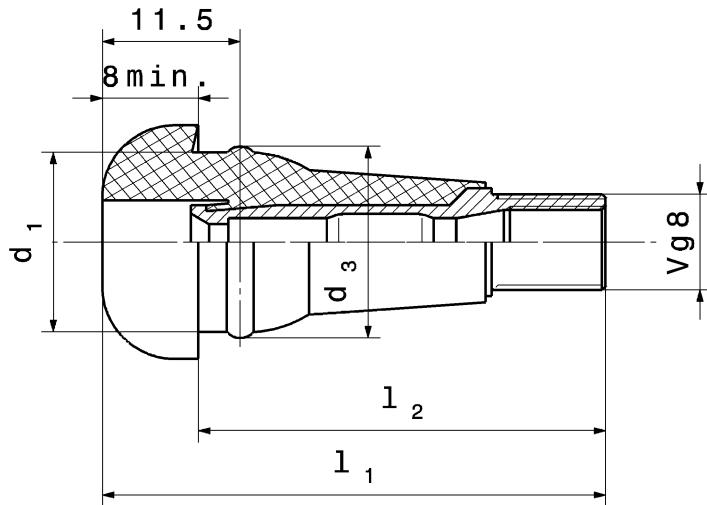


Abb. 1.63 Gummiventil für schlauchlose Reifen nach DIN 7780, Snap-In-Ventil

Der Ventilkörper aus Metall ist in einen Gummimantel einvulkanisiert. Das eigentliche Ventil wird in den Ventilkörper eingeschraubt. Die Abdichtung zur Felge übernimmt der außen liegende Gummimantel

Tab. 1.6 Gummiventile, Maße in [mm]

DIN	ETRTO ¹⁾	TRA ²⁾	Ventillochdurchmesser in Felge +0,4 0	l_1 ³⁾	l_2	d_1 +0,3 0	d_3 +0,6 0
43 GS 11,5	V2-03-1	TR 413	11,3	42,5	34	15,0	16,0
49 GS 11,5	V2-03-2	TR 414	11,3	48,5	40	15,0	16,0
43 GS 16	V2-03-3	TR 415	15,7	42,5	34	19,2	20,2

¹⁾European tyre and rim technical organisation

²⁾The tire and rim association Inc. USA

³⁾Maßbezeichnung (siehe Abb. 1.63)

Metallfußventile, (Abb. 1.64), eingesetzt. Jedenfalls soll das Ventil nicht radial angeordnet werden, weil in dem Fall der Ventilkörper bei hohen Raddrehzahlen durch seine Trägheit (Fliehkraft) geöffnet werden und Luft entweichen kann. Einstellbare Überdruckventile sorgen bei manchen Sprintfahrzeugen dagegen für den Wunschdruck durch absichtliches Ablassen des durch den warm werdenden Reifen gestiegenen Innendrucks.

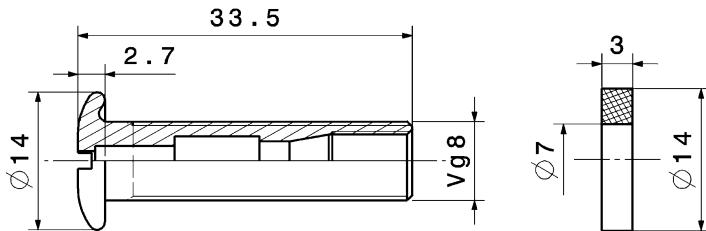


Abb. 1.64 Gerades Ventil mit Metallfuß nach DIN 7782 für Ventilloch in der Felge mit 8,3 mm Durchmesser

Das eigentliche Ventil wird in den dargestellten Ventilkörper eingeschraubt. Auf den Ventilkörper kommt noch eine Ventilkappe aufgeschraubt. Die Dichtung zur Felge übernehmen zwei Dichtringe wie dargestellt, die jeweils an der Innen- und Außenseite der Felge anliegen

1.3 Räder *Wheels*

1.3.1 Anforderungen *Requirements*

Räder gehören zu den so genannten ungefederten Massen und sollten daher möglichst leicht sein. Das Massenträgheitsmoment um die Drehachse soll möglichst gering sein, es wirkt ja der Beschleunigung und Verzögerung entgegen. Der Rundlauf soll möglichst exakt sein. Räder sollen leicht zu wechseln sein. Sie müssen die von den Reifen eingeleiteten Kräfte über die Radnabe an den Radträger weiterleiten.

Bei im Rad untergebrachten Bremsen können die Räder auch einen Beitrag zur Bremsenkühlung leisten bzw. sie dürfen die Bremsenbelüftung wenigstens nicht behindern.

Außerdem sind vor allem die Radschüsseln bzw. -scheiben auch ein Stylingelement.

Bei den heute sowohl bei Serien- als auch bei Rennfahrzeugen üblichen schlauchlosen Reifen müssen Felgen auch luftdicht sein und eine Sicherheitskontur aufweisen, die ein schlagartiges Entweichen der Luft bei Kurvenfahrt mit abgesunkenen Fülldruck verhindert.

Räder erreichen auch bei Pkw-üblichen Fahrgeschwindigkeiten eine hohe Drehzahl, die ein Auswuchten erfordert. Deshalb muss auch Platz bzw. Freiraum für Auswuchtmassen vorhanden sein.

1.3.2 Bezeichnungen von Rädern *Designation of Wheels*

Ein Rad besteht aus Felge (*rim*) und Radschüssel (*wheel disc*). Die Felge nimmt den Reifen auf und ist für dessen Sitz und Sicherung verantwortlich. Die Innenform von Felgen ist daher genormt und bei Serienfahrzeugen werden Reifen/Felgenkombinationen freigege-

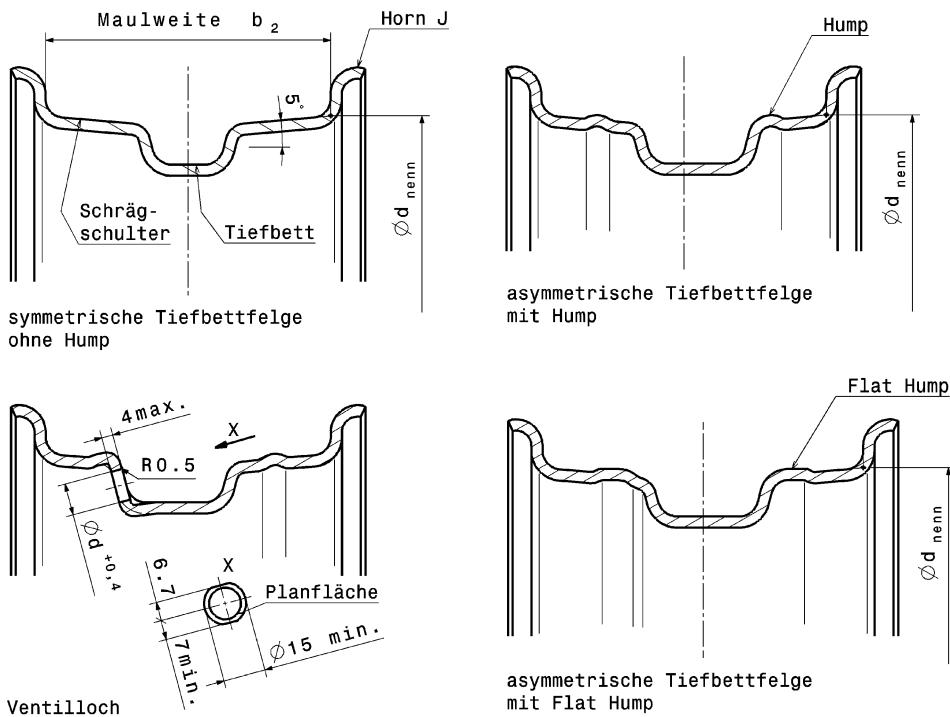


Abb. 1.65 Arten von Felgen und Bezeichnungen

d_{nenn} Felgendurchmesser

Ventillochdurchmesser: 8,8 mm, 11,3 mm oder 15,7 mm

Bei den dargestellten Querschnitten ist die reifenseitige Kontur in Normen festgelegt. Dabei sind der Sitz und die Sicherung des Reifens wesentlich. Die übrigen Konturen bleiben den Herstellern überlassen

ben. Zur Sicherung des Reifens werden Felgen mit einem Hump (engl. für Höcker, Wulst) ausgeführt, (Abb. 1.65). Zur Montage des Reifens auf der Felge wird eine Vertiefung gebraucht, das Tiefbett (*drop centre*).

Die Befestigungsmöglichkeit der Felge zur Nabe stellt die Radschüssel (Radscheibe) dar. Die Flanschebene muss nicht mit der Radmitte zusammenfallen. Im Gegenteil – durch negativen Lenkrollradius oder Platzbedarf von Radaufhängungssteilen wird ein Abstand erforderlich, die Einpresstiefe, (Abb. 1.66). Diese kann positiv oder negativ ausgeführt sein. Tab. 1.9 gibt eine Übersicht über wichtige Anschlussmaße.

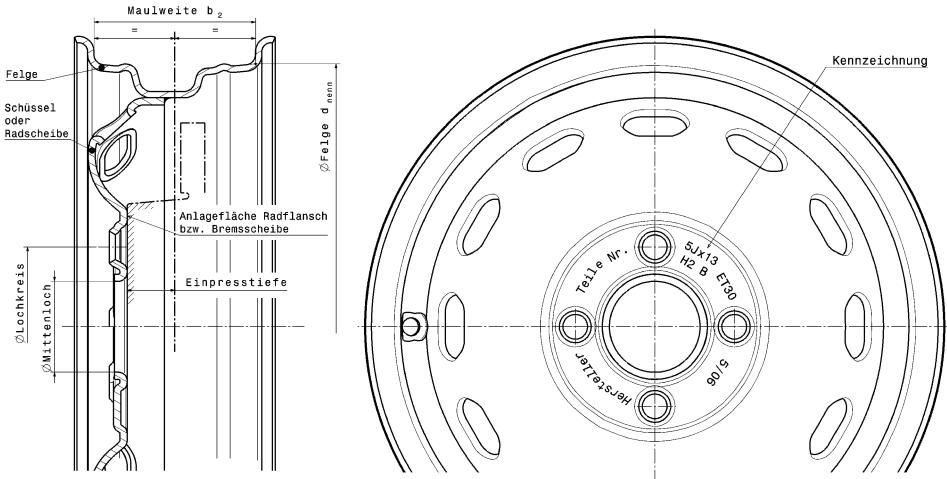


Abb. 1.66 Aufbau und Bezeichnungen eines Scheibenrads mit positiver Einpresstiefe
Dieses Stahlrad wird aus zwei Teilen – Schüssel und Felge – zusammengeschweißt
Wichtige Maße sind: Maulweite *rim width*, Felgendurchmesser *rim diameter*, Lochkreisdurchmesser *bolt circle diameter*, Mittenlochdurchmesser *centre hole diameter*, Einpresstiefe (*negative*) *offset*

Bezeichnungsbeispiel eines Rads:

6 ½ J x 16 H2 B ET 45 mit:	6 1/2	=	Maulweite in Zoll, entspricht 165,1 mm
	J	=	Hornausführung
	x	=	Tiefbett
	16	=	Felgendurchmesser Zoll-Code, siehe Tab. 1.8: $d_{\text{nenn}} = 405,6 \text{ mm}$
	H2	=	Doppelhump, siehe Tab. 1.7
	B	=	asymmetrisches Tiefbett
	ET45	=	Einpresstiefe beträgt 45 mm

1.3.3 Arten von Rädern Types of Wheels

Eine grundsätzliche Übersicht der Arten von Rädern bietet Abb. 1.67. Demnach können Räder aus einem Stück hergestellt oder aus mehreren Teilen zusammengesetzt werden.

Räder werden aus Stahl, Aluminium- und Magnesiumlegierungen hergestellt. Die Räder werden in dieser Reihenfolge zwar leichter aber auch teurer. Magnesiumräder werden im Rennsport üblicherweise bevorzugt. Räder aus faserverstärkten Kunststoffen fristen (noch) ein Exotendasein. Der Hauptgrund liegt jedoch nur darin, dass sie in vielen Rennserien vom Reglement nicht erlaubt werden. Es gibt einige erfolgreiche Entwicklungen, welche die geforderten Abnahmetests bestanden haben.

Tab. 1.7 Bezeichnungen der Humps

Bennnung	Art der Sicherheitsschulter		Kennbuchstabe
	Felgenaußenseite	Felgeninnenseite	
Einseitiger Hump	Hump	normal	H
Doppelhump	Hump	Hump	H 2
Einseitiger Flat Hump	Flat Hump	normal	FH
Doppelseitiger Flat Hump	Flat Hump	Flat Hump	FH 2
Kombinationshump	Flat Hump	Hump	CH

Tab. 1.8 Felgendurchmesser Zoll-Codes

	Felgenbezeichnung (Zoll Code)						
	13	14	15	16	17	18	19
d_{nenn} , mm	329,4	354,8	380,2	405,6	436,6	462,0	487,4

Tab. 1.9 Wichtige Anschlussmaße von Serienräder, nach DIN 74 361 T1

Anzahl der Schraubenlöcher	\varnothing Lochkreis, mm Toleranz: $\pm 0,1$	\varnothing Mittenloch mm	\varnothing Nabenzugloch d6 mm	Gewinde des zugehörigen Bolzens
4	100	57	56,5	M12x1,5 Kegelbund 60°
		60	59	M12x1,5 Kegelbund 60° M14x1,5 Kugelbund
4	130	80	79	M14x1,5 Kugelbund
5	112	63	62	M12x1,5 Kegelbund 60°
		66,6	66	M12x1,5 Kugelbund M14x1,5 Kugelbund
5	120	72,4	72	M12x1,5 Kegelbund 60°
5	130	90	89	M12x1,5 Kegelbund 90°
		85	84	M14x1,5 Kugelbund

Die Wärmeleitfähigkeit ist von Magnesium besser als von Aluminium. Das wirkt sich in einer geringeren Reifentemperatur bei Magnesiumräder bei sonst unveränderten Verhältnissen aus. Umgekehrt werden gerne Aluminiumräder im Regen eingesetzt, weil es bei diesen Wetterverhältnissen schwer ist den Reifen auf die gewünschte Betriebstemperatur zu bekommen und dabei die geringere Wärmeabfuhr von Vorteil ist.

Eine weitere Unterscheidung von Rädern bietet die Bauweise. Räder lassen sich in Integral- und Differenzialbauweise darstellen. Mehrteilige Räder haben den Vorteil, dass im Schadensfall nur beschädigte Teile ausgetauscht werden müssen. Darüber hinaus kann die Maulweite und Einpresstiefe der Felge relativ einfach verändert werden und jeder Teilbereich kann mit dem bestgeeigneten Werkstoff ausgeführt werden, z. B. zähe Alumi-

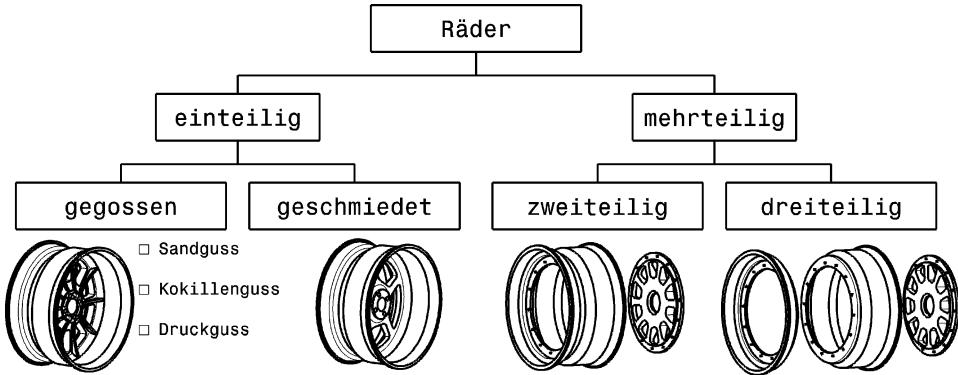


Abb. 1.67 Arten von Rädern

Zweiteilige Räder bestehen aus Felge und Radstern oder Radschüssel. Dreiteilige Räder setzen sich aus Außen- und Innenfelge, sowie dem Radstern zusammen

niumlegierung für Felge und leichte Magnesiumlegierung für Radstern, (Abb. 1.70). Als Nachteile sind neben der höheren Masse zu werten: Mögliche Undichtigkeiten bei dreiteiligem Aufbau und erhöhter Wartungsaufwand durch die Vielzahl der Schraubverbindungen, die kontrolliert werden müssen.

Einteilige Räder werden nach dem Gießen oder Schmieden des Rohlings spanend fertig bearbeitet. Sie weisen daher eine höhere Rundlaufgenauigkeit auf als Mehrteilige. Wobei in dieser Kategorie Leichtmetallräder wiederum exakter laufen als Räder aus Blechpressteilen.

Einen Vergleich von Aluminiumrädern nach ihrer Fertigungsart liefert (Tab. 1.10).

Ein Gussrad für einen Pkw ist in (Abb. 1.68) dargestellt. (Abb. 1.69) zeigt ein geschmiedetes Rad eines Rennfahrzeugs. Das Rad wird zunächst aus einer Magnesiumlegierung als Scheibenrad geschmiedet. Im Anschluss werden die Speichen durch spanende Bearbeitung herausgearbeitet. Durch Kugelstrahlen wird die Wechselfestigkeit des Werkstoffes erhöht. Bevor das Rad ausgeliefert wird, wird es auf Rissfreiheit untersucht und geröntgt [19] (Abb. 1.70).

Werkstoffe

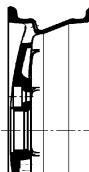
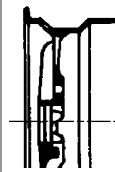
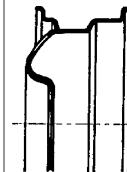
Stahlräder: Für Felge Dualphasenstahl DP600, für Radschüssel Stahl HR 60 [5]. Baustahl S235JRG2 (war RSt37).

Gussräder: Aluminium-Kokillenguss EN AC-AlSi12Mg.

Schmiederäder: Aluminium-Knetlegierung AlMgSi1 F31, Magnesium-Knetlegierung AZ80A (= MgAl8Zn nach DIN EN 1754), ZK 60 (=MgZn6Zr nach DIN).

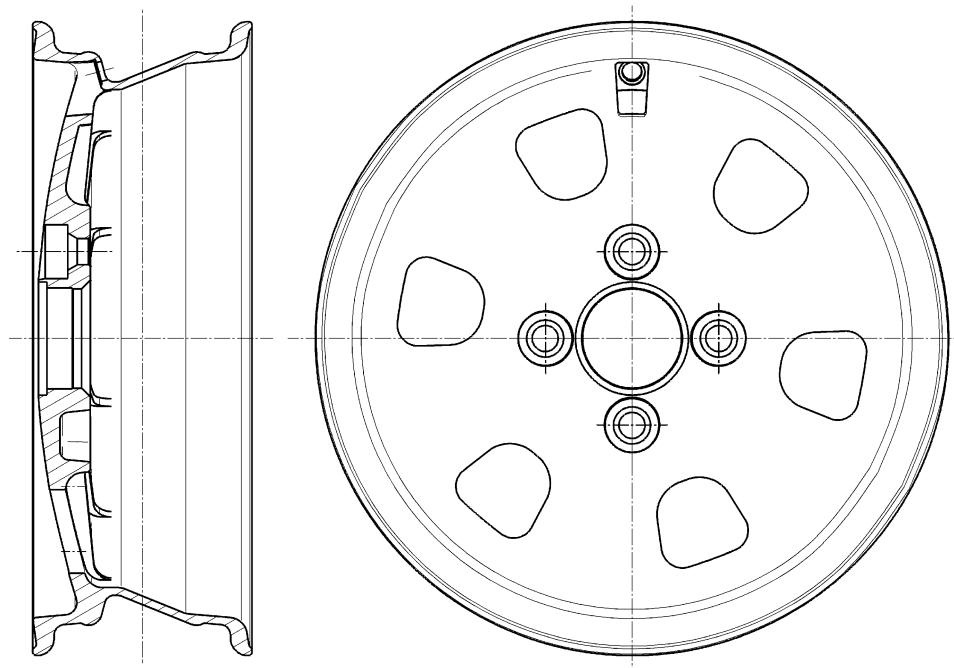
Die Dauerfestigkeitseigenschaften von Leichtmetallen werden durch Kugelstrahlen erhöht. Bei Magnesium kommt der Gestaltung des Rads eine bedeutende Rolle zu. Scharfe Kerben und Kanten, sowie schroffe Querschnittsübergänge müssen vermieden werden.

Tab. 1.10 Gegenüberstellung von Aluminiumräädern, nach [1]

Kriterium	Herstellung		
	Gussrad	Schmiederad	Spaltrad
Werkstoff	EN AC -AlSi12Mg	AlMgSi1 F31	AlMgSi1 F31
Formgestaltung	vielfältig	eingeschränkt	stärker eingeschränkt
Oberfläche	lackiert	anodisch oxydiert	anodisch oxydiert
Gegen chem. Angriff	beständig	anfällig	anfällig
Masse bezogen auf Gussrad	1	0,82	0,75 ¹⁾
Herstellungskosten	gering	hoch	hoch ²⁾
Darstellung			

¹⁾Diese Masseabsenkung beim Spaltrad gegenüber dem Schmiederad lässt sich mit einer Absenkung der Wöhlerlinie begründen

²⁾Das Spaltrad fand aus Kostengründen keine Akzeptanz am Pkw-Markt [5]

**Abb. 1.68** Gussrad für Pkw mit Tiefbett *cast wheel*

Der Reifen wird durch eine Doppelhump-Felge gehalten. Das Rad weist Mittenzentrierung auf, die Befestigung erfolgt über Schrauben mit Kegelbund. Die Wanddicken sind unterschiedlich ausgeführt wegen unterschiedlicher Festigkeitsansprüche an verschiedenen Stellen

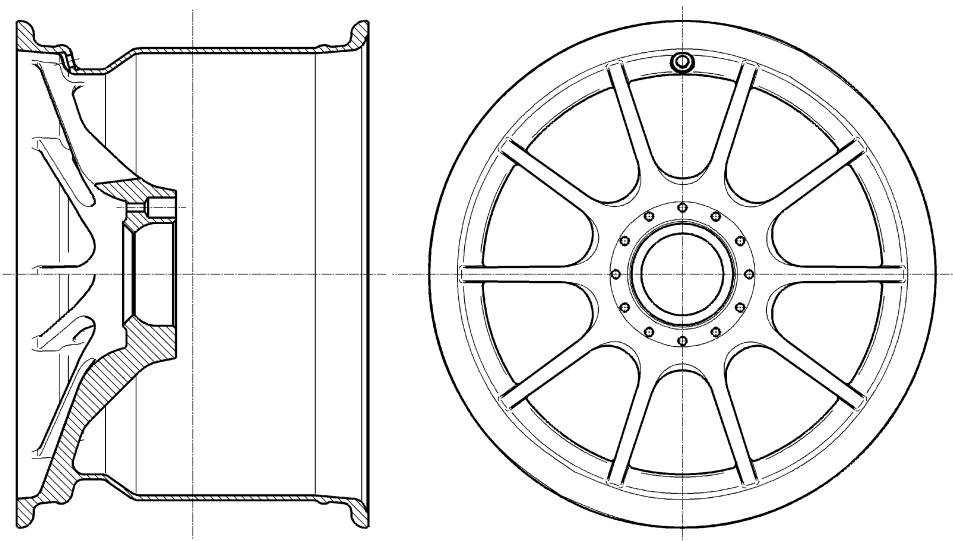


Abb. 1.69 Schmiederad (*forged wheel*) für Rennfahrzeug mit Tiefbett. 13"-F1-Rad mit Zentralverschluss

Das Rad kann noch einige Mitnahmeholzen in die Bohrungen im Nabengbereich eingesetzt erhalten, wenn diese radseitig vorhanden sein müssen

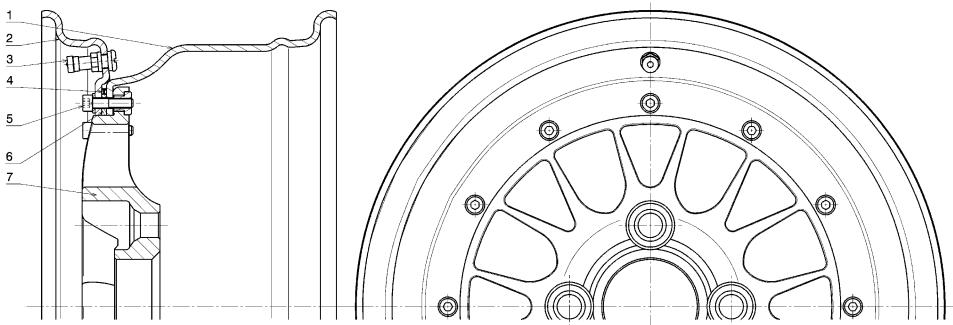


Abb. 1.70 Aufbau eines dreiteiligen Rades *three-piece split rim*

Die beiden Felgenteile (1) und (2) sind mit den Schrauben (5) mit der Radscheibe (7) verschraubt. Zwischen den beiden Teilen wird der Dichtringträger (6) mitgeklemmt, der beidseitig Nuten für O-Ringe (4) aufweist und mit ihnen die Dichtheit für den schlauchlosen Reifen herstellt. Das Ventil (3) wird in das äußere Felgenteil (2) geschraubt

1.3.4 Wahl der Radgröße *Choosing of Tyres*

Die Größe des Rades wird einerseits vom gewählten Reifen diktiert, andererseits ist die Verfügbarkeit von Reifengrößen ein entscheidendes Kriterium. Der Reifen ist das wichtigste Einzelbauteil und seine Auswahl sollte nicht von einer eingeschränkten Produktpalette oder

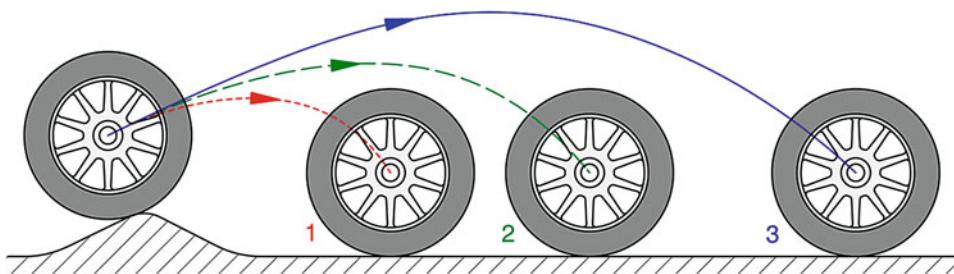


Abb. 1.71 Einfluss der Radmasse auf den Fahrbahnkontakt

Beim schnellen Überfahren einer Bodenwelle erlangt das Rad erst nach einer bestimmten Wegstrecke wieder Fahrbahnkontakt. Die Bewegung ist für Räder aus drei unterschiedlichen Werkstoffen dargestellt. Die Druckstufendämpfung ist ebenso wie die Reifenabmessungen aus Vergleichsgründen gleich belassen

1 Magnesiumrad, 2 Aluminiumrad, 3 Stahlrad. Das Stahlrad weist die größte Trägheit auf: Es steigt am höchsten auf und landet als letztes. Aus Sicht der Fahrleistungen, der Fahrsicherheit und – Stabilität ist das Magnesiumrad das Beste

langen Lieferzeiten abhängig sein. Die mit Abstand gängigste Größe im Rennsport stellen 13" dar. Die Auswahl unterschiedlichster Reifen für diese Felgendurchmesser ist enorm ebenso wie ihre Lagerbestände. 13" sind also erste Wahl [6]. 10"-Räder haben ebenso wie 12" den Reiz der geringeren Masse und des kleineren Massenträgheitsmoments. Nachteilig sind eben eine geringe Auswahl unterschiedlicher Reifenbreiten sowie Gummimischungen und das 12"-Rad ist ein ausgeprägter Exote. Außerdem schränkt ein kleiner Felgendurchmesser auch den Bauraum für Bremsen und Querlenkeranbindung ein, vgl. auch Abb. 1.3.

Bei gegebener Radgröße kann mit dem Werkstoff noch die Masse beeinflusst werden. Die Gestalt muss allerdings den Materialeigenschaften angepasst werden. Allen voran ist hier der E-Modul zu nennen, damit das Rad dieselbe Steifigkeit aufweist. Daneben diktieren noch Fertigungseigenschaften die Form (Übergangsradien, Entformungsschrägen, Fließquerschnitte, Lunker, Eigenspannungen, ...). Ein leichteres Rad hat jedenfalls fahrdynamische Vorteile: Rotatorische und translatorische (und ungefederte) Massen sind kleiner. Den Einfluss auf die Erhaltung des wichtigen Fahrbahnkontakte illustriert Abb. 1.71 anschaulich.

Ein weiterer wichtiger Punkt ist die Art der Zentrierung und Befestigung. Anzahl der Schrauben und Schraubkreisdurchmesser sowie mitten- oder bolzenzentriert diktieren die Gestaltung von Radflansch bzw. Nabe. Hier können individuelle Gegebenheiten die Auswahl vorgeben. Wird etwa ein bestehendes Fahrzeug umgebaut, ist es wesentlich günstiger die Räder nach den vorhandenen Naben auszusuchen, als die Naben und alles was dazugehört zu ändern, um die Wunschräder montieren zu können.

Die Maulweite ergibt sich aus der Reifenbreite [7]:

Bei Straßenfahrzeugen gilt grob: $\text{Maulweite} \approx \text{Reifenbreite} - 0,5'' \text{ bis } 1,5''$ (ca. 13 bis 38 mm)

Bei Rennfahrzeugen gilt grob: $\text{Maulweite} \approx \text{Reifenbreite} + 1'' \text{ bis } 2''$ (ca. 25 bis 50 mm)

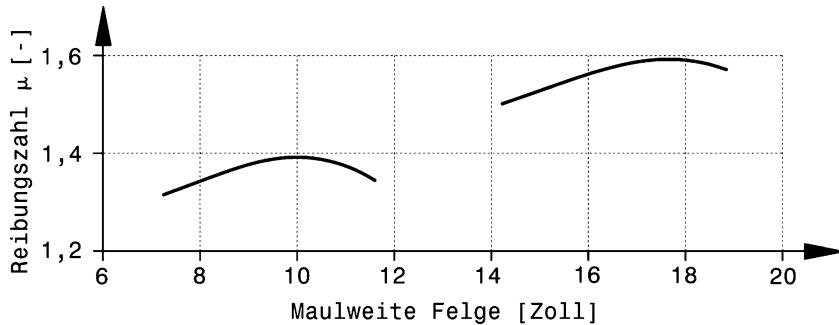


Abb. 1.72 Zusammenhang zwischen Felgenmaulweite und Reifenhaftung

Der Zusammenhang ist für zwei verschiedene Reifengrößen dargestellt. Man erkennt, dass breitere Reifen mehr Grip zur Verfügung stellen. Des Weiteren existiert eine optimale Maulweite der Felge, bei der die größte Reifenhaftung erreicht wird. Der Abfall zu größeren Maulweiten hin ist jedenfalls geringer als zu schmäleren Felgen hin

Je weiter die Felgenhörner auseinanderliegen, umso breiter steht der Reifen auf der Felge mit der Folge einer verbesserten Seitenkraftübertragung. Zusätzlich vergrößert sich das Innenvolumen und damit auch theoretisch die Tragfähigkeit. Beides zusammen bewirkt, dass eine Maulweitenverbreiterung von $\frac{1}{2}''$ einer Fülldruckerhöhung von 0,1 bar gleichkommt. Bei Verwendung einer breiteren Felge ergibt sich also ein günstigeres Kurven- und Slalomverhalten (i.A. ohne Einbuße an Fahrkomfort) [9]. Die Querschnittsbreite b_T des Reifens (vgl. Abb. 1.1) nimmt pro $\frac{1}{2}''$ größere Maulweite als die Messfelge um ca. 5 mm zu. Im Zweifelsfall wird man zu einer breiteren Felge greifen, wenn es das Reglement zulässt und der Reifen bei voller Bewegung (Lenken, Federn) in das Radhaus passt. Der Verlust an Reifenhaftung durch eine zu große Maulweite ist jedenfalls geringer als jener durch eine zu kleine Maulweite, (Abb. 1.72).

Lastannahmen für die Berechnung von Rädern basieren auf Telemetrie-Daten und auf Messungen mit speziellen Messzellen, die in Radmitte befestigt werden. Dieselben Lasten werden natürlich zur Auslegung der Fahrwerke herangezogen.

Für ein Formel-1-Rad sind typische Lastfälle und Werte zur Auslegung der Räder [19]:

- Schlagloch: Vertikale Last $F_{W,Z}$ von 16,3 kN mit einer Zusatzkraft von 68 kN durch die Vorspannung der Zentralmutter.
- Kurvenfahrt: Seitenkraft $F_{W,Y}$ von 15 kN und Vertikalkraft $F_{W,Z}$ von 10,1 kN. Kippmoment $M_{W,X}$ von 4,53 N m. Zusatzkraft von 74 kN durch die Vorspannung der Zentralmutter.

Das Rad muss diese Belastungen bei einer Betriebstemperatur von 120 °C ertragen. Die Lebensdauer von diesen Rädern wird mit max. 2000 km festgelegt, wobei 1000 km davon im Renneinsatz absolviert werden.

Als kritische Bereiche stellen sich dabei heraus: Der Übergang von den Speichen zum Felgenbett, wo beim Vertikalstoß die größte Zugspannung auftritt, und die Innenseite der Speichen, wo die größte (Biege-)Druckspannung bei Kurvenfahrt festgestellt wird.

1.4 Radbefestigung *Wheel Mounting*



Je nachdem, ob ein Rad mit einer oder mehreren Schrauben mit der Radnabe bzw. dem Radflansch verschraubt wird, spricht man von Zentralverschraubung oder Mehrschraubverbindung.

Mehrschraubverbindung

Bei Serienfahrzeugen finden sich vornehmlich Mehrschraubverbindungen, wobei die Zentrierung des Rads über die Mutter bzw. die Schraube erfolgt (*Bolzenzentrierung bolt centering*), (Abb. 1.73). Die Auflageflächen der Verbindungselemente sind für diese

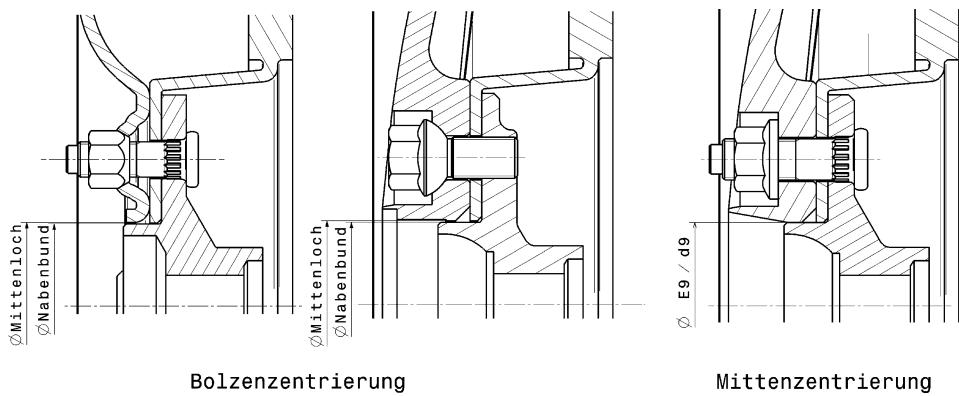


Abb. 1.73 Arten der Radzentrierung bei Serienrädern

Bei Bolzenzentrierung übernehmen die Schrauben mit Kegel- oder Kugelbund die Ausrichtung des Rads. Folglich ist ein radiales Spiel zwischen Mittenloch und Nabengruben erforderlich (siehe auch Tab. 1.9)

Bei Mittenzentrierung übernimmt die Zentrierung ein Bund am Radflansch (Radnabe), der das eng tolerierte Mittenloch aufnimmt. Die Befestigung des Rads können Flachbundschauben bzw. -muttern übernehmen

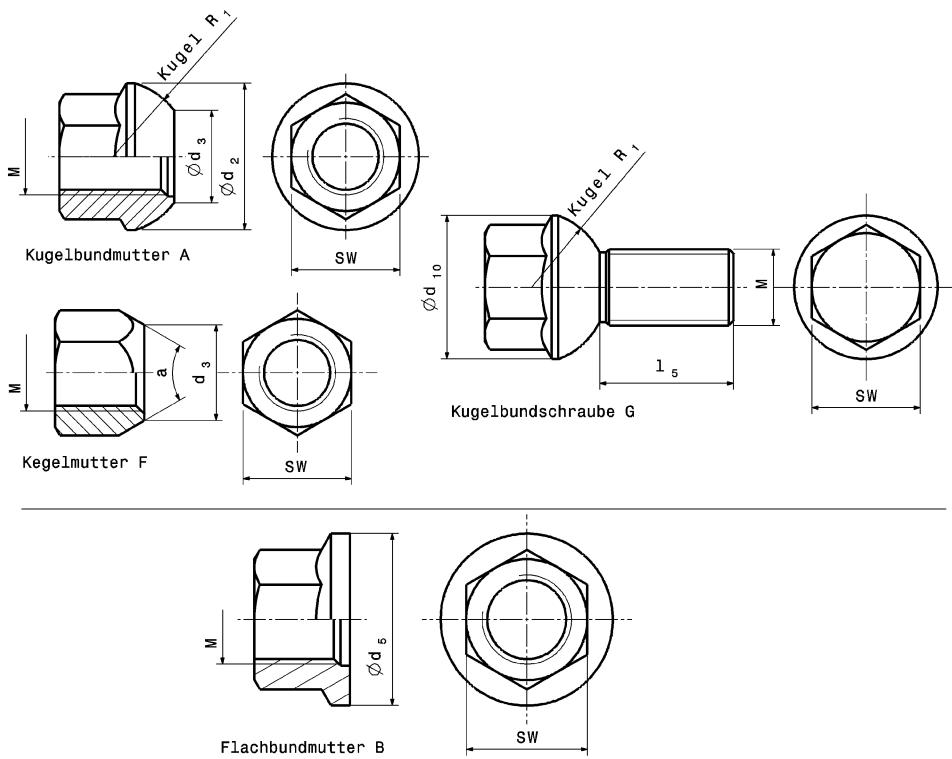


Abb. 1.74 Befestigungselemente für Serienräder, nach DIN 74 361 T2 (Übliche Festigkeitsklassen: 8,8, 10,9)

Die Elemente im oberen Bildteil sind für bolzenzentrierte, die Flachbundmutter für mittenzentrierte Räder vorgesehen

In den Darstellungen sind die wichtigsten Maße angeführt, die in der Tabelle aufscheinen

Funktion als Kugel- oder Kegelfläche ausgebildet, (Abb. 1.74). Um Dauerbrüche bei Stahlscheibenräder zu vermeiden, soll der Auflagedurchmesser des anliegenden Bauteils (also Bremsscheibe oder Radflansch) größer sein als jener der Radschüssel.

Eine weitere Möglichkeit der Zentrierung bietet sich über das eng tolerierte Mittenloch des Rads an (Mittenzentrierung *hub centering*). Die Radnabe muss dafür natürlich ebenso einen eng tolerierten Aufnahmebund aufweisen.

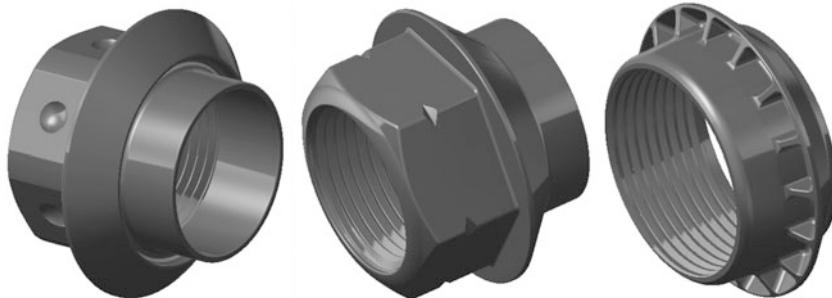
Gewinde M	Schlüssel-weite SW	Ausführung						
		A	A, F	A, G	F	G		B
M12x1,5	17	23	14,5	12	—	22,5	21	24
M12x1,5	19	—	15	—	60 °	—	—	—
	19	—	15	—	90 °	—	—	—

(Fortsetzung)

Gewinde M	Schlüssel-weite SW	Ausführung						
		A	A, F	A, G	F	G		B
M14x1,5	19	26	17	14	–	26	24	27
					–	24	18	
M18x1,5	24	28	21	16	–	29	25	29

Alle Maße, außer Winkel a , in mm

Zentralverschraubung *central lock*



Soll der Rädertausch rasch erfolgen, bietet sich eine Zentralverschraubung an. Das zwischen Rad und Radflansch bzw. –nabe zu übertragende Moment (Antriebs- und Bremsmoment) wird großteils über die axialen Kontaktflächen übertragen. Die Mitnehmerbolzen (*drive pegs*, *drive pins*) übernehmen je nach Ausführung und Toleranzen auch einen Teil der Belastung, entscheidend für die Größe des Moments sind jedoch die Reibung und die Vorspannkraft der Zentralmutter. Besondere Vorsicht ist daher angebracht, wenn neue Beschichtungen am Rad und/oder der Radnabe eingeführt werden. Diese können die Reibverhältnisse wesentlich reduzieren und bei sonst unveränderter Auslegung zu einem Abscheren der Mitnehmerbolzen führen. Umgekehrt können Beschichtungen in dem Zusammenhang natürlich auch hilfreich sein.

Die Mitnehmerbolzen können im Rad (Abb. 1.75) oder in der Nabe fest sitzen. In der Nabe sitzende Bolzen bieten sich für Konstruktionen an, die von Serienlösungen ausgehend Räder mit Zentralmuttern befestigen und deren Räder auch Bohrungen für die Serienradschrauben aufweisen. In diese greifen die Mitnehmerbolzen zur Absicherung der Momentenübertragung (z. B. Abb. 1.78). Das Moment wird in erster Linie über Reibung, hervorgerufen über die Vorspannkraft der Mutter, übertragen.

Ein Rad mit Zentralverschraubung kann über die Radnabe mittenzentriert oder über mehrere Mitnehmerbolzen zentriert sein. (Abb. 1.77) zeigt ein Rad eines typischen Formel-1-Fahrzeugs mit Zentralverschluss wie er an der nicht angetriebenen Vorderachse eingesetzt wird. Das Rad wird bei der Montage von der Verlängerung des Bremsscheibentopfs



Abb. 1.75 Vorderrad eines Formel-1-Wagens

Das Rad wird mit einer Zentralmutter befestigt. Die Absicherung der Drehmomentverbindung stellen fünf Bolzen (Pfeil) her, die von entsprechenden Bohrungen des Radflansches (Abb. 1.76) aufgenommen werden

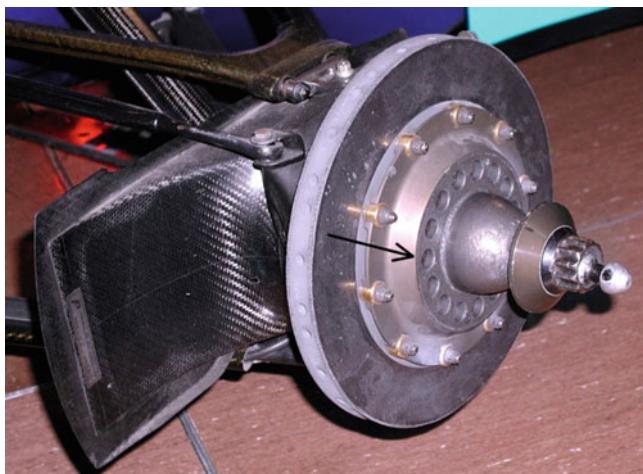


Abb. 1.76 Radflansch vorne links für das Rad aus obigem Bild (Red Bull Sauber Petronas C17, 1998)

Die Zentralmutter ist auf dem Bild auf die Radschraube aufgesetzt. Die Bohrungen (Pfeil) dienen den Bolzen des Rades (Abb. 1.75) zur Drehmomentverbindung. Auch wenn der Wagen mittlerweile schon lange nicht mehr im Rennen ist, diese Art der Verbindung findet man noch heute

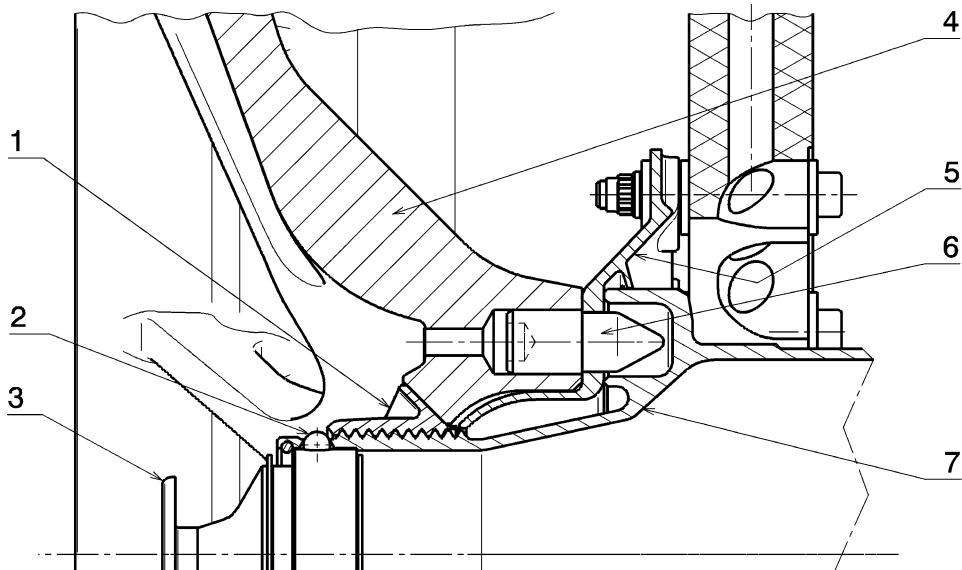


Abb. 1.77 Zentralverschraubung eines Rads bei einem Rennfahrzeug (Formel 1)

1 Zentralmutter *centre wheelnut*, 2 Sicherungskugel *locking ball*, 3 Sicherungsschieber *slide control*,
4 Rad *wheel*, 5 Bremsscheibentopf *disc bell*, 6 Mitnehmerbolzen *drive peg*, 7 Radnabe *hub*

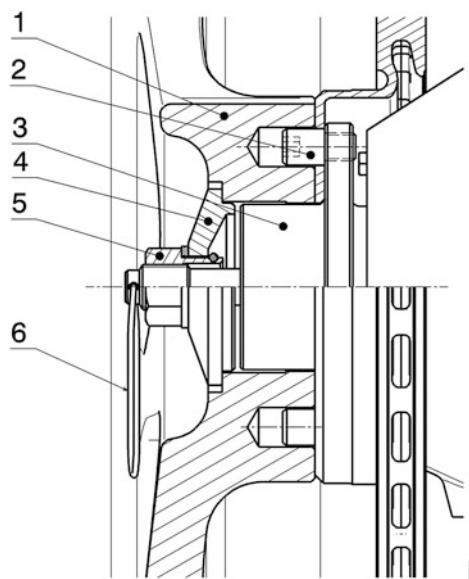
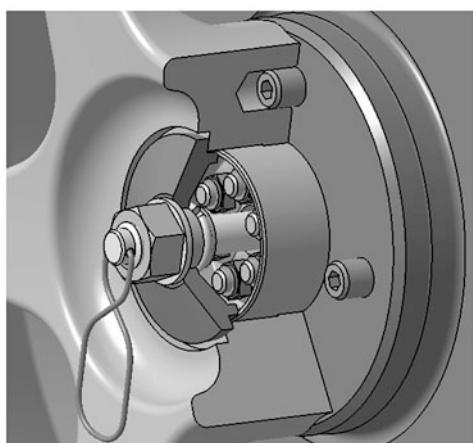


Abb. 1.78 Zentralverschraubung eines Rads (Formel Renault 2000)

1 Rad, 2 Mitnehmerbolzen, in den Flansch der Radnabe geschraubt, 3 Radnabe, 4 Scheibe, 5 Zentralmutter, 6 Sicherungsklammer für Mutter

geführt bis die Mitnehmerzapfen in die Aufnahmebohrungen der Nabe gleiten. Die Aufnahmebohrungen sind hochoval ausgeführt, so dass sie die Zapfen nur seitlich führen. Die Zentralmutter drückt das Rad über einen Kegelbund gegen den Bremsscheibentopf und die Nabenschulter. Die Mutter selbst wird durch Kugeln, die von einem Sicherungsschieber nach außen gedrückt werden, vor dem Herunterfallen gesichert.

Wird durch die Radnabe eine Schraube geführt, lässt sich auch bei „konventionellen“ Radnaben eine Zentralverschraubung realisieren. (Abb. 1.78) zeigt ein Beispiel dafür. Die Radmutter drückt über eine große Scheibe das Rad gegen den Radflansch. Mutter und Scheibe sind miteinander verliersicher verbunden. Das Moment von Bremsscheibe zum Rad wird zum Teil über Mitnehmerbolzen übertragen, die in den Radflansch geschraubt sind. Die Zentrierung des Rads übernimmt die Nabe. Eine Sicherungsklammer verhindert das Verlieren der Radmutter.

Zentralmutter *central lock nut*. Radmuttern bei Zentralverschraubung sind aus Stahl, Aluminium-, oder Titanlegierungen, (Abb. 1.79 und 1.80). Stahl bietet den Vorteil Gewicht bei diesem Bauteil einzusparen und bei den Druckluftschraubern können diese Muttern mit Magneteinsätzen gehalten werden. Das erleichtert das Aufsetzen und verkürzt so die benötigte Zeit für den Radwechsel beim Boxenstopp. Aluminium- und Titanmuttern erhalten für diesen Zweck eine umlaufende Nut im Sechskant, in die ein Sprengring im Schraubereinsatz einrastet und so das Teil während des Radwechsels hält. Andere Ausführungen weisen dafür in den Sechskantflächen Vertiefungen in Form einer Kugelkappe auf. Die Gewindeachse fällt mit der Drehachse des Rads zusammen. Damit sich die Muttern durch ihre Massenträgheit dennoch nicht lösen, sind die Gewinde auf der linken Fahrzeugseite Rechtsgewinde und auf der rechten Seite Linksgewinde. Somit sind sämtliche Gewinde gegenläufig zur Raddrehrichtung beim Anfahren. Die Muttern müssen deshalb vertauschungssicher gekennzeichnet werden, z. B. mit Farbcodes: Rechts blau und links rot. Die Muttern müssen jedenfalls eine hohe Vorspannung aufweisen, sonst könnten sie sich ja beim starken Bremsen ebenfalls durch ihre Trägheit lösen. Es gibt auch viele (erfolgreiche) Fahrzeuge, die an allen Rädern Rechtsgewinde aufweisen. Das vereinfacht die Handhabung beim Radwechsel und reduziert den Teileaufwand. Die Ge-

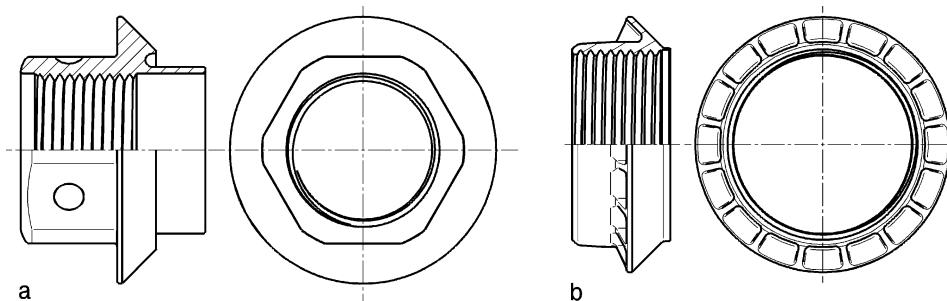


Abb. 1.79 Radmuttern für Zentralverschraubung.

a Aluminium, b Stahl



Abb. 1.80 Radmutter eines Zentralverschlusses (Formel 1 BMW Williams 1999)

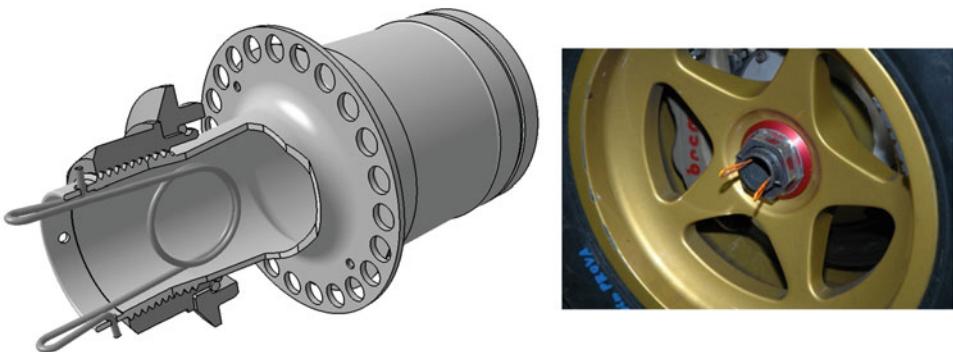


Abb. 1.81 Sicherung einer Zentralverschraubung

Die Federklammer, die rot oder leuchtorange sein muss, wird nach der Montage der Mutter in die Nabe eingesetzt

windesteigung wird verhältnismäßig groß gewählt: Bei Nenndurchmessern von 45 bis 60 mm etwa 2,5 bis 5 mm. Aus Festigkeitsgründen der Radnabe werden mitunter auch Trapezgewinde statt der für Befestigungsschrauben üblichen Spitzgewinde für die Zentralverschraubung herangezogen. Das Ende der Radnabe erhält kein Gewinde. Auf diesem Stück wird die Mutter auch bei der (hektischen) Montage im Renneinsatz mühelos aufgesetzt und geführt, bis der erste Gewindegang greift.

Sicherung der Zentralmutter Die Übertragung des Drehmoments erfolgt auch über Bolzen direkt auf die Bremsscheibe. Eine Sicherung beschränkt sich daher auf die Mutter bzw. Schraube allein. Die Sicherungen arbeiten formschlüssig und sollen die Mutter vor

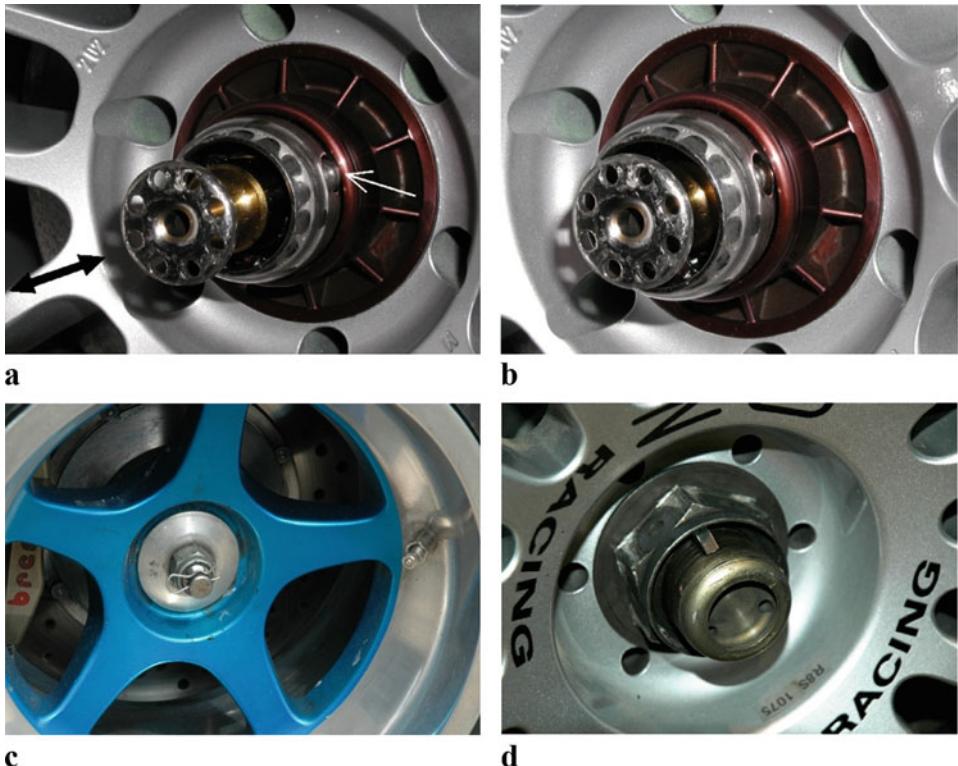


Abb. 1.82 Einige Sicherungsarten von Zentralverschraubungen

a, b automatische Sicherung

a Radmutter gesichert (Schieber draußen): Sicherungskugeln überragen Nabe (weißer Pfeil),

b Radmutter freigegeben (Schieber drinnen)

c Federstecker

d automatische Sicherung mit Keilen

dem Verlieren bewahren. Sie müssen so gestaltet sein, dass sie nicht vergessen werden können. Bei Forderung nach raschem Radwechsel im Rennen ist die beste Wahl ein Sicherungselement, das vom Schraubwerkzeug selbst beim Aufsetzen entsichert und beim Abziehen wieder gesichert wird (z. B. Abb. 1.82a, b). Bleibt etwas mehr Zeit für den Rädertausch, so genügen von vielen Reglements vorgeschriebene zusätzliche Federstecker o. ä., die mit der Nabe verbunden werden. Allerdings müssen die Mechaniker sich angewöhnen, diese Art der Sicherung nach der Demontage am Lenkrad oder am Schalt-hebel zwischenzulagern, damit der Fahrer sofort sieht, dass sie vergessen wurden. Einige Möglichkeiten aus der Vielzahl denkbarer Lösungen für Sicherungen zeigen die (Abb. 1.78, 1.81 und 1.82). (Abb. 1.83) zeigt darüber hinaus eine Schnittdarstellung, bei der die Funktionsweise einer automatischen Sicherung sichtbar wird. Die Abbildung zeigt eine angetriebene hintere Radnabe, die Muttersicherung an der Vorderradnabe sieht jedoch

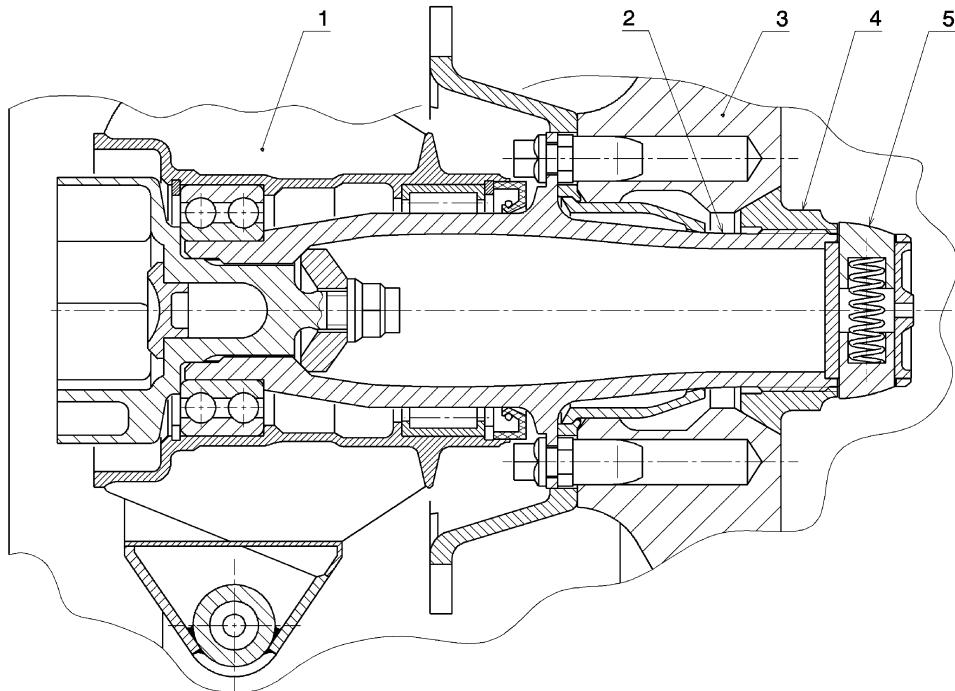


Abb. 1.83 Automatische Muttersicherung für Zentralverschraubung, Dallara IR8 (Indy Car)
1 Radträger *upright*, 2 Nabe *hub*, 3 Rad *wheel*, 4 Zentralmutter *centre nut*, 5 Muttersicherung *locking device*

gleich aus. Im Prinzip entspricht die Sicherung jener aus (Abb. 1.82d). Die Radmutter (4) spannt das Rad (3) gegen die Schulter der Radnabe (2), wobei gleichzeitig der Bremsscheibentopf gehalten wird. Die Mutter selbst wird von den beiden federbelasteten Druckstücken (5) am axialen Bewegen gehindert. Die Druckstücke gleiten in einer zylinderförmigen Aufnahme, die ihrerseits in der hohlen Nabe geführt wird. Die Druckstücke ragen durch zwei rechteckförmige Öffnungen durch den Nabenhals und halten damit gleichzeitig ihre Aufnahme in axialer Richtung. Beim Lösen der Mutter drückt das Schraubwerkzeug während des Aufsetzens zunächst die beiden Druckstücke zusammen und erreicht dann erst die Mutter um sie zu drehen. Im umgekehrten Fall, also beim Aufsetzen der Mutter, drückt diese die beiden Sicherungselemente zusammen, bevor sie den ersten Gewindegang erreicht.

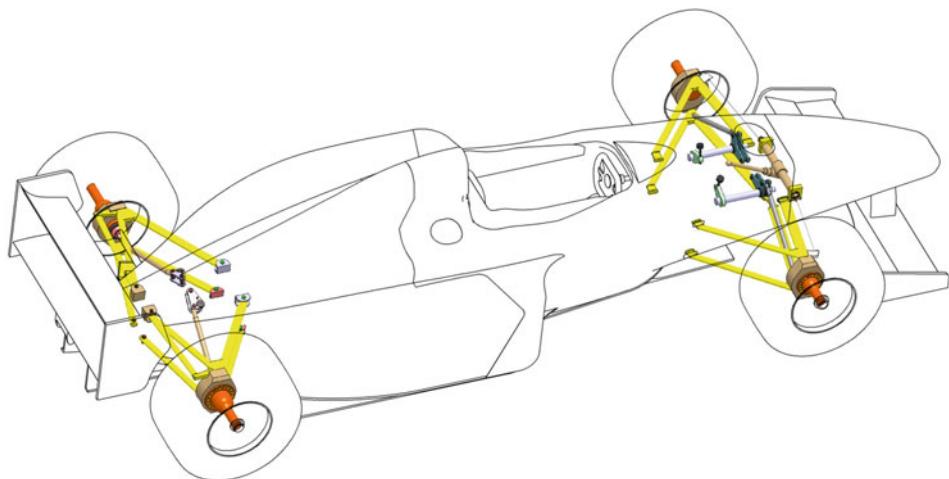
Literatur

1. Henker, E.: Fahrwerktechnik. Vieweg, Wiesbaden (1993)
2. Tremayne, D.: Formel 1, Technik unter der Lupe. Motorbuch, Stuttgart (2001)
3. N.N.: Formula Renault 2000 Manual. Renault Sport Promotion Sportive (2001)
4. Andorka, C.-P., Kräling, F.: Formel 1, das Milliardenspiel. Copress, München (2002)
5. Kermelk, W., Schwendemann, H.: Entwicklung des Lemmerz Stahl-Leichtbaurades für Pkw. In: System Partners 97, eine Sonderausgabe von ATZ/MTZ. Springer Vieweg, Wiesbaden (1997)
6. Staniforth, A.: Race and Rallycar Source Book, 4. Aufl. Haynes Publishing, Sparkford (2001)
7. McBeath, S.: Competition Car Preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
8. Incandela, S.: The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)
9. Reimpell, J.: Fahrwerktechnik, 5. Aufl. Vogel, Würzburg (1982)
10. Wick, J.: Reiner Stickstoff statt Luft im Reifen: Abzockerei oder Aufwertung? In: Automobilrevue Nr. 49, S. 1 f. Büchler Grafino AG, Bern (2001)
11. Reimpell, J., Betzler, J.: Fahrwerktechnik: Grundlagen, 4. Aufl. Vogel, Würzburg (2000)
12. Paefgen, F.-J., Gush, B.: Der Bentley Speed 8 für das 24-Stunden Rennen in Le Mans 2003. ATZ, **4**, 280ff (2004)
13. Rowley, W.J.: Race Car Engineering, Book one, 2. Aufl. Rowley Race Dynamics, Calgary (2004)
14. Braess, H.-H., Seiffert, U.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 4. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2005)
15. Haney, P.: The Racing & High-Performance Tire, 1. Aufl. SAE, Warrendale (2003)
16. Weber R.: Kraftfahrzeugreifen, Bildteil zur Vorlesung an der techn. Universität Wien. Universität Hannover (1984)
17. Breuer, B., Bill, K.-H.: Bremsenhandbuch, 1. Aufl. GWV Fachverlage/Vieweg, Wiesbaden (2003)
18. Internetsite von Continental.: www.continental.de. Zugegriffen am 21.03.2006 (2006)
19. Lucaora, L., Marconi, P.: F1 Wheel in Material Magnesium Forged, Front and Rear, Engineering. Vortrag auf der Race.Tech, München (2004)
20. Wright, P.: Formula 1 Technology, 1. Aufl. SAE, Warrendale (2001)
21. Van Valkenburg, P.: Race Car Engineering & Mechanics. Paul Van Valkenburg, Seal Beach (1986)
22. Genta G., Morello L.: The Automotive Chassis, Vol. 1: Components Design, 1. Aufl. Springer, Berlin (2009).
23. Held D.: Methodik zur streckenspezifischen Fahrbarkeitsoptimierung von Rennmotoren im Teillastbereich. Diplomarbeit an der FH JOANNEUM, Graz (2008)
24. Rouelle, C.: Advanced Vehicle Dynamics Applied to Race Car Design & Development, Seminar Binder. OptimumG, Denver (2014)
25. Milliken, W., Milliken, D.: Race Car Vehicle Dynamics, 1. Aufl. SAE Inc, Warrendale (1995)
26. Mitschke, M., Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Aufl. Springer, Berlin/Heidelberg/New York (2004)
27. Heißing, B., Ersoy, M., Gies, S.: Fahrwerkhandbuch, 4. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2013)
28. Toso, A.: Race cars. In: Mastinu, G., Ploechl, M. (Hrsg.) Road and Off-Road Vehicle System Dynamics Handbook, S. 497–515. CRC Press, Boca Raton (2014)
29. Leister, G.: Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung. Strategie, Methoden, Tools, 1. Aufl. Vieweg+Teubner, Wiesbaden (2009)
30. Rompe, K., Heißing, B.: Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen. Quer- und Längsdynamik. TÜV Rheinland, Köln (1984)

31. Zomotor, A.: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, 2. Aufl. Vogel Buchverlag, Würzburg (1991)
32. Reimpell, J., Sponagel, P.: Fahrwerktechnik: Reifen und Räder. Vogel, Würzburg (1986)
33. Olsson, H.: Tire Testing, Tire Data Tools & Reality, Beitrag bei Tire Mathematical Modeling Course, Tire Technology Conference, Hannover, Feb. 13–14. (2017)
34. N.N.: Continental Formula Student Tire. Competition Tire 2018 (C18) – Documentation. Continental Reifen Deutschland GmbH, 18. Apr. (2018)

Radaufhängung *Suspension*

2



Die Radaufhängung ist der Großteil des Fahrwerks. Sie bestimmt die Stellung des Reifens und wird damit neben den Reifen die wichtigste Baugruppe eines Fahrzeugs und insbesondere eines Wettbewerbsfahrzeugs. Ihre Leistungsfähigkeit bestimmt wesentlich die Eigenschaften des gesamten Fahrzeugs.

2.1 Funktion Function

Die Hauptfunktion der Radaufhängung besteht im Verbinden des Rades mit dem Fahrzeug mit einem Freiheitsgrad (s. Anhang). Der Freiheitsgrad ist eine im Wesentlichen vertikal gerichtete Bewegungsmöglichkeit des Rads. Dabei soll das Rad, genauer der Reifen, immer den maximal möglichen Kontakt mit der Fahrbahn herstellen. Sämtliche vom Rad kommende Kräfte müssen zum Wagenkasten geleitet werden und umgekehrt. Denn nur diese Kräfte (vom Luftwiderstand beim Bremsen einmal abgesehen) ermöglichen die gewünschten hohen Beschleunigungen sicherzustellen.

Das Fahrwerk löst auch das Problem, dass vier Räder gleichmäßig das Fahrzeuggewicht verteilen. Wie ein Tisch mit vier Beinen auch auf einem ebenen Boden wackelt, sobald ein Bein länger ist (eine Ebene wird ja von drei Vektoren vollständig bestimmt, vier Beine ergeben statische Unbestimmtheit), so würde es auch einem Fahrzeug ergehen,¹ wenn nicht die Federung für einen (Längen)Ausgleich sorgte .

Eine Zusatzforderung kann sein, dass die Radstellung sich beim Einfedern in bestimmter Weise ändert um das Fahrverhalten stabilisierend zu beeinflussen (aktive Sicherheit). Dazu kommen noch Komfortansprüche. Die physikalischen Parameter bei einem Straßenfahrzeug hierbei sind Radlastschwankungen und Aufbaubeschleunigungen; für ein Rennfahrzeug sind nur die Radlastschwankungen von Bedeutung. Das eigentliche, die Fahrleistungen begrenzende Glied stellen die Reifen dar. Die maximalen Längs- und Querbeschleunigungen hängen von der Radlast und dem davon abhängigen Reifenkennfeld ab. Für den Gummireifen gilt: Je niedriger der Druck im Latsch und je gleichmäßiger die Druckverteilung, desto größer sind die übertragbaren Kräfte [1]. Das Reifenverhalten über der Radlast ist nicht nur abfallend, sondern auch nichtlinear (als Ergebnis also degressiv). Das führt dazu, dass zwei gleich belastete Reifen eine größere Seitenkraft übertragen können als zwei Reifen, die in Summe dieselbe Radlast tragen, (Abb. 2.1). Dieses Phänomen wird besonders bei Kurvenfahrt interessant, wo es zu Radlastverlagerungen zwischen Innen- und Außenrädern kommt. Das theoretisch ideale Rennfahrzeug hätte demnach keine Radlastverschiebung und ermöglichte so die größte Kurvengeschwindigkeit, welche die montierten Reifen gestatteten.

Folgende Aufgaben müssen also vom Fahrwerk erfüllt werden:

- Aufrechthalten einer (möglichst) großen Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn bei allen Fahrzuständen
- Sicherstellen einer günstigen Radlastverteilung
- Erzielen möglichst großer Reifenhaftung durch Reduzieren von Radlastschwankungen
- Aufrechterhaltung der Fahrstabilität
- Sicherstellen des gewünschten Eigenlenkverhaltens
- Ermöglichen einer Relativbewegung zwischen Wagenkasten und Fahrbahn.

¹Genau wie der Tisch kippt auch ein Fahrzeug mit unterschiedlichen Federvorspannungen – nämlich über die Diagonale.

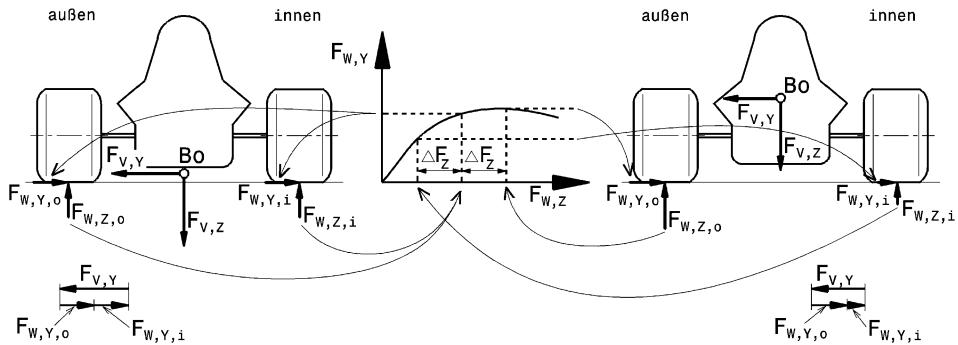


Abb. 2.1 Einfluss der Radlastverlagerung auf die übertragbare Seitenkraft einer Achse (Schema)
Bo Aufbauschwerpunkt

Auf der linken Bildhälfte hat das Fahrzeug keine Radlastverlagerung. Beide Radaufstands Kräfte $F_{W,Z}$ sind gleich groß. Wegen des abfallenden Verlaufs der Seitenkraft über der Radlast ist die gesamte von den Reifen übertragbare Seitenkraft $F_{V,Y}$ größer als jene auf der rechten Bildhälfte. Hier tritt eine Radlastverlagerung ΔF_Z auf. Obwohl der kurvenäußere Reifen dadurch mehr Seitenkraft $F_{W,Y,o}$ erzeugt, ist der Kraftabfall an der Kurveninnenseite so groß, dass in Summe $F_{V,Y}$ kleiner ist

- Verringern der Wirkung von der Fahrbahn hervorrührender Stoßkräfte auf den Wagenkasten

Für ein Wettbewerbsfahrzeug kommen noch folgende Anforderungen hinzu:

- einfache und vor allem feine Einstellmöglichkeit von Radstellungsgrößen, wie Sturz, Vorspur, Nachlauf, außerhalb einer Werkstatt
- einfache Einstellmöglichkeit von Feder-, Dämpfer- und Stabilisatorverhalten
- Systemzuverlässigkeit bzw. rasche Tauschmöglichkeit von Verschleißteilen, wie Gelenke, Lager und Reifen
- bei Fahrzeugen mit ausgeprägter Unterstützung durch Aerodynamik: Möglichst geringe, störende Beeinflussung der Fahrzeugumströmung durch Bauteile und Aufrechterhaltung der gewünschten Stellung des Wagens zur Fahrbahn, also möglichst wenig Nicken, Rollen und Heben
- geringes Gewicht
- Einsatz mit Trocken- und Regenreifen möglich
- Beherrschbares Verhalten bei Überlast
- Sollbruch bei Unfall ohne Rahmen bzw. Chassis zu beschädigen.

Es gab Ende der 1980er-Jahre sogar schon ausgeführte Varianten von aktiven Fahrwerken, also solchen, die in Abhängigkeit vom Fahrzustand die Räder be- oder entlastet haben (Lotus Honda 99T). Die Vorteile kamen damals in der Formel 1 nicht so stark zum Tragen. Gründe dafür sind die geringen Fahrwerksbewegungen auf den üblichen ebenen Rundstrecken, wobei der voluminöse Reifen selbst schon ein schwingungsfähiges System (also ein eigenes Fahrwerk) darstellt und Einheitsreifen. Die Entwickler von aktiven

Radaufhängungen hätten sich eine dazu passende Reifenentwicklung gewünscht. Aber dazu kam es erst gar nicht, im Gegenteil, das aktive Fahrwerk wurde mit der später oft zitierten Begründung „der unerlaubten Fahrerhilfe“ verboten.

Generell lässt sich keine allgemein gültige Aussage treffen, ob das Fahrwerk oder die aerodynamischen Abtriebshilfen entscheidender für den Erfolg eines Rennfahrzeugs sind. Die Wichtigkeit einzelner Baugruppen und damit auch die Entwicklungsziele hängen vom Einsatzzweck ab. Bei Formelfahrzeugen, die mit hohen Durchschnittsgeschwindigkeiten auf relativ ebenen Fahrbahnen unterwegs sind, fallen die Fahrwerksbewegungen gering aus und die Aerodynamik dominiert. An Formel-1-Fahrzeugen werden an der Vorderradaufhängung große Kompromisse zugunsten der gewünschten Luftströmung eingegangen. Bei Fahrzeugen bzw. Strecken mit geringeren Fahrgeschwindigkeiten sieht die Angelegenheit völlig anders aus: Der Abtrieb ist gering und das Fahrverhalten wird von der Paarung Reifen-Fahrwerk diktiert.

Anforderungen Requirements Die allgemeinen Anforderungen an ein Fahrwerk lassen sich in einzelnen Kategorien zusammenfassen, innerhalb welcher nach fassbaren Konstruktionskennwerten eine Radaufhängung betrachtet werden kann [2]:

- Fahrverhalten, Fahrsicherheit
- Fahrkomfort
- Bauraumbedarf
- Kosten.

Für Rennfahrzeuge sind in erster Linie davon nur das Fahrverhalten und – soweit die Aerodynamik betroffen ist – der Bauraumbedarf von Bedeutung.

Das Fahrverhalten wird charakterisiert durch die folgenden Kennwerte bzw. deren Änderungen im Fahrbetrieb:

- Kennwerte der Radstellung: Radstand, Spurweite, Sturz, Vorspur, Lenkrollradius, Spreizung, Nachlauf
- Kinematische Veränderungen der Radstellung: Rollzentrumsverschiebung, Raderhebungskurven
- Elastokinematische Veränderungen der Radstellung: Steifigkeiten und Dämpfungsverhalten der Gummilager
- Ungefederete Massen
- Verhalten bei Überlast.

Wird der Fahrkomfort einer Radaufhängung betrachtet sind folgende Kriterien im Vordergrund:

- Schwingungsverhalten: Gekennzeichnet durch Feder- und Dämpferabstimmung
- Schrägfederung und Querfederung

- Akustisches Verhalten: beeinflusst unter anderem durch Krafteinleitung in die Karosserie
- Ungefederete Massen
- Anfahr- und Bremsabstützung: beeinflusst durch Lage der Nickpole und des Fahrzeugschwerpunkts
- Lenkaufwand
- Wendekreisdurchmesser.

Der Bauraum einer Radaufhängung wird von jenen Baugruppen eines Wagens beeinflusst, mit denen sie sich den Platz teilen muss. Das sind der Motor-Getriebeverband, die Abgasanlage und Leitungen. Beim Pkw kommen zusätzlich Tank und Kofferraum hinzu, beim Rennfahrzeug aerodynamische Hilfsmittel (Flügel, Diffusor, ...).

Auslegung Dimensioning

Bei der Auslegung von Radaufhängungen sind also zu berücksichtigen:

- Steifigkeit des Rahmens
- Abtriebskräfte
- Reifenkennfelder
- Fahrzeuggewicht und Gewichtsverteilung
- Radstand und Spurweite
- Federn und Dämpfer

Diese Einflussgrößen hängen teilweise auch zusammen, aber müssen deswegen noch lange nicht harmonieren. Eine Fahrwerksentwicklung wird demnach ein Kompromiss sein, bei dem die Abstimmung auf die Rennstrecke und die Wetterlage entscheidend ist.

Die Schwerpunktllage des Gesamtfahrzeuges sollte möglichst tief sein. Dadurch ändern sich die Radaufstands Kräfte bei Fahrmanövern (Bremsen, Beschleunigen, Kurvenfahrt) nur wenig und die Auslegung eines bestmöglichen Fahrwerks fällt leichter. Ebenso sollen die Massen um den Schwerpunkt konzentriert sein, damit die Trägheitsmomente des Wagens möglichst klein bleiben. Die erforderlichen Reaktionskräfte zur Lageänderung des Fahrzeuges bleiben dann ebenso klein bzw. die Lageänderung kann rascher durchgeführt werden.

Bei den Massen wird zwischen gefederten (Wagenkasten, Aufbau) und ungefederten (Rad plus daran hängende Teile) unterschieden. Physikalisch bedeuten geringe ungefederte Massen kleine Radlastschwankungen und sind daher anzustreben. Durch das nicht lineare Verhalten des Reifengummis beim Aufbauen und Übertragen von Kräften, bewirkt eine große Radlastschwankung Verluste von Seitenkräften und Längskräften. Auf welliger Fahrbahn wird so die fahrbare Querbeschleunigung kleiner und der Bremsweg länger, wobei der Effekt in Querrichtung deutlich ausgeprägter ist [3]. Umgekehrt muss jedoch auch festgehalten werden, dass bei verhältnismäßig ebener Fahrbahn, dieser Effekt nicht zum Tragen kommt, weil die durch die Fahrbahn hervorgerufenen Radlaständerungen

klein bleiben. Zahlreiche Untersuchungen in der Vergangenheit [4] und Gegenwart [5, 6] bestätigen den überschätzten Einfluss der ungefederten Massen auf ebener Fahrbahn. Die Vorderräder wurden mit Zusatzmassen versehen und die Fahrer konnten keinen Unterschied im Gripniveau feststellen. Der Grund ist neben der geringen Fahrbahnregung darin zu sehen, dass Reifen selbst ja auch eine Feder (samt Dämpfer) darstellen. Bei Geländefahrzeugen, die großen Unebenheiten ausgesetzt sind, gilt es sehr wohl die sogenannten ungefederten Massen klein zu halten.

Radstand und Spurweite sind Konzeptparameter und werden daher in der Konzeptphase festgelegt.²

Die Hinterachse ist für die Fahrstabilität die bedeutendere. Darüber hinaus kann der Fahrer die Radstellung an der Vorderachse ja aktiv beeinflussen. Folgendes Verhalten wird angestrebt:

- Ein leicht negativer Sturz in Kurven bei sonst geringer Änderung des Sturzes. Idealerweise ändert sich der Sturz beim Ein/Ausfedern also beim Bremsen und Beschleunigen gar nicht
- Möglichst geringe, idealerweise gar keine Spurweitenänderung für gute Fahrsicherheit
- Abstützung gegen Ausfedern beim Bremsen
- Freiheit von ungünstigen Lenkeinflüssen durch elastische Verformungen unter Antriebs-, Brems- und Seitenkräften.

Die allgemeine Entwurfsreihenfolge bei der Konstruktion von Rennfahrzeugen ergibt sich aus dem Reglement und Überlegungen zu den gewünschten Fahrleistungen.³ Das Fahrwerk allein betreffen folgende Punkte:

1. Reifen
2. Räder
3. Fahrwerkgeometrie: Jeweils für Vorder- und Hinterachse: Rollzentrum, Momentanpol Einzelrad, Polabstand Einzelrad,...
4. Nabens
5. Bremsen
6. Radträger
7. Aufbaufedern
8. Dämpfer
9. Stabilisatoren
10. Lenkung

Auch wenn heutzutage die Möglichkeiten der Simulation mittels Rechner weit vorangeschritten sind, erweist sich der Fahrversuch vor allem in der späteren Entwicklungsphase

²Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 2.

³Genaueres siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 2.

als aussagekräftiger. Die Simulation ist (noch) zu unscharf, als dass sie zur Problemlösung wesentlich beitragen könnte. Rechnerische Untersuchungen werden also am Beginn der Konstruktion gebraucht, damit weit reichende Konzeptentscheidungen rechtzeitig getroffen werden können. Im weiteren Entwicklungsverlauf wird man danach trachten, möglichst bald einen erfahrenen Fahrer mit der neuen Achse fahren zu lassen, damit seine Erkenntnisse in die Konstruktion einfließen können.

2.2 Begriffe und kinematische Größen Terms

Siehe auch DIN ISO 8855 (war DIN 70 000): Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten, Begriffe.

Die Stellung des Rads zum Fahrzeug bzw. zur Fahrbahn wird durch verschiedene geometrische und kinematische Begriffe beschrieben, Abb. 2.2. Das verwendete Koordinatensystem ist im Anhang beschrieben. Diese Größen haben allesamt ihren Einfluss auf das Fahrverhalten eines Fahrzeugs.

2.2.1 Begriffe

Spreizung king pin inclination σ Die Spreizung ist der Winkel zwischen der Lenkachse (Spreizungsachse) und einer zur Fahrbahn senkrechten Ebene. Mit der Spreizung lässt sich bei gegebener Reifenbreite und gegebenem Mindestabstand der Lenkachse von der Radmitte (Bremszange und Bremsscheibe sowie Felge sind im Weg) ihr Durchstoßpunkt durch die Fahrbahn verändern und damit der Lenkrollradius r_σ . Dieser Abstand zwischen der Radmitte und dem Lenkachsenpunkt auf der Fahrbahn hat einen Einfluss auf die Rückmeldung der Reifenkräfte am Lenkrad, wenn auch die Bezeichnung irreführend ist, weil das Rad beim Lenken nicht eine Kurve mit diesem Radius abrollt, sondern bei Spreizung und Nachlauf ungleich Null eine Bahnkurve mit wachsendem Radius beschreibt [7]. Eine Spreizung führt zum Absenken des kurvenäußersten Rads (und erhöht so leicht dessen Radlast) und verringert dessen Sturz nachteilig zu positiven Werten hin.

Der Störkrafthebelarm⁴ r_U (auch Längskrafthebelarm) – der Normalabstand der Radmitte U von der Lenkachse – verursacht gemeinsam mit Umfangskräften am Vorderreifen (Rollwiderstandsänderungen, ...) Störmomente um die Lenkachse, die der Fahrer am Lenkrad wahrgenimmt. Bremskraftschwankungen wirken über den Hebelarm r_W auf die Lenkachse. Diese Störinformationen werden beim komfortorientierten Pkw möglichst

⁴Dieser Begriff wird in der Literatur auch für den Spreizungsversatz verwendet. Letztlich ist die geometrische Größe und nicht der Name wichtig. Über Winkelbeziehungen können beide Größen ineinander übergeführt werden.

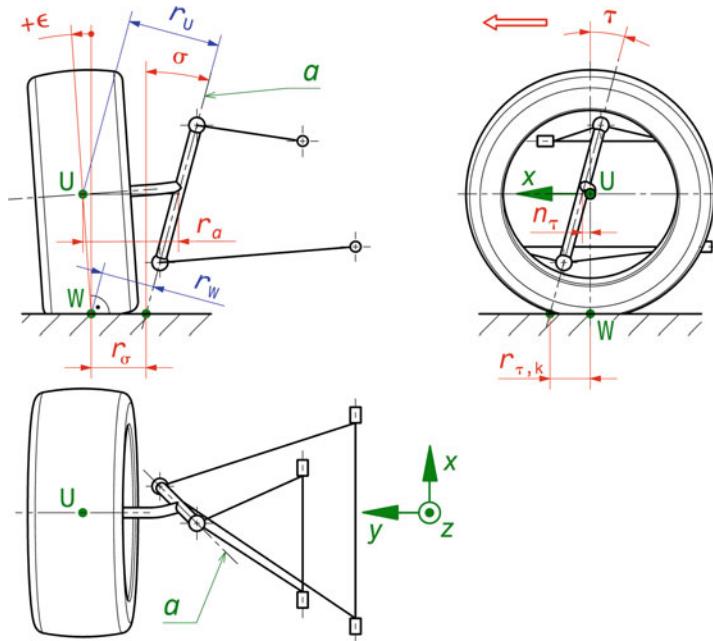


Abb. 2.2 Vorderradstellung *wheel alignment*

ϵ Sturz *camber*

σ Spreizung *king pin inclination*

r_σ Lenkradius *scrub radius, steering offset, king pin offset at ground*

a Drehachse des Achsschenkels *steering axis, kingpin axis* (auch Spreizungsachse genannt), ihr Abstand auf der Fahrbahnebene vom Radaufstandspunkt W ist in y-Richtung der Lenkradius r_σ und in x-Richtung der Nachlauf $r_{\tau,k}$

U Radmitte *wheel centre*, W Radaufstandspunkt *wheel contact point*

r_a Spreizungsversatz *kingpin offset at hub, wheel centre offset*

r_U Längskrafthebelarm beim Antreiben, Störkrafthebelarm *longitudinal force moment-arm*

r_W Längskrafthebelarm beim Bremsen *braking moment-arm*

τ Nachlaufwinkel *castor angle*

$r_{\tau,k}$ Nachlaufstrecke kinematisch bedingt *trail, caster offset at ground.*

n_τ Nachlaufversatz *caster offset at hub*

klein gehalten, wenn auch ein gewisser nützlicher Informationsgehalt dabei ist. Bei sportlichen Fahrzeugen und Rennfahrzeugen sollen diese Informationen stärker ausgeprägt sein.

Genaueres zu Kenngrößen der Lenkgeometrie und der Lenkungsrückstellung findet sich im Abschn. 5.2.2.

Sturzwinkel *camber angle* ϵ Der Sturz ist die Winkelabweichung der Radmittelebene zu einer senkrechten Ebene auf die Fahrbahn. Über einen negativen Sturz baut auch ein geradeaus rollender Reifen Seitenkraft auf. Bei Kurvenfahrt kompensiert ein negativer Sturz die von der Seitenführungskraft hervorgerufene Deformation des Reifens und vergrößert die trapezförmige Reifenauflagefläche. Ein zu großer statischer Sturz lässt den

Reifen jedoch bei Geradeausfahrt vornehmlich auf einer Schulter laufen. Das ist aus mehreren Gründen zu vermeiden. Die Reifenlauffläche kühlt auf langen Geraden ab, die Temperatur der belasteten Reifenschulter steigt und der Reibwert verringert sich. Der Laufstreifen selbst hat nicht den vollen Kontakt über die Reifenbreite zur Fahrbahn, sondern kantet auf und die Traktion wird auch aus diesem Grund geringer. Darüber hinaus kommt dieser Nachteil sowohl beim Bremsen als auch beim Antreiben zum Tragen. Die Auswirkungen des Aufkanteffekts nehmen mit der Reifenbreite zu. Außerdem reduziert ein zu großer Sturz die Reifenlebensdauer.

Bei Doppelquerlenkerachsen hängt der Spreizungswinkel über den Radträger direkt mit dem Sturzwinkel zusammen.

Es gibt unterschiedliche Definitionen des Vorzeichens eines Sturzwinkels. Entscheidend für den Seitenkraftaufbau eines Reifens bei Kurvenfahrt ist die Neigung des Reifens zur Seitenkraft. In Abb. 2.3 sind daher für ein belastetes und ein entlastetes Rad günstige Richtungen des Sturzwinkels (ohne Vorzeichen) eingetragen.

Des Weiteren wird bei Untersuchungen an CAD-Modellen gerne ein relativer Sturz ϵ_{rel} (Abb. 2.3c) gemessen, weil dieser beim Einfedern des Rads einfacher zu ermitteln ist. Man

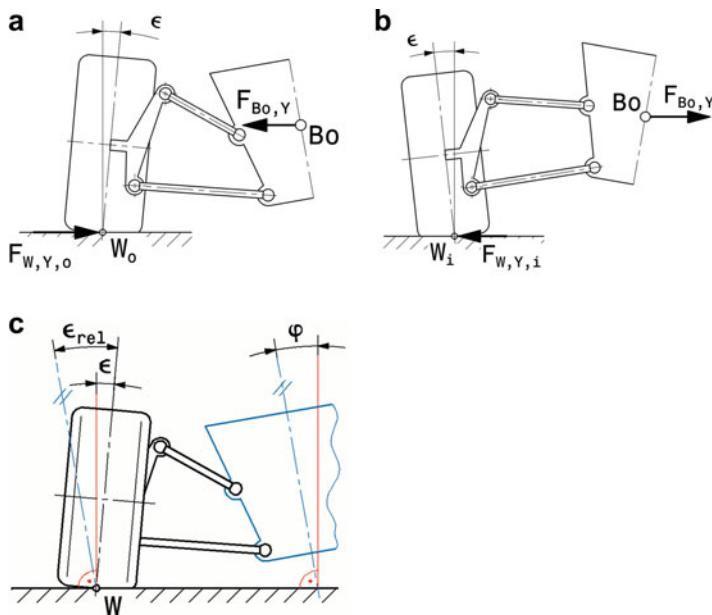


Abb. 2.3 Günstige Orientierung des Sturzwinkels ϵ bei Kurvenfahrt
 $F_{\text{Bo},y}$ Trägheitskraft auf Aufbau im Schwerpunkt Bo wirkend, weist zur Kurvenaußenseite
 W_o, W_i Radaufstandspunkt kurvenaußen bzw. -innen
 $F_{\text{W},\text{Y},\text{o}}, F_{\text{W},\text{Y},\text{i}}$ Reifenseitenkraft kurvenaußen bzw. -innen
a belastetes Rad *laden wheel*
b entlastetes Rad *unladen wheel*
c relativer Sturzwinkel ϵ_{rel} bezogen auf den Aufbau mit dem Wankwinkel φ

spricht in dem Zusammenhang auch von einem Sturzzuwachs (*camber gain*); entscheidend ist letztlich aber der absolute Sturzwinkel ε (*inclination angle*) zur Fahrbahn.

Nachlauf *caster* Die Rollwiderstandskräfte wirken richtungsstabilisierend auf ein Rad, wenn sie in Fahrtrichtung hinter der Lenkachse angreifen. Eine Nachlaufwirkung erzeugt so einen Nachlaufwinkel τ oder eine Nachlaufstrecke $r_{\tau,k}$ (Abb. 2.4). Für eine Nachlaufstrecke muss die Lenkachse nicht geneigt sein, sondern kann auch senkrecht stehen und um den Betrag der Nachlaufstrecke vor der Radmitte liegen.

Bei einigen frontgetriebenen Pkw war sogar Vorlauf zu finden. In dem Fall haben die Antriebskräfte die Vorderräder in die Geradeausstellung gedrückt.

Die Schrägstellung der Lenkachse bewirkt aber auch ein Absenken des kurveninneren Rads und damit wird die Radlast auf dieser Seite erhöht. In engen Kurven wird der Grip der Vorderachse somit spürbar gesteigert, indem der dynamischen Radlastverlagerung entgegengewirkt wird.

Eine geschickte Kombination aus positivem Nachlaufwinkel τ und negativem Nachlaufversatz n_τ verringert die Nachlaufstrecke $r_{\tau,k}$ und zeichnet sich durch folgende Vorteile aus, (Abb. 2.5):

- die Beeinflussung des Lenkmoments durch Bodenunebenheiten wird verringert, weil die kinematische Nachlaufstrecke kleiner ist
- die Sturzänderung verstärkt sich vorteilhaft beim Lenkeinschlag.

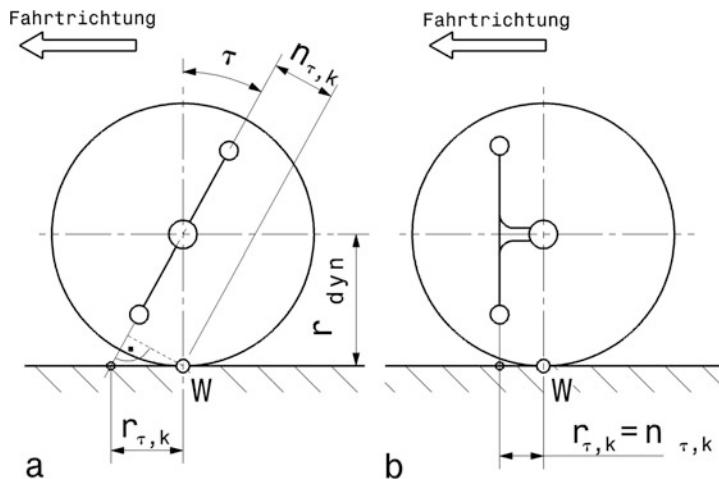
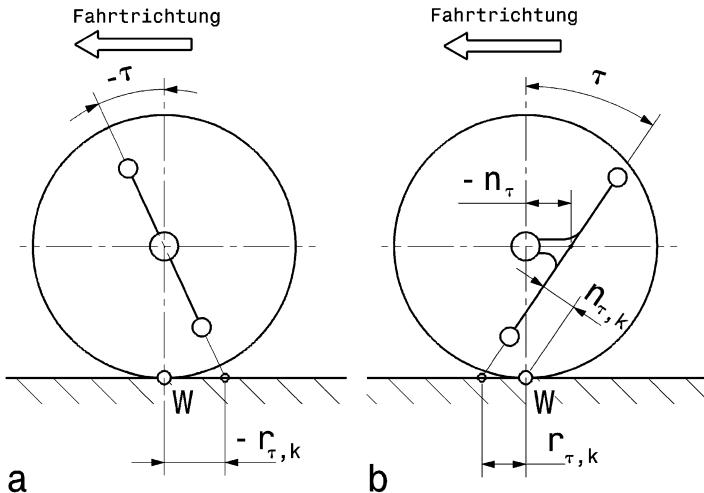


Abb. 2.4 Erzeugung eines positiven Nachlaufs

a Schrägstellen der Lenkachse um den Nachlaufwinkel τ . Die kinematische Nachlaufstrecke $r_{\tau,k}$ ist der Abstand zwischen dem Radaufstandspunkt W und dem Durchstoßpunkt der Lenkachse durch die Fahrbahn. Eine Seitenkraft wirkt über den Hebelarm $n_{\tau,k}$ auf die Lenkachse

b Versetzen der Lenkachse um den Nachlaufversatz (*caster offset*) n_τ . Seitenkrafthebelarm $n_{\tau,k}$ und kinematische Nachlaufstrecke $r_{\tau,k}$ werden gleich

**Abb. 2.5** Varianten der Nachlaufbildung

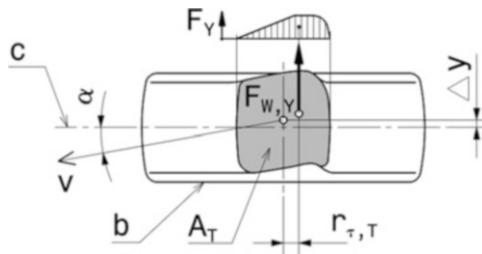
a Vorlauf durch negativen Nachlaufwinkel τ , b negativer Nachlaufversatz n_{τ} in Kombination mit positivem Nachlaufwinkel τ

Schräglaufwinkel slip angle α Dadurch dass der Laufstreifen des Reifens beim Einlaufen in die Kontaktfläche zur Fahrbahn beim Einwirken einer Seitenkraft sich allmählich verformt, schließt die Reifenmittenebene mit der tatsächlichen Bewegungsrichtung des Reifens einen Winkel ein, den Schräglauftwinkel, (Abb. 2.6, vgl. auch Abb. 1.36). Auch die Seitenkraft wird in der Aufstandsfläche beginnend bei der einlaufenden Kante erst aufgebaut, erreicht einen Höchstwert und fällt dann ab, sobald der Laufstreifen wieder von der Fahrbahn abhebt. Diese unsymmetrische Seitenkraftverteilung hat ihre Resultierende hinter dem Radaufstandspunkt. Dadurch kommt es zu einer Nachlaufänderung und die Seitenkraft erzeugt ein Moment um den Radaufstandspunkt, das so genannte Rückstellmoment.

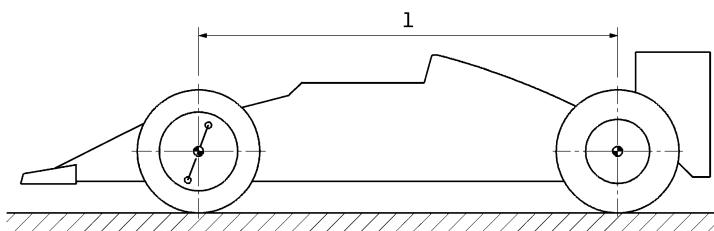
Radstand wheel base l Der Radstand ist der Abstand von Mitte Vorder- bis Mitte Hinterachse, (Abb. 2.7), und hat einen maßgeblichen Einfluss auf das Fahrverhalten.⁵ Genaugenommen ist der Radstand l der horizontale(!) Abstand der Radmittten, also der Abstand der Radaufstandskräfte. Diese Feinheit ist allerdings nur bei unterschiedlichen Raddurchmessern von Bedeutung.

Spurweite track b Eine weitere fahrdynamisch wichtige Größe ist die Spurweite, (Abb. 2.8). Die Spurweite b ist der Abstand der gedachten Radaufstandspunkte einer Achse

⁵Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 2 *Konzept*.

**Abb. 2.6** Nachlauf $r_{\tau,T}$, reifenbedingt (Ansicht von unten)v Bewegungsrichtung (effektive Spur des Reifens auf der Fahrbahn) *vehicle heading*c geometrische Spur der Radebene auf der Fahrbahn *tyre heading*

b ungestörte Reifenseitenkontur

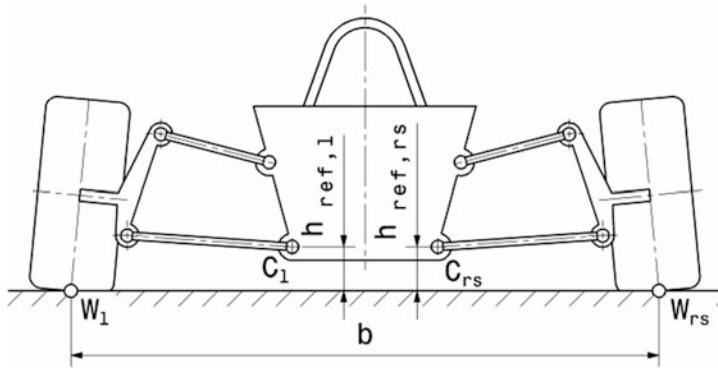
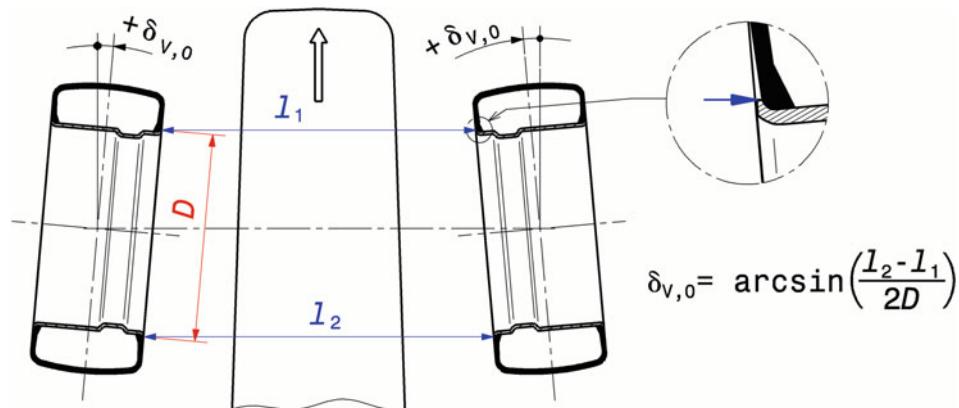
A_T Reifenaufstandsfläche (Latsch) *contact patch (footprint)*F_Y Seitenkraftverteilung über der LatschlängeF_{W,Y} resultierende Seitenkraft *resulting lateral force*r_{\tau,T} Reifennachlauf (*pneumatic trail*): Reifenbedingter, von der Seitenkraftverteilung in der Radaufstandsfläche abhängiger Nachlauf, ca. 10 bis 40 mm bei Pkw Δy Verschiebung des Radaufstandspunktes infolge Seitenkraft α Schräglauwinkel *slip angle***Abb. 2.7** Radstand l *wheel base*

gemessen in der Fahrzeugquerebene. Sie wird wie der Radstand früh in der Entwicklung eines Fahrzeugs # festgelegt.⁶

Bodenabstand ride height h_{ref} Der Bodenabstand wird als leicht messbare Referenzgröße herangezogen, wenn es um das Fahrzeogniveau über der Fahrbahn geht. Das ist z. B. für das Setup des Fahrwerks oder der Aerodynamik wichtig. Der Bodenabstand ist im Allgemeinen nicht die Bodenfreiheit.⁷ Zur Messung werden beliebige Bezugspunkte verwendet, die sich gut zugänglich am Rahmen befinden.

⁶Siehe Fußnote 1.

⁷Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 7, Abb. 7.1.

**Abb. 2.8** Spurweite und Bodenabstand *track and ride height* W_l, W_{rs} Radaufstandspunkte links bzw. rechts b Spurweite C_l, C_{rs} beliebige rahmenfeste Bezugspunkte links bzw. rechts $h_{ref,l}, h_{ref,rs}$ Bodenabstand links bzw. rechts**Abb. 2.9** Definition des Vorspurwinkels *definition of toe* $\delta v, o$ Vorspurwinkel eines Rads, °Vorspur $r_{\Delta, t} = l_2 - l_1$ [mm]: Werte gemessen an den Felgenhörnern (Abstand D) in Höhe der Radmitte (DIN 70 020).positive Werte = Vorspur *toe-in*negative Werte = Nachspur *toe-out*

Vorspur toe Der statische Vorspurwinkel ist der Winkel, der sich bei stehendem Fahrzeug zwischen der Fahrzeugmittelebene in Längsrichtung und der Schnittlinie der Radmittelebene eines Rads mit der Fahrbahnebene ergibt, siehe Abb. 2.9.

Durch die Elastizitäten in der Radaufhängung und in der Lenkungsbetätigung (Spurstangen, Gelenke, Zahnstange, ...) werden die nicht angetriebenen Räder vom Rollwiderstand nach hinten gedrückt. Sollen sie während der Fahrt parallel stehen und so den

geringsten Rollwiderstand aufweisen, müssen sie im Stillstand zur Kompensation der Elastizitäten zueinander verdreht werden, also mit positiver Vorspur angestellt werden. Bei angetriebenen Rädern sind die Antriebskräfte ausschlaggebend. Diese versuchen die Räder nach vorne zu drücken. Solche Räder erhalten vorteilhaft eine Nachspur, damit sie beim Antreiben parallel stehen.

Allgemein gilt für die Vorderachse:

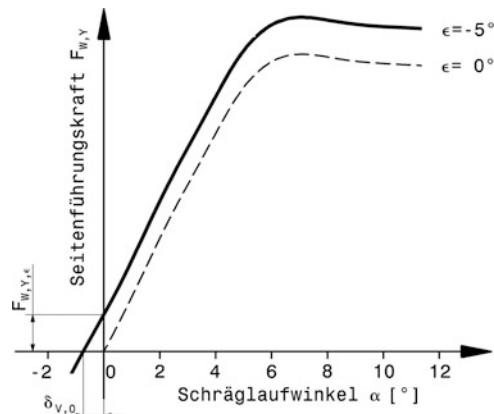
- Vorspur bei Fahrzeugen mit Heckantrieb.
- Nachspur bei Fahrzeugen mit Frontantrieb und positivem Lenkrollhalbmesser.
- Vorspur 0 bei Frontantrieb und negativem Lenkrollhalbmesser.

Durch eine Vorspurstellung des Rads wird die Reifenebene aus der geradlinigen (rein rollenden) Bewegungsrichtung verdreht, (Abb. 2.9). Dem Reifen wird so also auch bei Geradeausfahrt ein Schräglauwinkel aufgezwungen. Dadurch entsteht eine Seitenkraft, die allerdings durch das symmetrisch angestellte andere Rad derselben Achse kompensiert wird. Dieser Effekt einer Vorspurstellung verbessert die Stabilität des Geradeauslaufs. Der Rollwiderstand dieser Achse – hervorgerufen durch die Anteile der Seitenkräfte entgegen der Fahrtrichtung – wird aber größer.

Wie eine Nachspurstellung helfen kann den Rollwiderstand eines gestürzten Rads zu verringern, wird anhand von Abb. 2.10 deutlich. Ein Reifen mit negativem Sturz (Beispiel im Diagramm $\epsilon = -5^\circ$) erzeugt auch bei Geradeausfahrt ($\alpha = 0^\circ$) eine Seitenkraft $F_{w,y,\epsilon}$. Diese Seitenkraft wird zwar durch das andere Rad dieser Achse ins Gleichgewicht gesetzt, der Rollwiderstand erhöht sich jedoch. Verschiebt man die Kurve um den Betrag $\delta_{V,0}$ nach rechts, so verbleibt keine Seitenkraft bei Geradeausfahrt. Der Rollwiderstand wird entsprechend verringert. Das Rad muss zum Erreichen dieses Zustands den Nachspurwinkel $\delta_{V,0}$ erhalten.

An Rennfahrzeugen wird die Vorspur an der Vorderachse etwas größer als bei Serienfahrzeugen gewählt. Das erhöht die Reifentemperatur [8] und verbessert das

Abb. 2.10 Verringerung des Rollwiderstands eines gestürzten Rads durch Nachspurstellung
 $F_{w,y,\epsilon}$ Seitenkraft durch negativen Sturz
 $\delta_{V,0}$ notwendiger Nachspurwinkel pro Rad für seitenkraftfreien Geradeauslauf trotz negativen Sturzes



Einlenkverhalten. Ein erhöhter Rollwiderstand muss dafür allerdings in Kauf genommen werden. Die Werte liegen bei etwa 1° [9]. Ähnlich verhält es sich an der Hinterachse.

An der Hinterachse ist wegen des Fahrverhaltens wichtig, dass die Vorspurwinkel links und rechts gleich groß sind.

Zusammenfassend lässt sich festhalten:

- Vorspur vorne: Langsameres Ansprechen der Lenkung, höhere Geradeausstabilität, höhere Reifentemperatur und Verschleiß an den Außenschultern.
- Nachspur vorne: Rascheres Lenkungsansprechen, geringere Geradeausstabilität, höhere Reifentemperatur und Verschleiß an den Innenschultern, größere Höchstgeschwindigkeit (Vorderradantrieb).
- Vorspur hinten: Höhere Geradeausstabilität, besserer Grip im Kurvenausgang.
- Nachspur hinten: Verbessertes Einlenkverhalten, größere Höchstgeschwindigkeit (Hinterradantrieb).

Rollzentrum (Momentanpol, Wankzentrum) Roll Center

Das Rollzentrum Ro ist der Momentanpol (s. Anhang), um den sich aufgrund kinematischer Gesetzmäßigkeiten der Fahrzeugaufbau gegenüber den Radaufstandspunkten ohne jegliche Elastizitäten verdreht [10]. Er ist also das gedachte Verbindungsgelenk zwischen dem Aufbau und den Rädern. Über dieses „Gelenk“ werden auch die Seitenkräfte zwischen Reifen und Aufbau übertragen. Die Definitionen in DIN ISO 8855 bzw. in SAE J670e bieten einen weiteren Zugang: Das Rollzentrum ist demnach jener Punkt der gefederten Masse in einer vertikalen Querebene (also parallel zu y - z -Ebene) durch die Radmitten einer Achse, an dem eine seitliche Kraft F_y kein Wanken hervorruft. Diese Definition ermöglicht eine statische Ermittlung des Rollzentrums über das Kräftegleichgewicht.

Für Vorder- und Hinterachse existiert je ein Rollzentrum, das in Konstruktionslage (s. Anhang) in der Achsquerebene auf der Fahrzeugmittellinie liegt, (Abb. 2.11).

Zur kinematischen Konstruktion des Rollzentrums werden die Drehpole der Räder im Bezug zur Fahrbahn (= Radaufstandspunkte W) und die Drehpunkte der Räder im Bezug zum Fahrzeug (= Querpole P) gebraucht. Der Schnittpunkt der Geraden durch W und P für linke und rechte Wagenhälfte liefert den Drehpol des Fahrzeugs (genauer: Aufbaus) im Bezug zur Fahrbahn, das Rollzentrum Ro .

Der Abstand Δh_{Bo} zwischen dem Rollzentrum und dem Aufbauschwerpunkt bestimmt das Moment, mit dem bei Kurvenfahrt die Trägheitskraft den Aufbauanteil dieser Achse zum Wanken bringt. Je geringer der Abstand, desto kleiner das Wankmoment. Ein möglicher Nachteil des Aufbauwankens liegt in der zwangsläufigen Änderung der Radstellung. Die Räder sind über die Lenker mit dem Aufbau gekoppelt und ändern so beim Wanken des Aufbaus den Sturzwinkel und/oder die Spurweite, was die mögliche Reifenseitenkraft und die Fahrstabilität beeinflusst.

Interessant ist auch die Strecke zwischen Radaufstandspunkt W und dem Querpunkt P . Diese stellt einen gedachten (virtuellen) Querlenker (*virtual swing arm*) dar, mit der

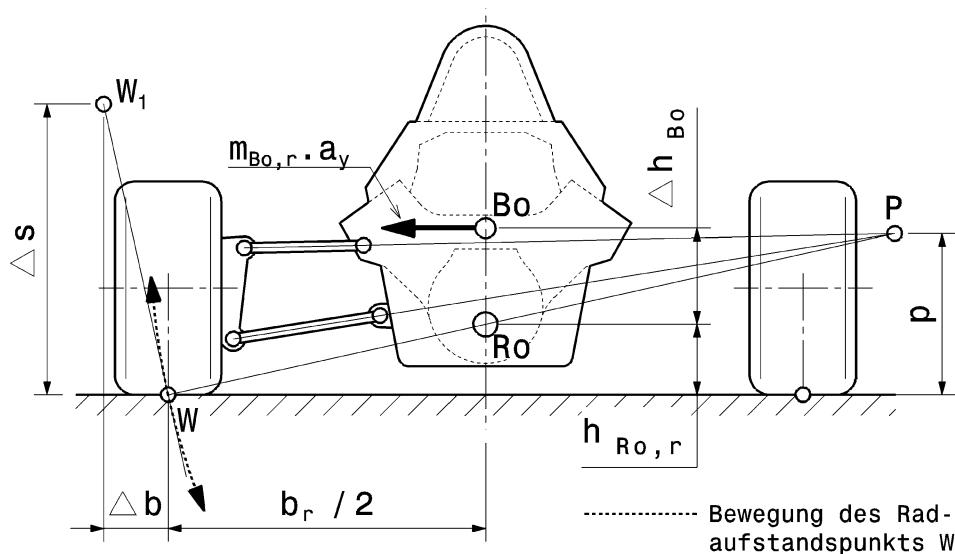


Abb. 2.11 Konstruktion des Rollzentrums Ro einer Doppelquerlenkerachse mit parallel zur Fahrbahn liegenden Querlenkerachsen

Es wird die Hinterachse betrachtet

Bo Aufbauschwerpunkt (*body centre of gravity*) des Massenanteils $m_{\text{Bo,r}}$, der auf der Hinterachse lastet

Der Radaufstandpunkt W wird als weiterer Gelenkspunkt in einem Koppelgetriebe angesehen, das durch den Aufbau, die Lenker und die Räder gebildet wird.

P Querpol *Instantaneous center*

sich ein Rad beim Federn relativ zum Aufbau bewegt. Die Länge dieses „Lenkers“ und die Lage des Querpols P bestimmen die Spurweiten- und Sturzänderung beim Federn. Je größer der Abstand PW ausfällt und je geringer die Höhe p , umso geringer sind die Änderungen.

Betrachtet man eine Wagenhälfte, gilt:

$$\Delta b = \Delta s \cdot h_{Ro,r} \cdot \frac{2}{b_r} \quad (2.1)$$

Δb Änderung der Spurweite einer Achsseite, mm.

Die gesamte Spurweitenänderung ergibt sich also aus der Summe beider Achsseiten: $\Delta b_t = \Delta b_l + \Delta b_{rs}$.

Δs Änderung des Radhubs, bei dem Δb auftritt, mm

b_r Spurweite hinten, mm

$h_{Ro,r}$ Höhe des Rollzentrums der Hinterachse, mm

An der Vorderachse gilt die Gleichung sinngemäß mit dem Index f.

Für hohe Fahrstabilität und gute Seitenführung sind also ein niedrig liegendes Rollzentrum ($h_{R0,r} <$) und eine große Spurweite ($b_r >$) vorteilhaft.

Der Abstand des Querpols P vom Radaufstandspunkt W (Länge des virtuellen Querlenkers *virtual swing axle length*) liegt etwa zwischen 800 und 4600 mm [11]. Kurze Querpolabstände (500–1000 mm) führen zu brauchbaren statischen Rollzentren mit günstiger Stellung des kurvenäußersten Rads beim Wanken, aber zu ungünstigen Sturzänderungen beim Bremsen oder Beschleunigen also beim gleichseitigen Federn.

Große Querpolabstände (1800–4600 mm) bewirken niedrige Rollzentrumshöhen mit geringen Spurweitenänderungen. Die seitlichen Verschiebungen der Rollzentren beim Wanken nehmen allerdings zu, was sich in eher ungünstigen Stellungen des kurvenäußersten Rads äußert. Beim gleichseitigen Federn macht sich eine geringe Sturzänderung vorteilhaft bemerkbar.

Wird der Querpolabstand noch größer gewählt, nähern sich die Querlenker einer Achsseite der Parallelstellung, bei welcher die Räder sich beim Wanken äußerst ungünstig mit dem Wagenkasten mit neigen.

Die Höhe eines Rollzentrums ist noch aus einem anderen Grund von Bedeutung. Ein hohes Rollzentrum führt zum Anheben des Wagenkastens durch die Reifenseitenkraft, so genannter Aufstützeffekt (*jacking*) Abb. 2.12. Ein hoch liegendes Rollzentrum bedeutet gleichzeitig hoch liegende Querpole. Bei hoch liegendem Querpol bzw. bei kleiner Höhenänderung des Querpols beim Federn passiert folgendes. Das Fahrzeug federt kurvenaußen weniger ein als es innen ausfedert, d. h. der Schwerpunkt wird angehoben und somit das Wankmoment ungünstig vergrößert. Eine Höhenänderung des Rollzentrums hilft diese Asymmetrie der Federkraftänderung zu verringern bzw. gänzlich zu eliminieren [1]. Beim gleichseitigen Einfedern soll das Rollzentrum demzufolge nach unten wandern.

Die Neigung der Resultierenden $F_{Ro,rs1}$ hängt neben der Höhe des Rollzentrums auch von der Größe der Reifenseitenkräfte ab. Je größer die Radlastverlagerung ist, desto mehr dominiert das kurvenäußere Rad und desto steiler zeigt die Resultierende nach oben. Das Bild zeigt auch, dass bei hoch liegendem Querpol P_i das kurveninnere Rad einen Beitrag $F_{W,Z,i}$ zum Absenken des Wagenkastens liefert.

Eine genauere Betrachtung der Quer-Radlastverlagerung eröffnet weitere Erkenntnisse, wie das Wankzentrum das Fahrverhalten beeinflusst. Die gesamte Verlagerung kann in einzelne Beiträge aufgeteilt werden, (Abb. 2.13).

Die einzelnen Beiträge sind folgende:

$$\begin{aligned}\Delta F_{W,Z,U} &= m_U a_y \frac{h_U}{b} \\ \Delta F_{W,Z,geom} &= m_{Bo} a_y \frac{h_{Ro}}{b} \\ \Delta F_{W,Z,elast} &= m_{Bo} a_y \frac{\Delta h_{Bo}}{b}\end{aligned}\quad (2.2)$$

$\Delta F_{W,Z,U}$	Radlastverlagerung der ungefederten Massen, N
m_U	ungefederte Massen (Räder, Lenker, ...), kg
$\Delta F_{W,Z,geom}$	geometrischer Anteil der Radlastverlagerung der gefederten Massen, N
m_{Bo}	Aufbaumasse (gefedeerte Masse), kg
$\Delta F_{W,Z,elast}$	elastischer Anteil der Radlastverlagerung der gefederten Massen, N
$h_U, h_{Ro}, \Delta h_{Bo}, b$	Abmessungen, siehe Abb. 2.14, m

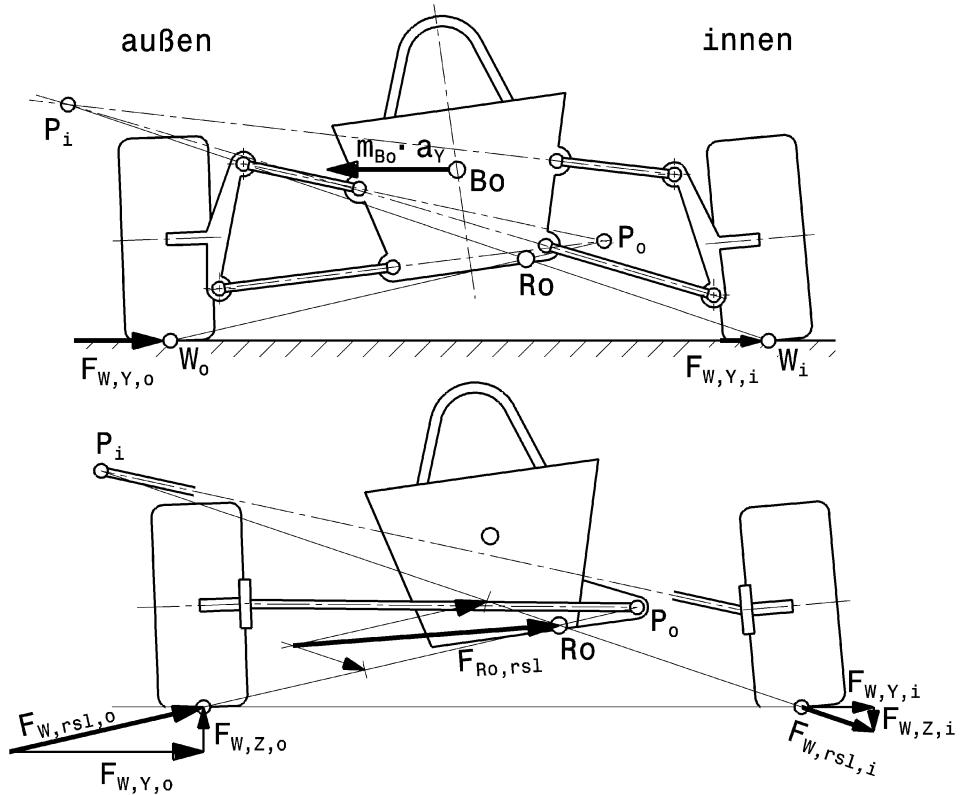


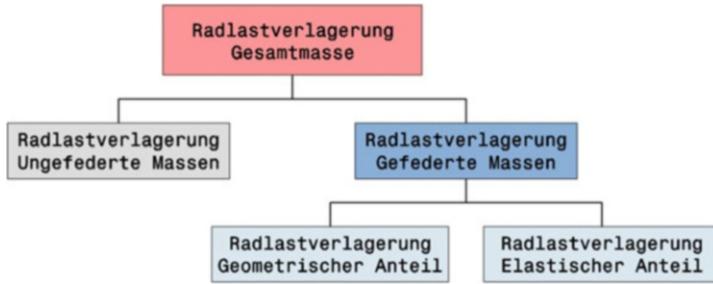
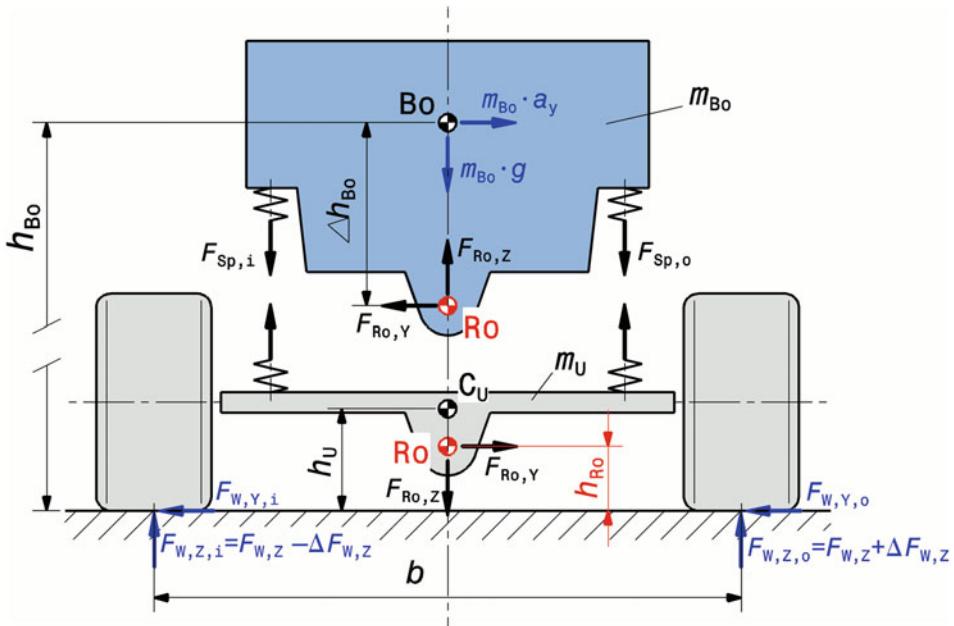
Abb. 2.12 Aufstützeffekt (*jacking*) eines hohen Rollzentrums. Ansicht von hinten, Rechtskurve
 Oben: Das kurvenäußere Rad erzeugt wegen der höheren Radlast die größere Seitenführungskraft $F_{W,Y,o}$. Beide Reifenseitenkräfte $F_{W,Y}$ rufen als Aktionskräfte die Reaktionskraft $m_{Bo} \cdot a_y$ der Aufbaumasse hervor. Diese Reaktionskraft stützt sich über die Radlenker und Aufbaufedern ab, der Aufbau dreht sich um das Rollzentrum.
 Unten: Ersatzbild für die oben dargestellte Situation. Betrachtet wird nur die Auswirkung der Seitenkräfte. Die Kräfte werden durch die gedachten Schwingen, die sich durch die Querpole P_i und P_o ergeben, zum Aufbau weitergeleitet. Dort rufen sie im Rollzentrum Ro die resultierende Reaktionskraft $F_{Ro,rs1}$ hervor. Die Reaktionskraft weist nach oben, hebt also den Rahmen an. Je höher das Rollzentrum liegt, desto stärker wirkt sich dieser Aufstützeffekt aus

Die gesamte Radlastverlagerung $\Delta F_{W,Z}$ ergibt sich daraus zu:

$$\Delta F_{W,Z} = \Delta F_{W,Z,U} + \Delta F_{W,Z,geom} + \Delta F_{W,Z,elast} \quad (2.3)$$

$\Delta F_{W,Z}$ Radlastverlagerung einer Achse, N

Der geometrische Anteil der Radlastverlagerung wird von der Höhenlage h_{Ro} des Wankzentrums bestimmt. Beim Einlenken wirkt dieser Anteil unmittelbar. Im Gegensatz dazu

**Abb. 2.13** Zusammensetzung der Radlastverlagerung**Abb. 2.14** Einfluss der Rollzentrums Höhe auf die Radlast bei Kurvenfahrt (Ersatzbild Ansicht von hinten, Linkskurve)

Der Wagenkasten m_{Bo} und die ungefederten Massen m_U sind getrennt dargestellt („frei gemacht“). Die Verbindung zwischen den beiden Massen stellt das Rollzentrum Ro dar. Weitere Kräfte F_{Sp} werden über die Aufbaufedern (und Stabilisatoren) übertragen. Die Trägheitskraft $m_{Bo} \cdot a_y$ wird letztlich durch die Seitenkräfte $F_{W,Y}$ ausgeglichen

Bo Aufbauschwerpunkt (Schwerpunkt der gefederten Massen)

C_U Schwerpunkt der ungefederten Massen

Indizes: i kurveninnen, o kurvenaußen, Y seitlich, Z vertikal, W radbezogen

kommt der elastische Anteil, der über Feder- /Dämpferelemente und Stabilisatoren zwischen Aufbau und Achse übertragen wird, erst nach einer Übergangszeit zum Tragen. In der Kurvenmitte – im quasistationären Zustand – ist die gesamte Radlastverlagerung im Grunde

gleich wie bei einem ungefederten Fahrzeug, (2.4). Eine geringe Abweichung ergibt sich aus dem Wanken des Aufbaus und dem daraus folgenden Absenken (oder Anheben!) des Aufbauschwerpunkts.

Liegt das Rollzentrum auf gleicher Höhe mit dem Aufbauschwerpunkt ($\Delta h_{Bo} = 0 \rightarrow \Delta F_{W,Z,\text{elast}} = 0$), so müssen die Aufbaufedern bei Kurvenfahrt keine zusätzlichen Kräfte (hervorgerufen durch die Trägheit) übertragen und der Aufbau wankt nicht, vgl. Abb. 2.14. Das bedeutet im gleichen Sinne aber auch, dass Dämpfer- und Stabilisatoren keine Wirkung entfalten können. Und weiter: Je geringer die Höhdifferenz Δh_{Bo} , desto kleiner der Einfluss von Stabilisatoren. Ein hohes Rollzentrum führt auch zu großen Spurweitenänderungen beim Einfedern und beeinflusst somit die Seitenführung ungünstig. Selbst bei Pkw sind die Rollzentren daher meist unter 150 mm Höhe zu finden, an Rennfahrzeugen unter 40 mm. Der Bereich für letztere liegt grob zwischen –25 (also unter der Fahrbahn) bis 50 mm Höhe, siehe auch Tab. 2.3.

Die Lage des Rollzentrums beeinflusst das Fahrverhalten auf vielschichtige Weise. Dabei darf nicht vergessen werden, dass sich je nach Radaufhängung die Lage des Pols beim Einfedern und Wanken (mitunter sogar stark) ändert, (Abb. 2.15 und 2.16).

Wankt der Wagenkasten stark, kommt es zu einflussreichen Sturzänderungen der Räder. Gewöhnlich neigen sich die Räder mit dem Aufbau, also nach kurvenaußen. Das kurvenäußere Rad reduziert demnach seinen negativen Sturz oder geht gar in positiven Sturz über und das innere Rad geht in negativen Sturz. Dies wirkt sich ungünstig für die Seitenkraft beider Reifen aus. Für hohes Seitenkraftpotenzial muss wenigstens das höher belastete kurvenäußere Rad im negativen Sturzbereich bleiben. Das kann durch entsprechende Gestaltung der Aufhängungskinematik sichergestellt werden. Auch das Neigen des Wagenkastens sollte aus dem Grund klein gehalten werden. Das kann durch ein hoch liegendes Rollzentrum (genauer: durch geringen Abstand zwischen Rollzentrum und Aufbauschwerpunkt) erreicht werden. Dagegen sprechen einige oben angeführte Gründe. Andere brauchbarere Möglichkeiten bieten steifere Aufbaufedern, Stabilisatoren und ein niedriger Aufbauschwerpunkt.

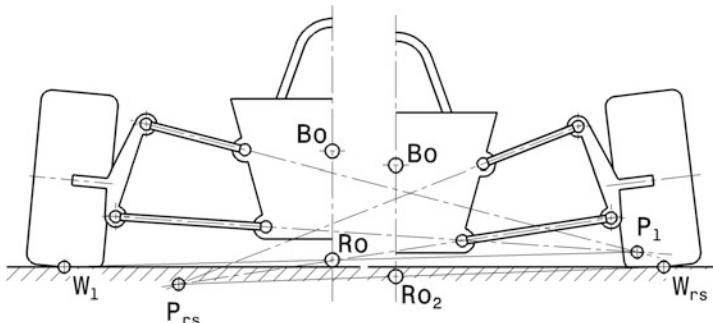


Abb. 2.15 Lageänderung des Rollzentrums Ro beim gleichseitigen Einfedern

Für die linke Wagenhälfte liegt der Querpol P_1 über der Fahrbahn und damit das Rollzentrum ebenso. Federt der Wagenkasten ein (rechte Hälfte), wandert der Querpol P_{rs} nach unten sowie näher zur Wagenmitte und das Rollzentrum Ro_2 kommt unter der Fahrbahn zu liegen
 Bo Aufbauschwerpunkt

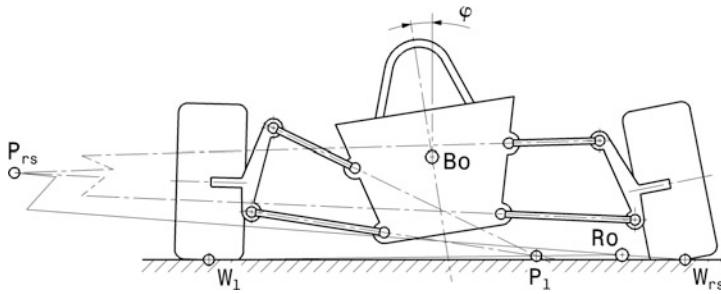


Abb. 2.16 Lageänderung des Rollzentrums Ro beim reinen Wanken des Wagenkastens
Der Wagenkasten rollt um den Winkel φ . Dabei federt das linke Rad ein und das rechte aus. Die Querpole der linken und rechten Radaufhängung, P_1 und P_{rs} , nehmen stark unterschiedliche Positionen ein und dadurch liegt das Rollzentrum Ro außerhalb der Mittelebenen des Wagens

Beim Einsatz von Stabilisatoren darf jedoch nicht vergessen werden, dass sie Vorteile der Einzelradaufhängung mit zunehmender Steifigkeit verringern.

Zusammenfassend lassen sich folgende grundlegende Aussagen festhalten.

Niedrige Rollzentren führen zu geringerer Radlastverlagerung zum kurvenäußeren Rad an dieser Achse, kleineren bis gar keinen Aufstützeffekten (konstanter Bodenabstand), aber zu großen Wankwinkeln des Wagenkastens (größerer elastischer Anteil der Radlastverlagerung). Diese Wankwinkel müssen von Stabilisatoren klein gehalten werden, was aber auch heißt, dass ihr Einfluss groß ist. Liegt das Wankzentrum unter der Fahrbahn, führt der unmittelbar wirkende geometrische Anteil der Radlastdifferenz zu einer Radlast-Erhöhung(!) am Innenrad und das Einlenkverhalten ist trüger, weil das Massenträgheitsmoment der gefederten Massen um die Wankachse (abhängig von Δh_{Bo}^2) groß ist.

Bei hohen Rollzentren ist es genau umgekehrt.

Abschließend stellt (Tab. 2.1) die grundsätzlichen Auswirkungen der Wankzentrumslagen übersichtlich gegenüber.

Eine Möglichkeit einem zu engen Kompromiss bei der Wahl des Wankzentrums zu entgehen und gleichzeitig ein nützliches Abstimmwerkzeug zur Verfügung zu stellen, bieten veränderbare Anlenkpunkte am Wagenkasten bzw. Radträger. Dabei genügen z. B. vorne und hinten 3 Höhenpositionen des unteren Querlenkers am Radträger. Damit können an beiden Achsen 3 Wankzentrums Höhen und somit 9 Wankachsenlagen realisiert werden.

Nachstehend sind für einige Achse die Konstruktionen der Rollzentren angeführt.

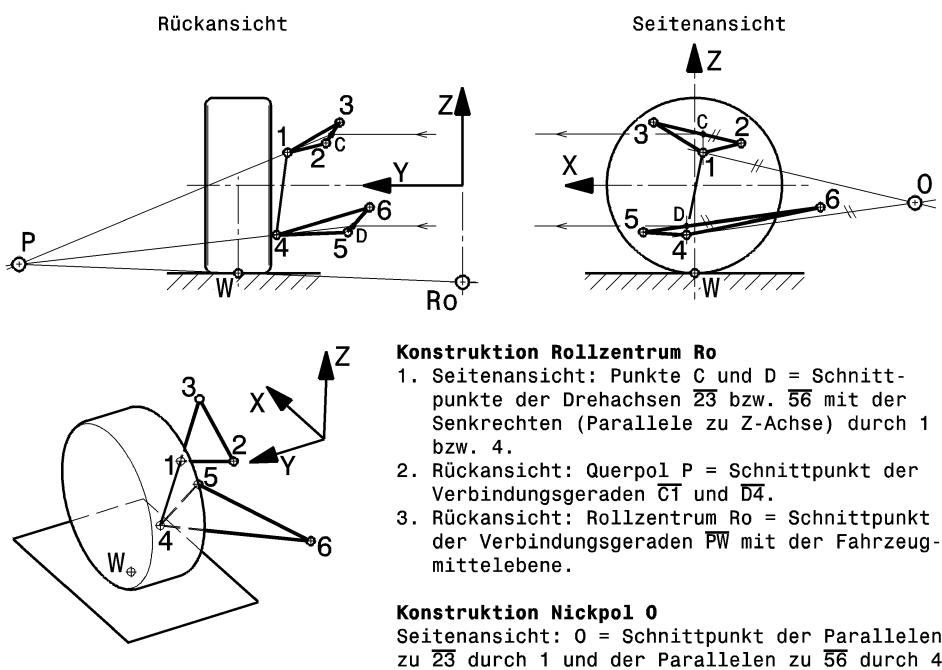
Die Konstruktion der Pole für eine allgemeine Doppelquerlenkerachse ist in (Abb. 2.17) beschrieben.

Eine radführende Federbeinachse (McPherson-Achse) stellt bei Pkw an der Vorderachse und bei Rallyefahrzeugen den Standard dar. Die Konstruktion ihres Rollzentrums ist in (Abb. 2.18) dargestellt.

Hinterachsen rear axles Bei den für die Hinterachse bedeutenden Ausführungen ist die Starrachse trotz ihres Alters nach wie vor interessant. Sie wird in einigen Rennserien, vor allem in Übersee, eingesetzt. Im (Abb. 2.19b) gilt es zu beachten, dass der Drehpunkt der

Tab. 2.1 Grundsätzliche Auswirkungen von Wankzentrumslagen

Kriterium	Lage Wankzentrum	
	niedrig (großer Abstand zu Bo)	hoch (kleiner Abstand zu Bo)
Massenträgheit gefederter Massen um Wankachse	groß	klein
Fahrzeugreaktion bei Einlenken	träge	rasch
Wankwinkel	größer	kleiner
Einfluss von Feder/Dämpfer/Stabilisator	ausgeprägt	geringer; bei $Ro=Bo$ gar keiner
Reifentemperatur	tendenziell niedriger	tendenziell höher
Aufstützeffekt	klein (bei Ro unter Fahrbahn sogar Senkeffekt)	größer
Fahrhöhe (Bodenabstand)	sinkt ab	nimmt zu

**Abb. 2.17** Konstruktion des Rollzentrums Ro und des Nickpols O einer Doppelquerlenkerachse mit schräg im Raum liegenden Doppelquerlenkerachsen W Radaufstandspunkt

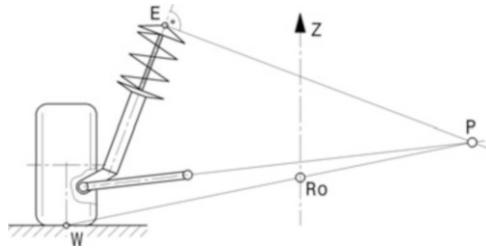


Abb. 2.18 Konstruktion des Rollzentrums Ro für radführende Federbeinachsen (McPherson-Achse). E ist der wagenseitige Befestigungspunkt des Federbeins. Die Verbindungsleitung steht normal auf die Bewegungsrichtung der Dämpferkolbenstange

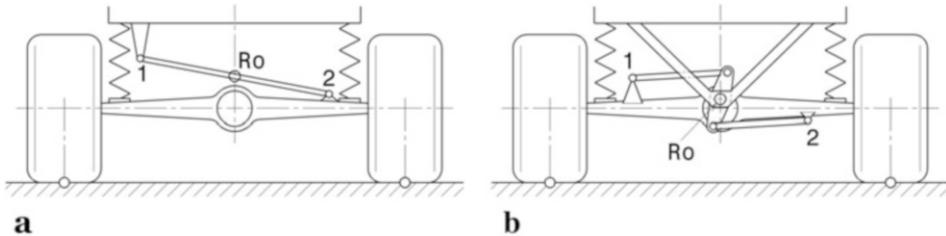


Abb. 2.19 Konstruktion des Rollzentrums Ro für Starrachsen

- a Starrachse mit Panhard-Stab. Ro ist der Schnittpunkt des Stabes mit der Fahrzeugmittelebene,
- b Starrachse mit Wattgestänge. Ro ist der Drehpunkt des Verbindungshebels

Schwinge des Wattgestänges rahmenfest ist. Diese Ausführung ist für Rennfahrzeuge wesentlich günstiger als jene bei Serienfahrzeugen übliche, wo die Schwinge an der Achse befestigt ist.

Die Ermittlung des Rollzentrums für Schräglengerachsen demonstriert (Abb. 2.20).

Wankachse (Rollachse)⁸ **Roll Axis**

Die gedachte Verbindung der Rollzentren von Vorder- und Hinterradaufhängung ergibt die Rollachse, (Abb. 2.21).

Theoretisch ist der Abstand des Aufbauschwerpunkts von der Rollachse der Hebelarm, über den durch die Massenträgheit der Aufbau bei Seitenkräften geschwenkt wird. Wenn der Aufbauschwerpunkt auf der Rollachse liegt, kommt es also zu keiner Seitenneigung. Praktischen Ausführungen steht dem entgegen, dass sich die Rollachse beim Ein- und Ausfedern ändert, dass die Schwerpunkthöhe nicht konstant ist und dass es bei

⁸In manchen Literaturstellen wird der Begriff Rollachse vermieden, weil Rollen die natürliche Bewegung eines Rades ist und der Wagenkasten im Gegensatz dazu wankt. In diesem Buch werden die Begriffe Roll- und Wankachse ebenso wie Roll- und Wankzentrum gleichwertig verwendet, weil sie auch allesamt im täglichen Sprachgebrauch zu hören sind.

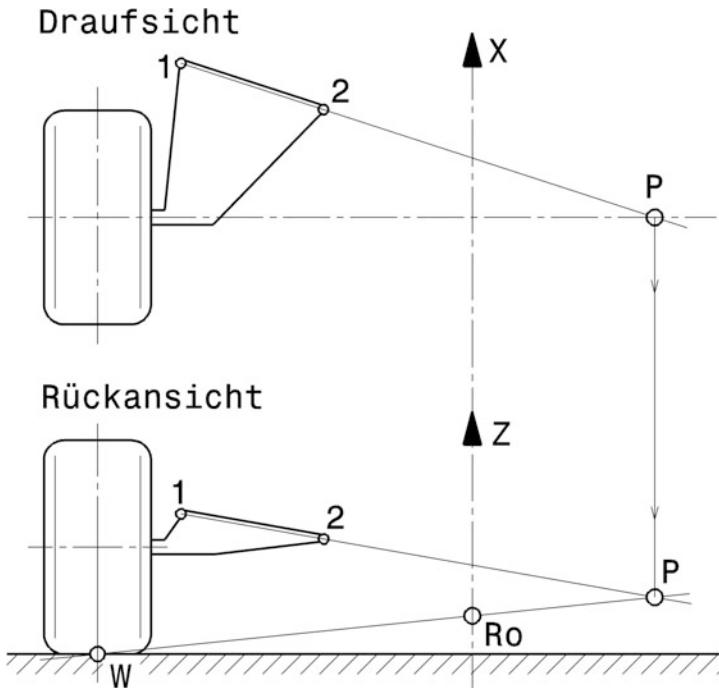
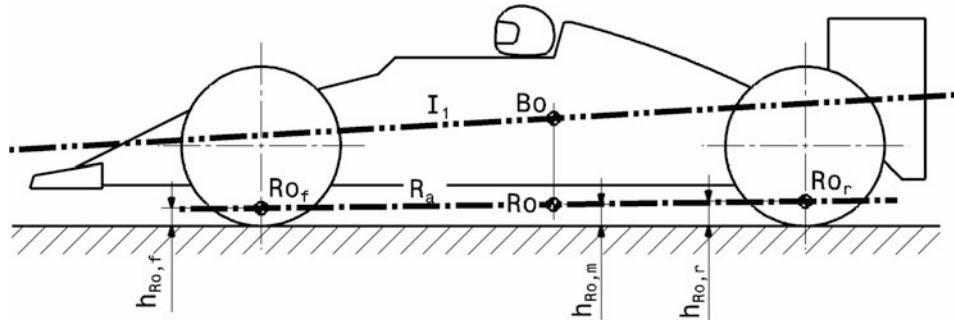


Abb. 2.20 Konstruktion des Rollzentrums Ro für Schräglengerachsen
 Die Konstruktion beginnt in der Draufsicht. Die Gerade $\overline{12}$ liefert den Querpol P. In der Rückansicht folgt aus dem Schnitt von \overline{PW} mit der Fahrzeugmittelebene das Rollzentrum Ro

Radaufhängungen mit hohem Rollzentrum zu großen Spurweiten- und Sturzänderungen beim Federn kommt. Der Radsturz ist eine Größe, die das Seitenführungspotenzial des Rades stark beeinflusst, und hat bei der Auslegung des Fahrwerks höhere Priorität. Weiters wird die Rollsteifigkeit einer Achse auch von der Höhe des Rollzentrums bestimmt. Die Radlastdifferenz zwischen kurveninneren und -äußeren Rädern vergrößert sich mit der Rollsteifigkeit. Ein über der Fahrbahn liegendes Rollzentrum liefert einen Beitrag (siehe oben geometrischer Anteil) zur Vergrößerung der Radlastdifferenz. Liegt das Rollzentrum unter der Fahrbahn, ist dieser Beitrag negativ und die Räder werden gleichmäßiger belastet [10].

Durch eine Neigung der Rollachse lässt sich unterschiedliches Wankverhalten an Vorder- und Hinterachse und damit unterschiedliche Radlastverschiebung an den Achsen erreichen. Ist das Rollzentrum an der Hinterachse höher, ist bei Kurvenfahrt die Radlastverlagerung an dieser Achse stärker und der Wagen wird übersteuernd. Die gesamte, maximale Radlastverlagerung des Fahrzeugs hängt nur von Schwerpunktshöhe h_{B_0} (siehe Abb. 2.14) und Spurweiten b ab:

**Abb. 2.21** Rollachse *roll axis* R_a Rollachse Ro_f Rollzentrum Vorderachse Ro_r Rollzentrum Hinterachse I_1 Hauptträgheitsachse in Längsrichtung *main inertia axis*Bo Aufbauschwerpunkt *body centre of gravity*

$$\begin{aligned}\Delta F_Z &= a_y \frac{m_{Bo} h_{Bo}}{b} \\ F_{Z,o,dyn} &= F_{Z,o,stat} + \Delta F_Z \\ F_{Z,i,dyn} &= F_{Z,i,stat} - \Delta F_Z\end{aligned}\tag{2.4}$$

Gegenüber den statischen Radlasten verändern sich bei Kurvenfahrt die Radlasten außen (o) und innen (i) um den Betrag ΔF_Z .

Mit der Lage der Rollachse wird demnach nur die Aufteilung der Radlastverlagerungen zwischen den Achsen beeinflusst. Welche Einflussgrößen dabei eine Rolle spielen, zeigt nachstehende Betrachtung. Die Radlastdifferenzen gegenüber dem statischen Zustand an einem Gesamtfahrzeug ergeben sich zu [12], siehe auch Abb. 2.22:

$$\begin{aligned}\Delta F_{W,Z,f} &= m_{U,f} a_y \frac{h_{U,f}}{b_f} + m_{Bo} a_y \left(\frac{l_{Bo,f}}{l} \frac{h_{Ro,f}}{b_f} + \frac{c_{Ro,Sp,f} + c_{Ro,S,f}}{c_{Ro,Sp,f} + c_{Ro,Sp,r} + c_{Ro,S,f} + c_{Ro,S,r} - m_{Bo} g h' \frac{h'}{b_f}} \frac{h'}{b_f} \right) \\ \Delta F_{W,Z,r} &= m_{U,r} a_y \frac{h_{U,r}}{b_r} + m_{Bo} a_y \left(\frac{l_{Bo,r}}{l} \frac{h_{Ro,r}}{b_r} + \frac{c_{Ro,Sp,r} + c_{Ro,S,r}}{c_{Ro,Sp,f} + c_{Ro,Sp,r} + c_{Ro,S,f} + c_{Ro,S,r} - m_{Bo} g h' \frac{h'}{b_r}} \frac{h'}{b_r} \right)\end{aligned}\tag{2.5}$$

 $\Delta F_{W,Z,f}$, $\Delta F_{W,Z,r}$

Radlastverlagerung an Vorder- bzw. Hinterachse, N

 $m_{U,f}$, $m_{U,r}$

ungefederte Massen vorne bzw. hinten, kg

 $c_{Ro,Sp,f}$, $c_{Ro,Sp,r}$ auf die Vorder- bzw. Hinterachse bezogene Wanksteifigkeit
durch die Aufbaufedern, Nm/rad. Siehe auch (3.31). $c_{Ro,S,f}$, $c_{Ro,S,r}$ auf die Vorder- bzw. Hinterachse bezogene Wanksteifigkeit
durch Stabilisatoren, Nm/rad. Siehe auch (3.41). $h_{U,f}$, $h_{U,r}$, $h_{Ro,f}$, $h_{Ro,r}$

Abmessungen, m. Siehe Abb. 2.22.

 b_f , b_r , l $l_{Bo,f}$, $l_{Bo,r}$

Lage des Aufbauschwerpunkts in Relation zu den Achsen, m

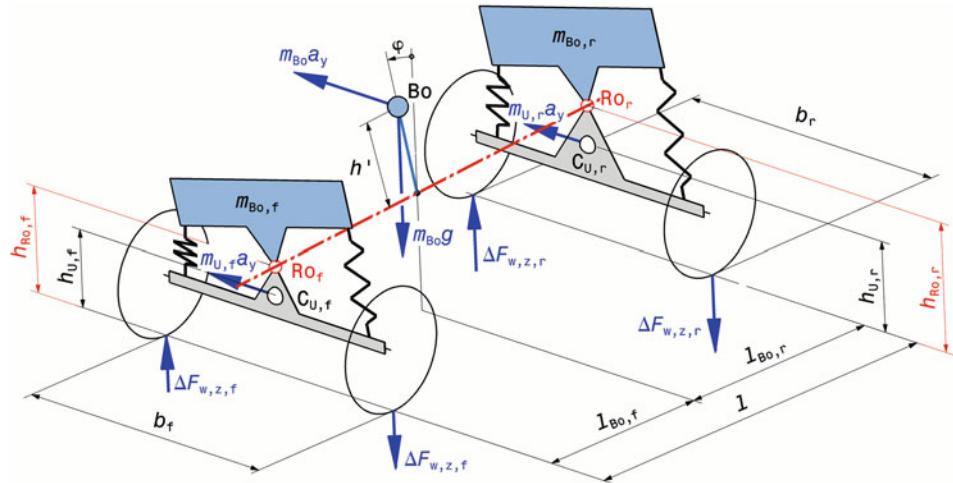


Abb. 2.22 Skizze zur Berechnung der Radlastverlagerung an einem Gesamtfahrzeug
 h' Abstand des Aufbauschwerpunkts Bo von der Wankachse. $C_{U,f}$, $C_{U,r}$ Schwerpunkte der ungefederten Massen vorne bzw. hinten. φ Wankwinkel

Die anteilige Aufbaumasse vorne bzw. hinten für den geometrischen Anteil der Radlastdifferenz folgt unmittelbar aus der Schwerpunktlage der Aufbaumasse zu $m_{Bo,f} = m_{Bo}l_{Bo,r} / l$ bzw. $m_{Bo,r} = m_{Bo}l_{Bo,f} / l$. Der von den Wanksteifigkeiten $c_{Ro,Sp}$ geprägte elastische Anteil ist hier um den Gewichtsterm $m_{Bo}gh'$ erweitert, der das zusätzliche Wankmoment – hervorgerufen durch die seitliche Auslenkung des Schwerpunkts Bo – berücksichtigt.

Ändert man nun die Höhe $h_{Ro,f}$ des vorderen Wankzentrums, so bleibt der hinterer Wankpol davon unberührt, aber nicht der Abstand h' . Es ergeben sich folgende Zusammenhänge:

$$h' = h_{Bo} - \frac{h_{Ro,f}l_{Bo,r} + h_{Ro,r}l_{Bo,f}}{l} \quad (2.6)$$

$$h_{Ro,f,neu} = h_{Ro,f} + \delta h_{Ro,f} \quad (2.7)$$

$$\delta h' = -\delta h_{Ro,f} \frac{l_{Bo,r}}{l} \quad (2.8)$$

$$\delta \Delta F_{W,Z,f} = \delta h_{Ro,f} m_{Bo} a_y \frac{l_{Bo,r}}{lb_f} \left(1 - \frac{c_{Ro,Sp,f}}{c_{Ro,Sp,f} + c_{Ro,Sp,r}} \right) \quad (2.9)$$

$$\delta \Delta F_{W,Z,r} = -\delta h_{Ro,f} m_{Bo} a_y \frac{l_{Bo,r}}{lb_r} \frac{c_{Ro,Sp,r}}{c_{Ro,Sp,f} + c_{Ro,Sp,r}} \quad (2.10)$$

h_{Bo}

Höhe des Aufbauschwerpunktes Bo über der Fahrbahn (siehe Abb. 2.14), m

$\delta h_{Ro,f}$	Änderung der Wankzentrumshöhe $h_{Ro,f}$, m
$\delta h'$	daraus resultierende Änderung des Schwerpunktsabstands zur Wankachse, m
$\delta\Delta F_{W,Z,f}, \delta\Delta F_{W,Z,r}$	Änderung der Radlastdifferenzen an Vorder- bzw. Hinterachse, N

Man erkennt aus (2.9), dass durch ein Anheben des vorderen Wankzentrums um den Betrag $\delta h_{Ro,f}$ die Radlastdifferenz ansteigt, während an der Hinterachse (gleiche Spurweite b vorausgesetzt) die Differenz genau um diesen Betrag sinkt. Sinngemäß gilt das für das hintere Wankzentrum ebenfalls. Ein Anheben des Rollzentrums erhöht also die Wankeifigkeit an dieser Achse und vergleichmässtigt die Radlastunterschiede an der anderen Achse. Die relative Lage der Wankzentren zueinander erweist sich so als Einstellwerkzeug für das Eigenlenkverhalten des Wagens. Abb. 2.23 veranschaulicht diese Möglichkeit für ein bestimmtes Fahrzeug.

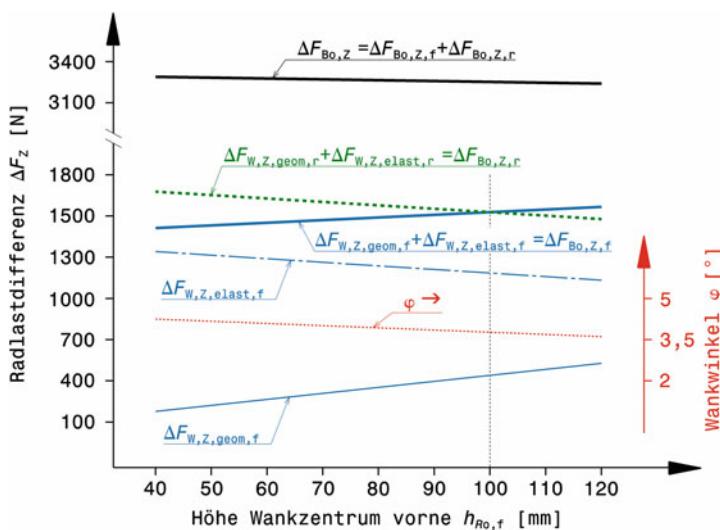


Abb. 2.23 Einfluss der Wankzentrumslage auf die Radlastverlagerung in Querrichtung

Hier werden nur die Beiträge der Aufbaumasse m_{Bo} betrachtet, weil die Beiträge der ungefederten Massen unabhängig von den Wankzentren sind. Die vordere Wankzentrumshöhe $h_{Ro,f}$ wird von 40 auf 120 mm erhöht. Der geometrische Anteil wächst und der elastische Beitrag sinkt entsprechend. Die Summe der beiden Anteile, also der Gesamtbeitrag $\Delta F_{Bo,Z,f}$ der gefederten Massen vorne $m_{Bo,f}$ steigt. Genau gegensinnig verhält sich der Beitrag $\Delta F_{Bo,Z,r}$ der hinteren Aufbaumasse $m_{Bo,r}$. Der Wankwinkel ändert sich mit dem Hebelarm h' , mit dem die Trägheitskraft des Aufbaus um die Wankachse wirkt. Dass die gesamte Radlastverlagerung $\Delta F_{Bo,Z}$ – hervorgerufen durch den Aufbau – nicht konstant ist, hängt mit dem Gewichtsterm $m_{Bo}gh'$ zusammen. Mit dem Hebelarm h' ändert sich auch das Wankmoment und damit das Reaktionsmoment der Radlasten

Angaben zum Fahrzeug: $l=2500$ mm, $l_{Bo,f}=l_{Bo,r}=1250$ mm, $h_{Bo}=350$ mm, $h_{Ro,r}=100$ mm, $b_f=b_r=1200$ mm, $m_{Bo}=1100$ kg, $c_{Ro,Sp,f}=c_{Ro,Sp,r}=21.600$ Nm/rad, $a_y=1$ g

Der Wankwinkel φ , der sich bei starrem Rahmen⁹ durch die Wankwiderstände der beiden Achsen einstellt, beträgt

$$\varphi = \frac{m_{Bo} a_y h'}{c_{Ro,Sp,f} + c_{Ro,Sp,r} + c_{Ro,S,f} + c_{Ro,S,r} - m_{Bo} g h'} \quad (2.11)$$

Das niedrigere Rollzentrum findet man zwar oft am leichteren und/oder niedrigeren Fahrzeugende, das kann aber beileibe nicht als allgemeingültige Empfehlung ausgesprochen werden. Hinterradgetriebene Pkw werden oft mit einer nach vorn ansteigenden Wankachse ausgeführt (nicht zuletzt zur Kompensation der konzeptbedingten Tendenz zum Übersteuern), während sie bei frontgetriebenen Pkw nach vorne abfällt. Bei hinterradgetriebenen Rennfahrzeugen werden im Allgemeinen an der Hinterachse die Aufbaufedern weicher und der Masseanteil höher sein. Deshalb bieten sich auch hier zur Kompensation höhere Wankzentren als vorne an [30].

Nickpol Pitch Center

Nicken ist die Drehung des Wagenkastens um eine Querachse. Beim Bremsvorgang erfolgt vorn ein Einfedern und hinten ein Ausfedern; der Bug des Aufbaus taucht ein und das Heck hebt sich an.

Genauso wie Einzelradaufhängungen in der Rückansicht Momentanpole haben, können an Achsen, die durch einen oder zwei Lenker (bzw. ein Dämpferbein) geführt werden, in der Seitenansicht beidseitig Nickpole O vorhanden sein (Abb. 2.24, 2.25, und 2.26). An diesen stützen sich die Achsen in Längsrichtung am Aufbau ab. Der Nickpol ist also das

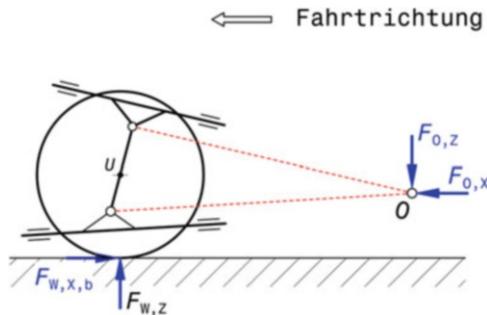


Abb. 2.24 Konstruktion des Nickpols O bei Doppelquerlenkerachsen

Der Nickpol O ist der Schnittpunkt der Parallelen zu den wagenseitigen Drehachsen der Querlenker durch die radträgerseitigen Gelenke

Der Abstand Nickpol O zu Radmitte U ist die Länge der virtuellen Schwinge

⁹Eine Betrachtung des Rahmeneinflusses findet sich im Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Abschn. 6.3.

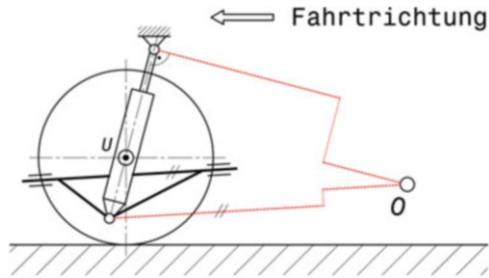


Abb. 2.25 Konstruktion des Nickpols O bei radführenden Federbeinachsen

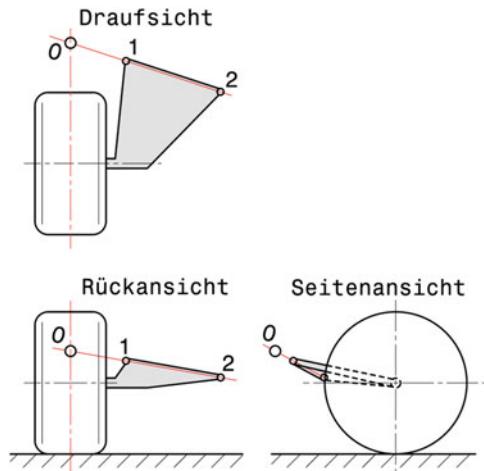
Der Nickpol O ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Parallelen zur wagenseitigen Querlenkerdrehachse durch das Radgelenk mit einer Normalen auf die Federbeinachse durch die karosseriefeste Anbindung des Federbeins

Abb. 2.26 Konstruktion des

Nickpols O bei

Schräglenkerachsen

Der Nickpol O ergibt sich aus dem Durchstoßpunkt der Drehachse (Verbindung der Gelenke 1 und 2) des Schräglenkers durch die Radmittenebene



(augenblickliche) Gelenk, mit dem eine gedachte Schwinge mit dem Wagenkasten verbunden ist (virtuelle Schwinge *virtual side view swing arm*).

Die Länge der virtuellen Schwinge (Abstand Nickpol-Radmitte, *virtual side view swing arm length*) bzw. die Lage des Nickpols beeinflusst die Nachlaufänderung beim Einfedern und die Entstehung von Reaktionskräften, die dem Nicken des Wagenkastens beim Bremsen oder Beschleunigen entgegenwirken. Je höher der Nickpol liegt, desto größer sind diese Reaktionskräfte. Das führt aber auch zu einer großen Nachlaufänderung beim Einfedern, was an der Vorderachse nur in Grenzen erwünscht ist, weil die Lenkrückstellkraft bei einer extremen Kurvenfahrt unter Umständen zu groß werden kann. Außerdem weicht das Vorderrad beim Einfedern nicht nur nach oben, sondern auch nach vorne aus (es schwingt ja um den Nickpol), also genau einer Bodenwelle entgegen. Das führt zu einer scheinbaren Verhärtung der Federung und verschlechtert zumindest den Komfort. An der Hinterachse bewegt sich das Rad jedoch nach hinten von der

Tab. 2.2 Auswirkungen der Lage des Nickpols bzw. der Länge der virtuellen Schwinge

Kriterium	Lage des Nickpols	
	niedrig	hoch
Massenträgheit des Wagenkastens um Nickachse	groß	klein
Reaktion des Aufbaus beim Bremsen/Antreiben	träge	rascher
Reifentemperaturen durch Nickbewegungen	kleiner	größer
	Länge der virtuellen Schwinge (Abstand Nickpol zu Radmitte)	
	klein	groß
Nachlaufänderung bei Hubbewegung	groß	klein
Nachlaufänderung beim Nicken	klein	groß

Fahrbahnunebenheit weg. Hier ist diese so genannte Schrägfederung vor allem bei großen Federwegen durchaus erwünscht. Bei Rallye-Fahrzeugen reduziert eine große Schrägfederung an der Hinterachse das gefürchtete Zurückwerfen. (*Kickback*, Katapult-Effekt) bei einer Landung, was in „Kombination“ mit einer schweren Vorderachse zu einem Überschlag bei einem Doppelsprung führen kann [13]. Der Schrägfederungswinkel ist nur noch bei steifen Gelenken (d. h. Rennfahrzeuge) von Bedeutung. Pkw erreichen denselben Effekt durch Elastokinematik.

Die Nickachse des Wagenkastens resultiert aus der Lage des Momentanpols P_o seiner Gesamtbewegung beim Nicken, (Abb. 2.30). Die Nickachse ist die Querachse, die den Pol P_o enthält.

Zusammenfassend sind in (Tab. 2.2) die geschilderten Auswirkungen der möglichen Nickpollagen zusammengestellt.

2.2.2 Entwicklungsziele *Design Goals*

Gütegrad der Seitenkraftverteilung η_G Ist das Verhältnis der tatsächliche wirkenden Seitenkraft $F_{V,Y}$ pro Achse zur theoretisch möglichen:

$$\eta_{G,f} = \frac{F_{V,Y,f}}{\mu_{W,Y} \cdot F_{V,Z,f}} \quad (2.12a)$$

$$\eta_{G,r} = \frac{F_{V,Y,r}}{\mu_{W,Y} \cdot F_{V,Z,r}} \quad (2.12b)$$

- $\eta_{G,f}$ Gütegrad der Seitenkraftverteilung vorne, -.
- $\eta_{G,r}$ Gütegrad der Seitenkraftverteilung hinten, -.
- $F_{V,Z,f}$ Achslast vorne, N.
- $F_{V,Z,r}$ Achslast hinten, N.
- $\mu_{W,Y}$ Reibbeiwert in Querrichtung, -.
- $F_{V,Y,f}$ Seitenkraft auf Vorderachse wirkend, N.
- $F_{V,Y,r}$ Seitenkraft auf Hinterachse wirkend, N.

Eine ideale Seitenkraftverteilung ($\eta_G = 1$) erhält man mit Seitenkräften proportional zu den Radlasten verteilt. Dann wird am kurveninneren und am kurvenäußeren Rad derselbe Reibwert $\mu_{W,Y}$ in Anspruch genommen. Dafür ist eine Einzelradaufhängung vorteilhaft.

Eine extrem geringe Schwerpunkthöhe erleichtert das Erzielen hoher Gütegrade, weil dann die dynamischen Radlasten sich nur wenig von den statischen unterscheiden.

Vorspur Möchte man mittels der Radaufhängungskinematik den Gütegrad der Seitenkraftverteilung verbessern, so muss ein Lenkeffekt erzeugt werden, bei dem z. B. beim Rollen an der Hinterachse das kurvenäußere Rad und an der Vorderachse das kurveninnere Rad in Richtung untersteuernd verdreht wird (Abb. 2.27).

Wird die Untersteuerung oder zumindest das neutrale Verhalten bereits durch andere Mittel ausreichend erreicht, dann wirkt auch die entgegengesetzte Verdrehung der gegenüberliegenden Räder oder beides zusammen gütegradverbessernd [10].

Beim maximalen Einfedern oder Wanken darf das Rad in keine Nachspurstellung gedreht werden. Das führt sonst zu einem unerwünschten Lenkeffekt des kurvenäußeren Rads in Richtung Kurvenaußenseite. An der Vorderachse fördert das also Untersteuern, an der Hinterachse Übersteuern.

Nachlauf Ein Nachlauf der Vorderräder sorgt für stabilen Geradeauslauf des Fahrzeugs erhöht aber auch das Lenkmoment. Ein großer positiver Nachlaufwinkel führt bei

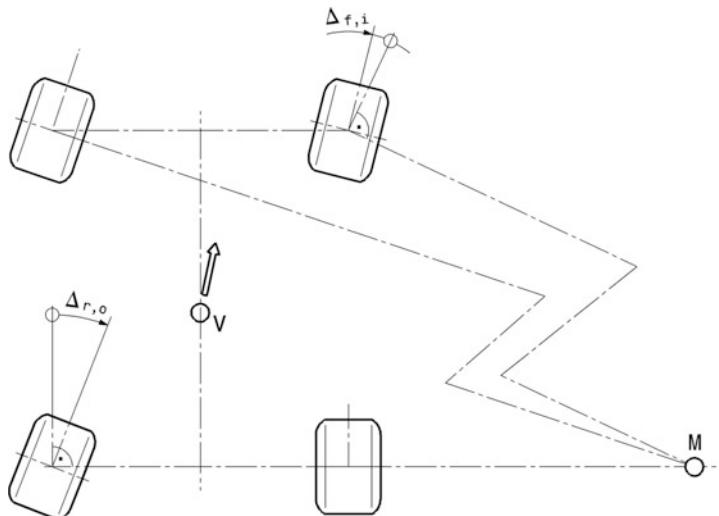


Abb. 2.27 Vorspurwinkel $\Delta_{f,i}$ und $\Delta_{r,o}$ zur Verbesserung des Gütegrades der Seitenkraftverteilung bei gleichzeitiger Förderung der Untersteuerungstendenz, nach [10]

Erhält das kurveninnere Vorderrad und das kurvenäußere Hinterrad eine Vorspur erhöht sich der Gütegrad der Seitenkraftverteilung. Vor allem an der Hinterachse kann damit das Fahrverhalten in Richtung neutral oder sogar untersteuernd eingestellt werden

Kurvenfahrt am kurvenäußersten Rad zu einer Sturzänderung Richtung negativer Werte. Dieser Effekt wird durch große Spreizungswinkel verstärkt. Beim Einlenken ist diese rasche Sturzänderung im Prinzip vorteilhaft, kann aber auch in weiterer Folge zu nicht linearem Untersteuern führen. Deshalb wird ein Kompromiss zwischen der nachlaufbedingten Sturzänderung beim Lenken und jener durch Wanken des Wagenaufbaus gesucht. Durch aerodynamische Abtriebskräfte wird die Radlast erhöht und damit das Lenkmoment. Daher wird bei Rennfahrzeugen mit starken aerodynamischen Hilfen der Nachlaufwinkel sehr klein gewählt. Die Obergrenze bei Schürzenfahrzeugen der Formel 1 in den 1980er-Jahren lag unter 2° [9]. Übliche Werte finden sich im Bereich 2 bis 6° .

Ein großer Nachlaufwinkel sorgt bei Karts in Verbindung mit einem großen Lenkrollradius für das (gewollte) Absenken des kurveninneren Vorderrads und gleichzeitig für das Anheben des Außenrads. Das erleichtert dem Fahrer das Anheben des kurveninneren Hinterrads. Karts haben ja hinten eine Starrachse und kein Differenzial. Diese Konstellation führte in engen Kurven zu starkem Untersteuern, blieben beide Räder auf der Fahrbahn. Der Nachlaufwinkel liegt bei Karts daher im Bereich 12 bis 17° .

An Fahrzeugen mit beweglicher Radaufhängung hebt das hintere Rad durch einen großen Nachlauf nicht ab und die Radlasterhöhung unterstützt vorteilhaft den Gripaufbau des durch die Radlastverlagerung benachteiligten kurveninneren Rads in engen Kurven. Damit kann ein Untersteuern in dieser Fahrsituation bekämpft werden.

Spreizung Für kleine bzw. negative Lenkrollradien sind große Spreizungswinkel erforderlich. Um die Sturzänderung beim Lenken gering zu halten wird an Rennfahrzeugen die Spreizung klein gehalten. Dies umso mehr je breiter die Reifen sind. Die Winkel an Formel-1-Bodeneffektfahrzeugen mit Schürzen lagen bei $1,5^\circ$ [9]. Übliche Werte liegen um 7° , wobei kleinere Winkel besser sind [11].

Bei Pkw wird gerne ein negativer Lenkrollradius vorgesehen, weil dieser stabilisierend beim Bremsen wirkt. Wird nämlich mit links und rechts stark unterschiedlichen Reibverhältnissen der Fahrbahn gebremst, entsteht ein unfallträchtiges Giermoment (s. Anhang). Ein negativer Lenkrollradius erzeugt auf der Seite mit mehr Reibung ein Lenkmoment, das dieser Gierbewegung (ohne Fahrereinfluss) entgegenwirkt. Ein ähnlicher Effekt wirkt sich auch vorteilhaft bei diagonaler Bremskreisaufteilung bei Ausfall eines Bremskreises aus. Bei einem Rennfahrzeug soll der Lenkrollradius möglichst wenig von Null abweichen, damit störende Einflüsse auf die Lenkung vermieden werden. Ein negativer Lenkrollradius hat vor allem für einen Rennfahrer den Nachteil, dass bei einseitig wirkender Bremse die Lenkung zur Seite mit der geringeren Reibung zieht und zwangsläufig eine Fehleinschätzung des Fahrers hervorruft. Dieser wird ja darauf reagieren und genau in die falsche Richtung gegenlenken, also die beginnende Gierbewegung verstärken [1].

Der Spreizungswinkel ist auch für die Lenkungsrückstellung eine wichtige Größe, siehe Abschn. 5.2.2 *Lenkung*.

Brems- und Anfahrnickausgleich *Anti Dive and Anti Squat*

Die Trägheitskraft des Fahrzeugs bewirkt beim Bremsen und Beschleunigen eine Nickbewegung des Aufbaus. Beeinflusst wird diese Bewegung durch die Verzögerung bzw.

Beschleunigung, die Schwerpunktshöhe, die Steifigkeit der Aufbaufedern, den Radstand und Fahrwerkgeometrie. Beim Fahrwerk ist die Lage der Nickpole von entscheidender Bedeutung. Eine starke Nickbewegung ist vor allem für Fahrzeuge mit Flügeln und Bodeneffekt störend, weil sich dadurch zwangsläufig der Anstellwinkel der Strömung sowie der Bodenabstand und damit die Abtriebskräfte ändern.

Die Abstützung der Bremskräfte einer Achse erfolgt durch den gedachten Lenker, der sich um den Nickpol dreht. Die Abstützkraft geht also durch den Radaufstandspunkt und durch den Nickpol. Den Winkel, den der Kraftvektor mit der Fahrbahn einschließt, nennt man Bremsabstützwinkel ϵ bzw. Anfahrabstützwinkel oder Schrägfederungswinkel (*diagonal springing angle*) χ .

An den Nickpolen stützen sich also die Achsen in Längsrichtung am Aufbau ab und außerdem die durch die Bremskraft F_B hervorgerufenen Momente. Voraussetzung hierfür ist, dass die Momente in der Radaufhängung selber entstehen, also die Bremse sich außen im Rad befindet.

Linke und rechte Aufhängung sind im Allgemeinen gleich, so dass die durch die momentane Stellung der Lenker bestimmten Pole beidseitig die gleiche Lage haben und von einer Nickachse O_f vorn gesprochen werden kann sowie einer hinteren O_r . Befindet sich O_f hinter der Vorderachse, so erfolgt beim Bremsvorgang ein Hochdrücken des tauchenden Bugs. Ein vor der Hinterachse liegendes O_r sorgt für ein Herunterziehen des ausfedernden Hecks. Wandert die Nickachse ins Unendliche (d. h. sie ist praktisch nicht vorhanden), erfolgt die Längskraftabstützung in den Radmitten, was auch für den Fall der innen (am Ausgleichsgetriebe) angeordneten Bremse zutrifft. Hier kann dem Bremstauchen durch gleichgerichtetes Schrägstellen der beiden Doppel-Querlenker begegnet werden, (Abb. 2.28). Wie aus dem Bild ersichtlich, bewirkt die als $F'_{W,X,b}$ von der Radmitte senkrecht zur Spreizachse verschobene Bremskraft in den Lenken die Reaktionskräfte $F_{E,x}$ und $F_{G,x}$, die (bedingt durch die Schräglage) die senkrechten Komponenten $-F_{E,z} = F_{E,x} \cdot \tan(\alpha)$ und $-F_{G,z} = F_{G,x} \tan(\beta)$ hervorrufen. Kräfte in einer Wirkungsrichtung müssen Null sein, d. h., $+F_{E,z}$ und $+F_{G,z}$ wirken dem Einfedern des Vorderwagens entgegen. Zwei in dieser Weise schräg liegende Lenker haben wohl den Vorteil keiner Nachlaufänderung, aber den Nachteil, beim Einfedern nach vorn auszuweichen (also in Richtung des Hindernisses). Eine derartige Lenkeranordnung ermöglicht fast 100 % Bremsnickausgleich.

Bei außenliegender Bremse ist ebenfalls ein Schrägstellen der Lenker erforderlich, um ein Nickzentrum und somit Reaktionskräfte in Hochrichtung zu bekommen; beide Lenker müssen jedoch gegeneinander verschränkt sein, (Abb. 2.29). Der linke Bildteil zeigt die Statik mit der (gegenüber der Anordnung mit innenliegender Bremse) deutlich größer gewordenen Komponente $F_{G,z}$ hervorgerufen durch die bei außenliegender Bremse höhere Kraft $F_{G,x} = F'_{W,X,b} + F_{E,x}$ (bei sich innen befindender Bremse war ja $F_{G,x} = F'_{W,X,b} - F_{E,x}$).

Die Forderung nach Verringerung des Bremstauchens verlangt eine dicht am Rad und möglichst hoch liegende Nickachse; beides hat jedoch eine starke Nachlaufänderung zur Folge. Für die Vorderachse muss deshalb ein Kompromiss zwischen günstiger Lage und vertretbarer Änderung gefunden werden, an Hinterachsen dagegen sieht es anders aus. Hier können die Nickpole O_r dicht vor die Achse gelegt werden. Die mit dem Nickzentrum

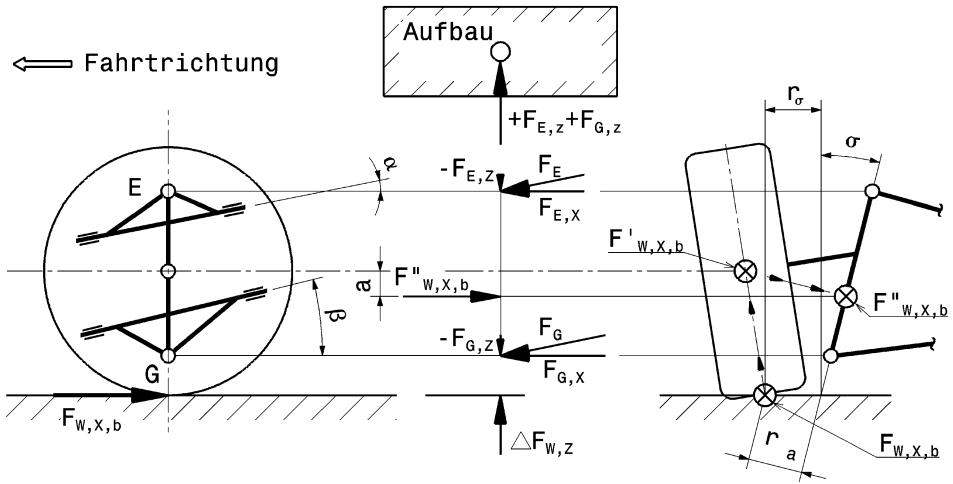


Abb. 2.28 Nickpol bei innenliegender Bremse, nach [14]

Befindet sich die Vorderradbremse innen am Ausgleichsgetriebe, so kann dem Bremstauchen durch gleichgerichtetes Schrägstellen der Lenker entgegengewirkt werden (links). Die Bremskraft ist dabei als um den Betrag a unter der Radmitte liegend zu betrachten (rechts). Da das Radlager keine Momente in der Radebene überträgt, d. h. das Rad und der Radträger sind keine starre Einheit, ist die Bremskraft $F'_{W,X,b}$ in der Radmitte zu betrachten. Es entsteht das Moment $M_b = F'_{W,X,b} \cdot r_a$. Die Bestimmung der Kräfte $F_{E,x}$ und $F_{G,x}$ in den Radgelenken E und G erfordert ein weiteres Verschieben senkrecht zur Spreizachse; $F_{W,X,b}$ kommt dadurch als $F''_{W,X,b}$ um den Betrag $a = r_a \cdot \sin(\sigma)$ unter der Radmitte (r_{dyn}) zu liegen

Der Bremsabstützwinkel ergibt sich bei dieser Zuordnung zu $\chi = (\alpha + \beta)/2$

verbundenen Radstandsänderung dürfte auf das Fahrverhalten keinen Einfluss haben; als Beweis können die Renault-Pkw-Modelle (R4, 5 und 6) dienen, bei denen links und rechts unterschiedliche Radstände vorhanden waren [15].

Werden die beim Bremsen bzw. Beschleunigen auf das Gesamtfahrzeug wirkenden Kräfte betrachtet, so ergibt sich eine Möglichkeit den Brems- bzw. Beschleunigungsausgleich k_e bzw. k_χ zu bestimmen.

Die aus der Trägheit des Wagens resultierende Gesamtbremskraft ist:

$$F_B = m_{V,t} \cdot a_x \quad (2.13)$$

F_B Gesamtbremskraft, N

$m_{V,t}$ Gesamtmasse des Fahrzeugs, kg

a_x Verzögerung, m/s²

Diese ruft an den Reifen der Vorderachse die Bremskraft $F_{W,X,B,f}$ bzw. an der Hinterachse $F_{W,X,B,h}$ hervor, (Abb. 2.30 und 2.31)

Der Zahlenwert für den auf die Achse bezogenen Bremsnickausgleich aus (Abb. 2.31) entspricht auch dem Beschleunigungsausgleich k_χ , wenn das Antriebsmoment nicht über die Radaufhängung abgestützt wird, was ja durch rahmenfeste Achsgetriebe im Allgemeinen der Fall ist.

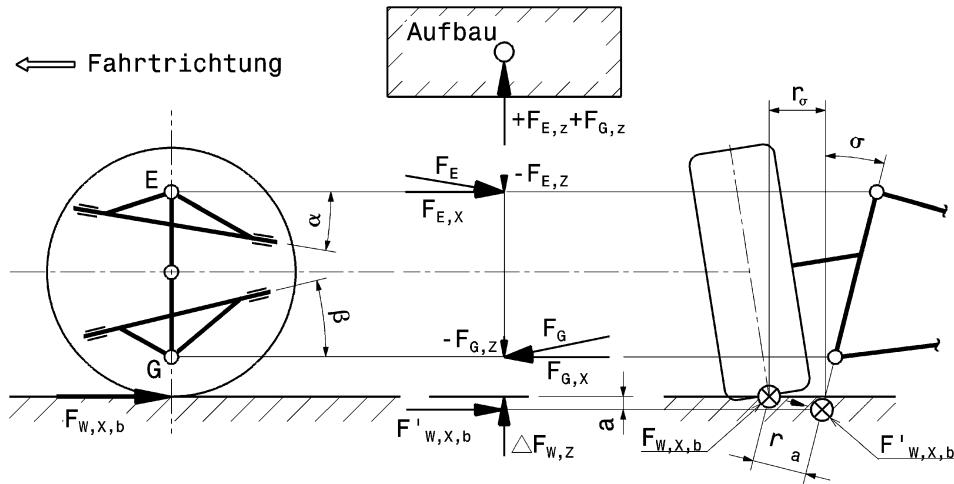


Abb. 2.29 Nickpol bei Lage der Bremse im Rad, nach [14]

Zur Verringerung des Bremstauchens sind bei außen liegender Bremse die Lenker gegeneinander zu verschränken (links). Ausgehend von der um a unter dem Boden liegenden Bremskraft $F'_{W,x,b}$ sind die Kräfte $F_{E,x}$ und $F_{G,x}$ zu bestimmen. Die dem Tauchen des Vorderwagens entgegenwirkenden Komponenten sind dann $+F_{E,z}$ und $+F_{G,z}$.

Durch die Bremszange bilden das Rad und der Radträger beim Bremsen eine starre Einheit (rechts). Um die Reaktionskräfte in den Radgelenken E und G bestimmen zu können, ist die Bremskraft $F_{W,x,b}$ als $F'_{W,x,b}$ senkrecht auf die Spreizachse zu verschieben; diese kommt um $a = r_a \cdot \sin(\sigma)$ unter dem Boden zu liegen bzw. über diesem bei negativem Lenkrollhalbmesser

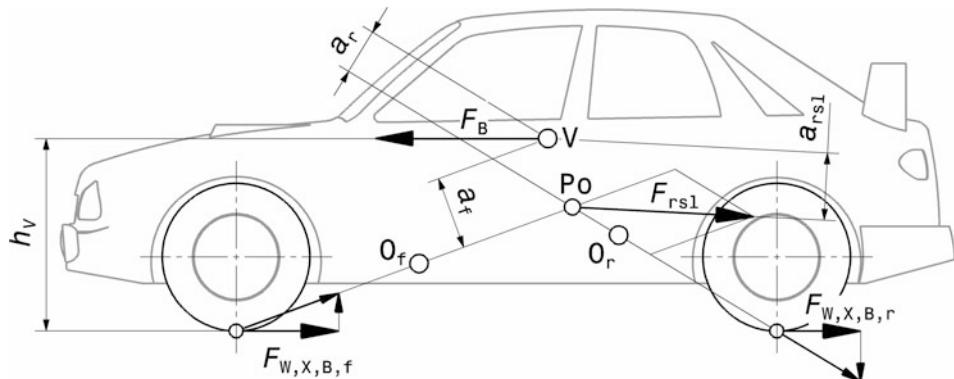


Abb. 2.30 Berechnung des Bremsnickausgleichs k_e in Prozent bei Außenbordbremse

$$k_{e,ges} = \frac{F_{rs1}(h_v - a_{rsl})}{F_B \cdot h_v} \cdot 100\%$$

$$k_{e,f} = \frac{h_v - a_f}{h_v} \cdot 100\%$$

$$k_{e,r} = \frac{h_v - a_r}{h_v} \cdot 100\%$$

V Fahrzeugschwerpunkt

O_f , O_r Nickpol Vorder- bzw. Hinterachse

P_0 Nickpol des Aufbaus

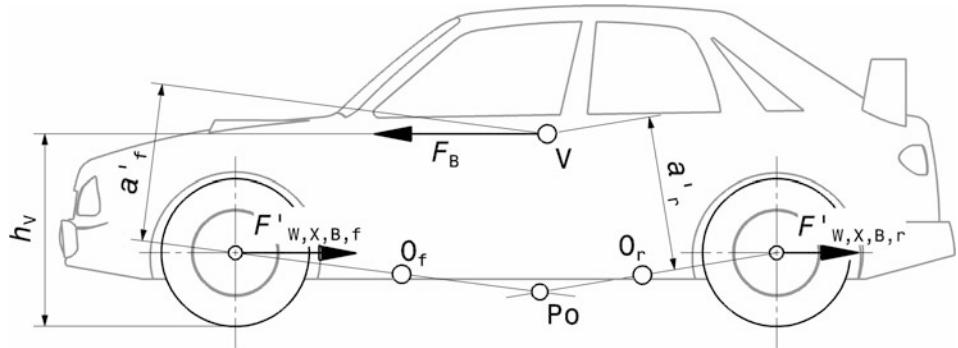


Abb. 2.31 Berechnung des Bremsnickausgleichs k'_e in Prozent bei Innenbordbremse

$$k'_{e,f} = \frac{h_v - d'_f}{h_v} \cdot 100\%$$

$$k'_{e,r} = \frac{h_v - d'_r}{h_v} \cdot 100\%$$

O_f, O_r Nickpol Vorder- bzw. Hinterachse

Po Nickpol des Aufbaus

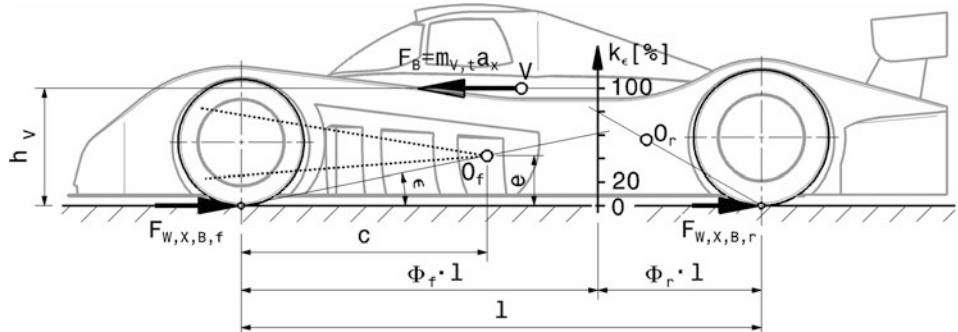


Abb. 2.32 Grafische Ermittlung des Bremsnickausgleiches, nach [16]

Abb. 2.32 zeigt ein rein grafisches Verfahren zur Ermittlung des Ausgleichgrads.

Der Radstand wird entsprechend der Aufteilung der Bremskräfte geteilt und an dieser Stelle eine senkrechte Gerade eingetragen. Der Abstand h_v von der Fahrbahn zum Fahrzeugschwerpunkt entspricht 100 % Bremsnickausgleich. Der Schnittpunkt der Geraden durch Radaufstandspunkt und Nickpol mit der Senkrechten liefert den Prozentsatz des Nickausgleichs für diese Achse. Im gezeigten Beispiel weist die Vorderachse 60 % und die Hinterachse 80 % Bremsnickausgleich auf.

$$k'_{e,f} = \Phi_f \cdot l \frac{1}{h_v} \cdot \frac{e}{c} \quad (2.14)$$

$k'_{e,f}$ bzw. r Bremsnickausgleich vorne bzw. hinten, – bzw. %, je nach dem ob Φ dimensionslos oder in %

Φ_f bzw. r	Vorder- bzw. Hinterachsbremskraftanteil, – bzw. %
$\Phi_f = F_{W,X,B,f} / F_B$ (mal 100 in %) und $\Phi_r = 1 - \Phi_f$ bzw. $100 - \Phi_f$	
ϵ	Bremsabstützwinkel, $^{\circ}$. $\epsilon = \arctan(e/c)$
e, c, h_v, l	Strecken, mm. (Siehe Abb. 2.32)

Ein Bremsnickausgleich von 100 % für eine Achse bedeutet, dass die Vorderachse beim Bremsen nicht einfedert und die Hinterachse nicht ausfedert. Liegt der Wert für die Hinterachse über 100 %, so wird die Trägheitsbewegung überkompensiert und der Wagen senkt sich hinten beim Bremsen ab.

Bei den meisten Rennfahrzeugen ist die Bremskraftaufteilung zwischen Vorder- und Hinterachse vom Fahrer verstellbar. Bei einer Verstellung der Bremskraftaufteilung ändert sich der Bremsnickausgleich entsprechend mit. Die Reaktionskräfte des Nickausgleichs wachsen mit den Bremskräften vergleichbar mit. Bei Fahrzeugen mit hohem Abtrieb können in der Anfangsphase der Bremsung enorme Bremskräfte erzeugt werden, die je nach Nickausgleich entsprechende Reaktionskräfte in das Fahrwerk einleiten. Das führt zu erhöhter Gelenksreibung und verminderter Federungswirkung – das Fahrwerk bewegt sich im Extremfall gar nicht mehr. Professionelle Rennfahrer nutzen das Nicken zum Einschätzen der Bremsverzögerung [17]. Aus diesem Grund werden bei Rennfahrzeugen höchstens 30 % Bremsnickausgleich vorgesehen. An Formelwagen und Sportprototypen wird praktisch gar kein Ausgleich angewandt, an Tourenwagen mit Frontmotor etwa 20 bis 30 % [18]. Ein zu starker Nickausgleich (über 50 %) behindert tatsächlich ja die Aufbaufederung und erhöht dadurch besonders in welligen Bremszonen die Radlastschwankung mit der Folge, dass die Vorderreifen zum Blockieren neigen. Eine weitere Erscheinung des verschlechterten Bodenkontakts ist Untersteuern beim Einlenken auf der Bremse (*trial braking*).

Bei Pkw finden sich Bremsnickausgleichswerte zwischen 14 bis 48 % vorne und 40 bis 120 % hinten.

Wie beim Bremsen kommt es auch beim Beschleunigen zu einer Achslastverlagerung und einem Nickmoment. Nur in dem Fall nach hinten und damit zum Einsacken des Hecks. Dadurch kommt es zu einer unerwünschten Sturzänderung der Antriebsräder. Die Lage des Nickpols O_r der Hinterachse beeinflusst die Ausgleichswirkung der Reaktionskräfte. Die Ermittlung des Ausgleichgrads erfolgt daher grundsätzlich wie beim Bremsvorgang, nur mit dem Unterschied, dass nur eine Achse Kräfte aufnimmt und dass diese Kräfte auf die Radmitte wirken, weil das Moment der Gelenkwellen am Aufbau und nicht am Fahrwerk abgestützt wird (also wie bei einer innen liegenden Bremse). (Abb. 2.33) erläutert ein grafisches Verfahren.

Analog zu Abb. 2.32 wird der Radstand l gemäß der Aufteilung der Antriebskräfte $F_{X,A,r}$ geteilt. Im Fall des hier vorliegenden Einachsantriebs wird die senkrechte Gerade direkt am Radaufstandspunkt der Vorderachse aufgetragen. Die Höhe h_v bis zum Fahrzeugschwerpunkt V repräsentiert 100 % Anfahrnickausgleich, d. h. der Wagen bleibt beim Beschleunigen parallel zur Fahrbahn. Eine Parallele zur Geraden durch den Nickpol O_r und den Radmittelpunkt der Hinterachse schneidet die Senkrechte im entsprechenden Ausgleichswert. Im Beispiel sind das 80 % Anfahrnickausgleich.

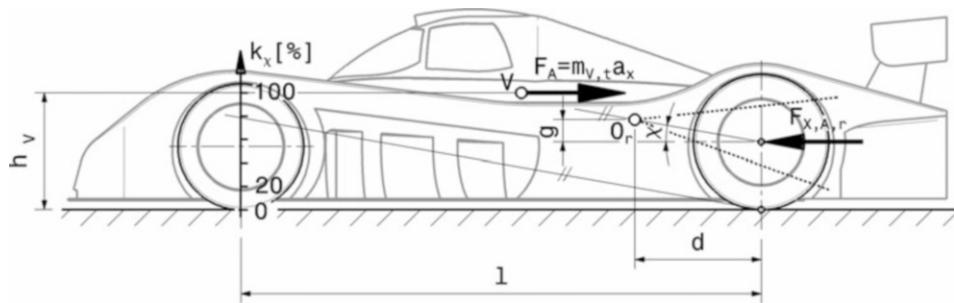


Abb. 2.33 Grafisches Verfahren zur Ermittlung des Anfahrnickausgleichs

$$k_x = \frac{l}{h_V} \cdot \frac{g}{d} \quad (\text{mal } 100 \text{ in \%}) \quad (2.15)$$

- k_x Anfahrnickausgleich, – bzw. %
- g, d Strecken, mm. (Siehe Abb. 2.33)
- χ Anfahrbstüzwinkel, °
- $\chi = \arctan(g/d)$

Liegt der Nickpol O_r oberhalb der Radmitte, erfolgt beim Beschleunigen ein Ausgleich der einsackenden Trägheitsbewegung durch das Hochdrücken des Hecks. Befindet sich der Nickpol jedoch unterhalb der Radmitte, wird das Heck beim Anfahren zusätzlich heruntergezogen. Anders als an der Vorderachse stört ein hoher Nickpol an der Hinterachse beim Einfedern nicht. Das Rad schwingt beim Ausweichen einer Bodenwelle nach hinten, also im Sinne einer Nachgiebigkeit von der Erhebung weg. Dennoch wird an Rennfahrzeugen der Nickausgleich nicht zu hoch installiert, weil zu hohe Reaktionskräfte die ausgleichende Wirkung einer federnden Achse aufheben und die Traktion der Reifen darunter leidet (Last-, Leistungsübersteuern). Der aufstandsflächenmindernde Sturz darf dabei beim Einfedern allerdings nicht zu groß werden. Der angestrebte Ausgleichsgrad ist abhängig vom Leistungsge wicht (Motorleistung/Fahrzeugmasse) des Wagens und überschreitet kaum 20 %. Mit abnehmendem Leistungsgewicht nimmt auch der Bedarf nach einem Anfahrnickausgleich ab.

Radhubkinematik Kinematics of Wheel Travel

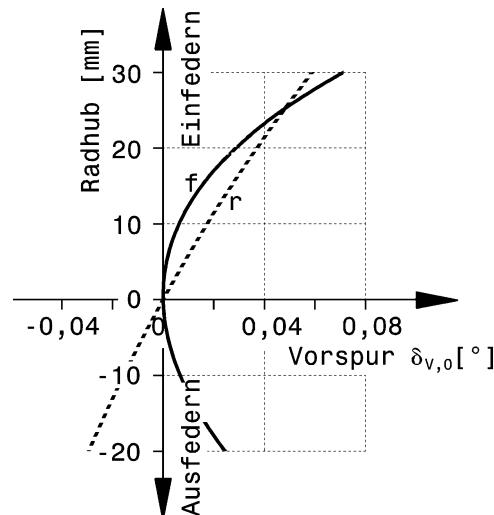
Die maximale Radhubbewegung beträgt bei Rallyefahrzeugen etwa 300–500 mm, bei Rundstreckenfahrzeugen meist nur 25–50 mm. Dadurch ist bei letzteren der Einfluss des Radhubes auf die Stellung des Reifens vergleichsweise gering. Dennoch muss die Tendenz der Radstellungsänderung das gewünschte Fahrverhalten hervorrufen, damit man sich dem physikalischen Optimum nähern kann.

Ebenso können allgemein nur tendenzielle Aussagen gemacht werden, welcher Verlauf geometrischer Kennwerte gut und welcher schlecht ist. Erst recht gilt das natürlich für Zahlenwerte. Trotzdem folgen nachstehend einige Diagramme mit beispielhaften Auslegungen.

Vorspur Für Pkw gilt grob: An der Hinterachse soll beim Einfedern (äußeres Rad beim Wanken) bei maximalen Federweg keine Vorspuränderung auftreten. Bei Kurvenfahrt kann eine Vorspuränderung jedoch hilfreich sein untersteuerndes also dynamisch stabiles Fahrverhalten zu erzielen: Bei 3000 N Reifenseitenkraft, die etwa 30 mm in Fahrtrichtung hinter dem Radaufstandspunkt wirkt,¹⁰ soll an der Hinterachse die Vorspuränderung des kurvenäußeren Rads ca. $0,3^\circ$ betragen und an der Vorderachse 0° . Die Hinterachse ist in dem Zusammenhang die wichtigere. Ein unerwünschtes Eigenlenken der Hinterachse ist für den Fahrer viel schwerer zu kompensieren als jenes der Vorderachse, die ja durch die Lenkung direkt vom Fahrer beeinflusst wird. Letzteres gilt auch besonders bei Rennfahrzeugen, die ja hohe Geschwindigkeiten erzielen und für ruhiges Fahrverhalten eine stabile Hinterachse benötigen (Rennfahrer spüren Vorspuränderungen ab $0,15^\circ$ an der Hinterachse). Eine Ausnahme liefert ein Fahrzeug, das beim Bremsen instabil wird: Hier kann eine Spuränderung in Richtung Vorspur beim Ausfedern Abhilfe schaffen.

Starke Vorspuränderungen beim Federn erhöhen auch den Reifenverschleiß. Dies ist vor allem bei Langstreckenfahrzeugen bedeutend, weil sich dadurch die Reifenwechselintervalle merklich verkürzen. Das wiederum ist ein Aspekt, der rennentscheidend sein kann. Allgemein soll sich der Vorspurwinkel maximal zwischen 0,009 und $0,017^\circ$ pro 10 mm Radhub ändern. (Abb. 2.34) zeigt typische Verläufe von Vorspuränderungen#.

Abb. 2.34 Akzeptable Vorspuränderung beim Federn
Die Werte gelten für Rennreifen auf Asphalt und stellen den Verlauf für das Vorderrad (f) und das Hinterrad (r) dar



¹⁰Im Kap. 1 Reifen, 2.3 Einfluss auf das Fahrverhalten findet sich eine allgemeine Abschätzung unter Schräglauf.

Sturz Der Sturzwinkel ändert sich beim (einseitigen und beidseitigen) Einfedern, beim Wanken, beim Lenken und durch Verformungen unter Seitenkräften. Der zulässige Sturzwinkel hängt vom Reifenfabrikat, vom Leistungsgewicht, vom Einsatz (angetrieben/nicht angetrieben) der Reifen und von der Aerodynamik ab. Der Sturzwinkel soll sich nur wenig über dem Einfederweg des Rades ändern und wenn, dann soll der negative Winkel beim Einfedern dem Betrag nach größer werden. Dadurch wird auch eine Sturzänderung durch die Wankbewegung des Wagenkastens, hervorgerufen durch Federbewegung der Reifen, kompensiert. Bei breiten Reifen soll die Sturzänderung geringer ausfallen als bei schmalen. Ebenso soll die Änderung mit zunehmendem Leistungsgewicht (kW/kg) des Fahrzeugs abnehmen.

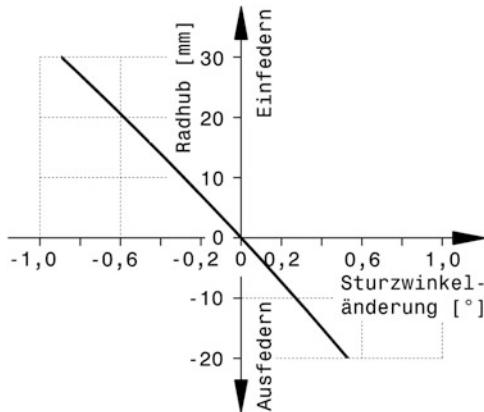
Bei Kurvenfahrt ist das einfedernde Rad das stärker belastete kurvenäußere, das somit mehr Seitenkraft durch Schräglauf übertragen kann. Ein negativer Sturz kompensiert die Deformation der Reifenseitenwand und vergleichmäßigt die Belastung der Reifenaufstandsfläche, wodurch mehr Seitenkraft aufgebaut werden kann. Das ausfedernde Rad soll normal zur Fahrbahn bleiben ($\text{Sturzwinkel} = 0^\circ$). Ein übermäßig großer Sturzwinkel verschlechtert die Situation jedoch, weil dann die Reifenaufstandsfläche teilweise von der Fahrbahn abhebt und die mögliche Seitenkraft durch Schräglauf nicht erreicht werden kann.

Beim Wanken des Wagenkastens soll der Sturz des einfedernden Rads innerhalb der für den gewählten Reifen zulässigen Grenzen bleiben bei weniger als 1° Änderung pro 1° Rollwinkel des Wagens bzw. ca. 25 mm Radfederweg. Das dabei ausfedernde Rad soll seinen Sturz nicht ändern.

Für Radialreifen kann die Sturzänderung tendenziell kleiner sein als für Diagonalreifen [9]. Allerdings wird in Konstruktionslage bei Radialreifen mehr (statischer) Sturz eingestellt. (Abb. 2.35) zeigt einen typischen Verlauf der Sturzänderung.

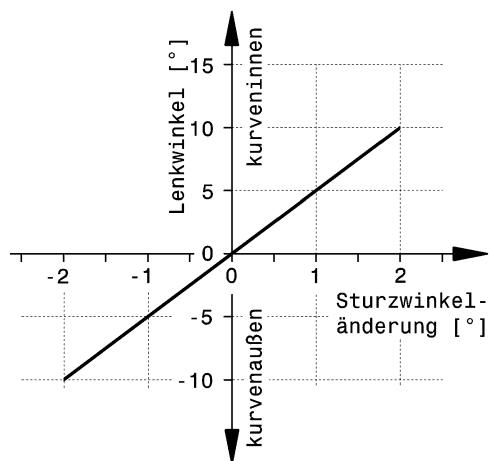
Bei Fahrzeugen, die für hohe Querbeschleunigung ausgelegt werden, soll die Sturzänderung beim Rollen des Wagenkastens innerhalb der zulässigen Sturzwerte bleiben. In Abb. 2.36 ist ein akzeptabler Einfluss des Lenkens auf den Sturzwinkel zu sehen. Dieser Einfluss der Lenkbewegung ist der Grund, dass die Sturzänderung an der Hinterachse größer sein soll als an der Vorderachse. Bei der Kurvenfahrt erhalten die Vorderräder durch den Lenkeinschlag zusätzlich eine Sturzzunahme wegen der geneigten Anordnung der Spreizungsachse. Ziel muss es jedoch sein, dass die absoluten Sturzänderungen über Radhub bzw. Wankwinkel vorne und hinten gleich sind, damit der Wagen sein Fahrverhalten nicht ändert.

Bei Rundenzeitensimulationen wird festgestellt, dass sich ein Querkraftgewinn der Reifen wesentlich vorteilhafter als ein Längskraftgewinn auswirkt. Bei gleicher Größenordnung des Kraftzuwachses liegt das Verhältnis der Laufzeiteinsparungen auf einem durchschnittlichen Rundkurs bei 4 zu 1 [19]. Auf klassischen Rundstrecken fällt

**Abb. 2.35** Brauchbare Sturzänderung beim Federn

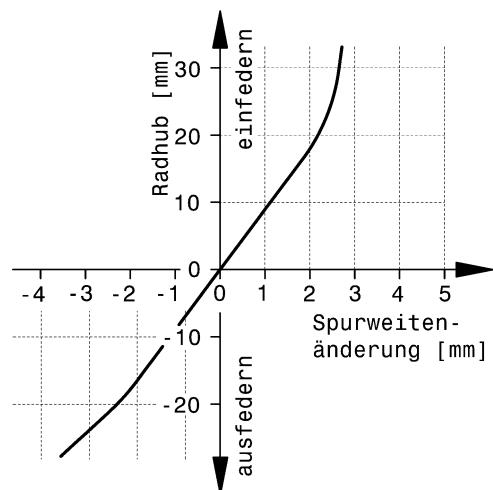
Aufgetragen ist die Abweichung vom eingestellten Sturzwinkel in Konstruktionslage. Der gezeigte Verlauf ist für Vorder- und Hinterräder brauchbar. Beim Einfedern vergrößert sich der Sturz zur negativen Seite hin, d. h. war er -3° beim Radhub 0 mm, so wird er ca. -4° beim Radhub 30 mm. Das ausfedernde Rad ist beim Kurvenfahren das innere, das im (theoretischen) Idealfall die gleiche Neigung annimmt wie das äußere Rad – der Sturzwinkel darf also gegen 0° gehen oder sogar positiv werden

Abb. 2.36 Akzeptable Sturzänderung beim Lenken
 Durch den Spreizungswinkel ändert sich beim Lenken zwangsläufig der Sturz. Näheres dazu siehe Kap. 5 Lenkung



die Wahl des Sturzes an der Vorderachse somit leichter: Ein großer Sturzzuwachs beim Wanken oder wenigstens ein statischer negativer Sturz, der die Kurvenfahrt unterstützt, ist hilfreicher als ein Sturzwinkel von 0° , der beim Bremsen die ideale Reifenstellung darstellt.

Abb. 2.37 Akzeptable Spurweitenänderung eines Rads beim Federn
 Vor allem beim stärker belasteten einfedernden Rad soll die Änderung der Spurweite gering bleiben. Beim Ausfedern ist die Situation etwas entschärft, weil dieses Rad entlastet ist und weniger zur Seitenführung beiträgt als das gegenüberliegende Rad



Spurweite Für die Fahrwerkskonstruktion ist die Änderung der Spurweite über dem Radhub interessant. Ändert sich die Spurweite beim Federn, so bewegt sich der Reifen quer zu Fahrtrichtung und ruft so eine Seitenkraft über Schräglauf hervor. Das verschlechtert den Geradeauslauf, erhöht den Rollwiderstand und kann die Lenkung beeinflussen. Beim einseitigen Einfedern bewirkt dies im Extremfall eine Lenkwirkung dieses Rads. Die Spurweite bleibt also idealerweise beim Federn konstant. Einen annehmbaren Verlauf der Spurweitenänderung zeigt (Abb. 2.37).

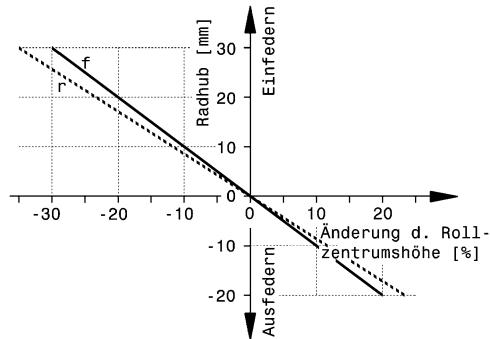
Rollzentren (Wankz.) Die Lage der Rollzentren beider Achsen in Konstruktionslage und beim Federn ist mehrfach interessant, beeinflussen die Pole doch Sturz-, und Spurweitenänderungen sowie Radlastverlagerungen und damit das Eigenlenkverhalten eines Fahrzeugs.

Bei der Auslegung eines Fahrwerks wird zuerst das vordere Wankzentrum – diktiert von der Spurweitenänderung – festgelegt und dann das hintere.

Das Wankzentrum soll beim gleichseitigen Einfedern mit dem Schwerpunkt absinken. Dadurch bleibt das Wankmoment hervorgerufen durch die Trägheitskraft konstant und Aufstützeffekte der Radlenker klein.

Zur Erzielung hoher Spurtreue (vor allem bei seitensteifen Reifen) sollen die Querpole weit weg von der Radebene und die Rollzentren nahe oder auf der Fahrbahn liegen. Dies ist vor allem für Fahrzeuge, die auf Schlechtwegestrecken oder unbefestigten Straßen fahren, bedeutend. Außerdem soll sich das Wankzentrum beim Federn nicht durch den Reifenaufstandsbereich bewegen. Das bewirkt eine für den Fahrer irritierende plötzliche Än-

Abb. 2.38 Akzeptable Änderung der Rollzentrumshöhe beim gleichseitigen Federn Verlauf für die Vorderachse (f) und die Hinterachse (r). Die Rollzentren wandern in der Höhe tendenziell mit dem Fahrzeugschwerpunkt mit



Tab. 2.3 Typische Werte für statische Rollzentrumshöhen h_{Ro}

Fahrzeug	Pkw ^a	Indy Car ^b	IMSA GTS ^b	Formel Ford ^b	Sportprototyp
$h_{Ro,f}$, mm	30 bis 100	15	-2,5	-26	15
$h_{Ro,r}$, mm	60 bis 130	18	12,5	26,6	40
Indizes:	f vorne, r hinten		positive Werte über der Fahrbahn		

^a[14], ^b [20]

derung des Fahrverhaltens. (Abb. 2.38) stellt einen brauchbaren Verlauf der Höhenänderung von Rollzentren dar. Typische Zahlenwerte stellt (Tab. 2.3) zur Verfügung.

Wankachse Die Wankachse soll bei Pkw nach hinten leicht ansteigen. Dann können Anteile der Aufbaudämpfung zur Dämpfung der Fahrzeuggierbewegung genutzt werden [14]. Diese früher zur Wahrung der Stabilität allgemein empfohlene Lage (z. B. [21]) gilt nur für Fahrzeuge mit Starrachsen hinten und solche mit dem Motor vorne. Allgemein soll die Wankachse bei Fahrzeugen mit Einzelradaufhängung vorne und hinten möglichst parallel zur Hauptträgheitsachse in Längsrichtung liegen mit dem Ziel gleiche Radlaständerungen an Vorder- und Hinterachse zu erreichen¹¹ (neutrales Fahrverhalten) [15].

Beim gleichseitigen Federn soll die Wankachse wie der Schwerpunkt absinken. Reine Hubbewegungen beeinflussen dann das Fahrverhalten nicht und das Fahrzeug bleibt stabil. Ein einfacher aber solider Ansatz ist, mit einer Fahrwerkauslegung zu beginnen, bei der die Wankachse beim Wanken sich nicht ändert. Bei Einzelradaufhängungen lässt sich darüber hinaus keine direkte Empfehlung geben. Entscheidend ist vielmehr wie sich die Radstellung beim Wanken ändert. Dies soll zusammenfassend an Hand eines einfachen Modells mit Starrachsen anschaulich dargelegt werden, (Abb. 2.39). Dieses Fahrzeug weist eine horizontale Wankachse R_a auf, die durch die Wankzentren Ro_f und Ro_r der Vorder- und Hinterachse geht. Entscheidend für das Fahrverhalten ist jedoch nicht die Lage der

¹¹Genaueres siehe Abschn. 2.1 Begriffe: Wankachse.

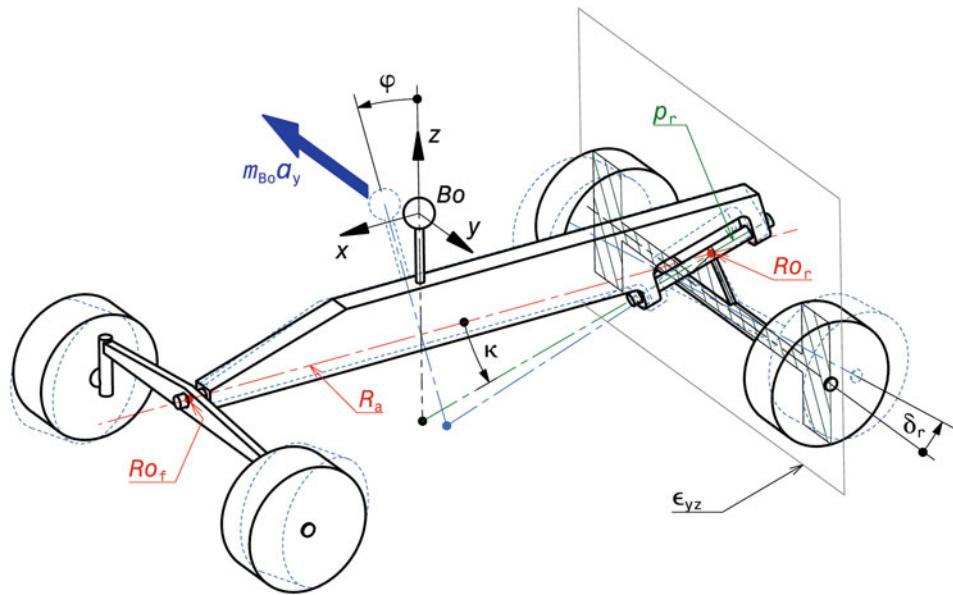


Abb. 2.39 Zur Lage der Wankachse

Einfaches Fahrzeugmodell bei Geradeausfahrt. Die Situation für eine Linkskurve ist gepunktet in hellblau dargestellt

Bo Aufbauschwerpunkt, Ro_f bzw. Ro_r Wankzentrum vorne bzw. hinten, R_a Wankachse, p_r Momentandrehachse hinten, φ Wankwinkel, κ Winkel zwischen R_a und p_r , δ_r Lenkwinkel hinten, ϵ_{yz} Querebene, m_{Bo} Aufbaumasse (gefederete Masse), a_y Querbeschleunigung

Mit den dargestellten Orientierungen der Winkel gilt: $\delta_r = \kappa\varphi$ (alle Winkel im Bogenmaß) [7]

An der Hinterachse ist zusätzlich die Konstruktion des Wankzentrums Ro_r dargestellt. Es ist der Schnittpunkt der Querebene ϵ_{yz} durch die Radmitte mit der Momentandrehachse p_r der Hinterradaufhängung

Wankachse, sondern das Verhalten der Radaufhängungen beim Wanken. Das Fahrzeug weist Pendelachsen auf, wodurch die Pole zwischen Aufbau und Radaufhängung mit den Wankzentren (= Momentanpole zwischen Aufbau und Fahrbahn) zusammenfallen. Die hintere Radaufhängung schwenkt jedoch um eine Drehachse p_r , die einen Winkel κ zur Wankachse R_a einschließt. Bei einer Kurvenfahrt wankt der Aufbau durch die Trägheitskraft $m_{Bo}a_y$ um die Wankachse R_a um den Winkel φ . Bleibt die relative Lage der Drehachse p_r zur Wankache R_a – wie im gezeigten Modell – erhalten, so muss auch die Drehachse p_r seitlich auswandern. Damit verdreht sich auch die Hinterachse, die immer normal auf die Drehachse p_r steht, um den Winkel δ_r . Die Hinterachse verhält sich im Prinzip wie die Achse eines Skateboards (dessen Vorderachse hat eine Drehachse, die nach hinten geneigt ist also einen gegensinnigen Einschlag ausführt). Im gezeigten Fall wirkt die Anordnung untersteuernd (die Hinterräder schlagen gleichsinnig mit den Vorderrädern ein) und damit stabilisierend. Umgelegt auf eine Einzelradaufhängung hinten kann festgehalten werden: Wenn das Rad beim Einfedern in eine Vorspurstellung geht bzw. beim Ausfedern

in Nachspurstellung, dann wirkt das stabilisierend. Umgekehrt verhält es sich an der Vorderachse. Wenn das Rad beim Einfedern in eine Vorspurstellung geht, vergrößert sich der Einschlag und der Bahnradius wird kleiner – das Fahrverhalten somit übersteuernd.

Je höher die Durchschnittsgeschwindigkeit eines Fahrzeugs liegt und je entscheidender daher die aerodynamische Auslegung wird (Formel 1, Indycar), desto steifer werden Federn und Dämpfer eingestellt. Die Lageänderung der Wankachse verliert damit an Bedeutung, weil das Fahrwerk ohnedies kaum Federbewegungen mehr macht.

Brems- und Anfahrnickausgleich Beim Bremsen ist an der Vorderachse wichtig, dass das Fahrzeug nicht zu stark eintaucht. Es könnte schlimmstenfalls aufsetzen und instabil werden. Außerdem ist der Nickwinkel aerodynamisch wichtig. Annehmbare Verläufe der Ausgleichgrade stellt (Abb. 2.40) dar.

Nachlauf Ein Nachlauf stabilisiert das rollende Rad. Am kurvenäußersten Reifen erzeugt ein Nachlaufwinkel negativen Sturz, der das Seitenführungspotential vorteilhaft beeinflusst. Wie ein solcher Verlauf des Nachlaufs über dem Radhub aussieht, stellt (Abb. 2.41) dar. Der Nachlauf soll nicht zu groß werden, weil dies das Lenkgefühl, das vom Rückstellmoment der Reifen stammt, überdeckt und der professionelle Fahrer ein wichtiges Indiz für das Seitenkraftlimit verliert (siehe Abschn. 1.2.3 Rückstellmoment).

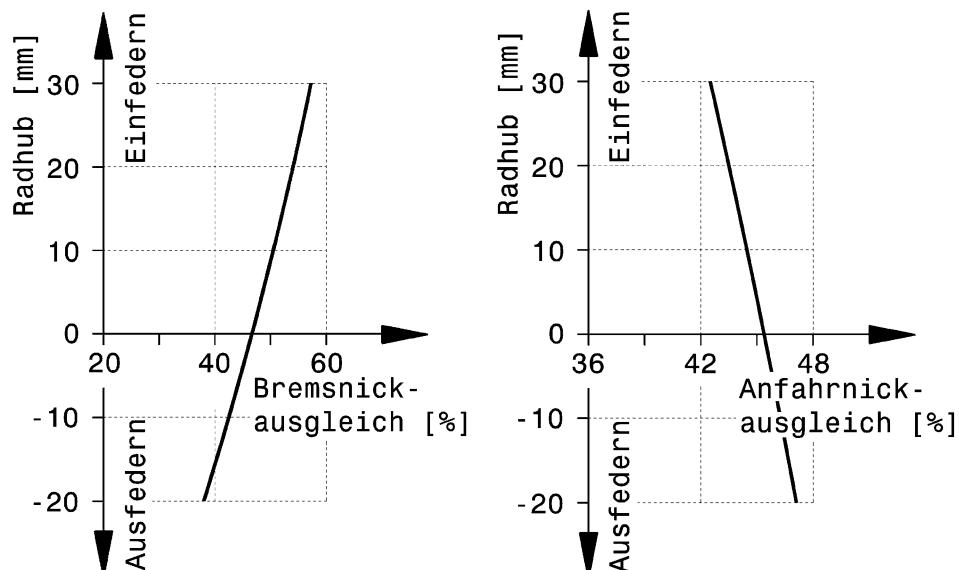


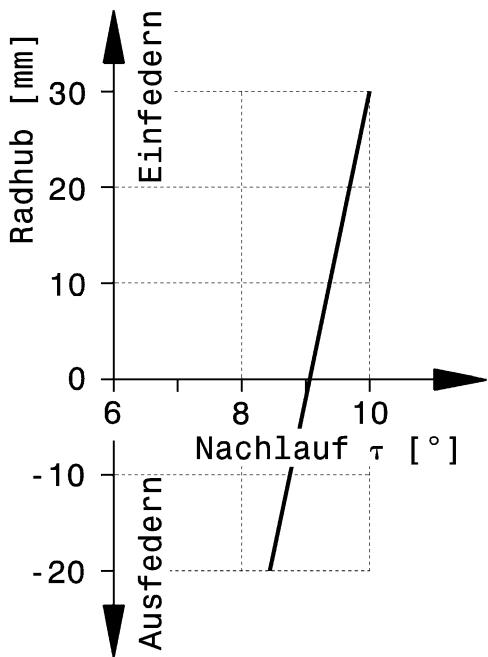
Abb. 2.40 Akzeptabler Verlauf für Brems- und Anfahrnickausgleich

Mit steigender Bremsverzögerung wird die Achslast vorne größer und der Nickausgleich soll dem entgegenwirken und beim Einfedern zunehmen

Beim Einsacken durch die Antriebskraft kann der Anfahrnickausgleich kleiner werden

Abb. 2.41 Akzeptabler Verlauf für Nachlaufänderung

Beim Einfedern nimmt der Sturzwinkel zu – am kurvenäußerem Rad wird so beim Lenken ein größerer negativer Sturzwinkel erzeugt



Konstruieren ist grundsätzlich ein iterativer Prozess; allein deshalb, weil viele – teilweise gegensätzliche Anforderungen – unter einem Hut zu bringen sind. Bei der Konstruktion eines Fahrwerks und insbesondere bei der Festlegung der Kinematik ist es nicht anders. (Abb. 2.42) stellt die denkbare Vorgehensweise anschaulich dar. Ausgehend von den im Fahrzeugkonzept¹² festgelegten Werten von Radstand und Spurweiten wird eine mögliche Lage der Lenkachse im Raum angenommen. Basis kann der Durchstoßpunkt durch die Fahrbahn sein: Lenkradius und Nachlauf diktieren diese Position. Dann werden Winkel eingetragen: Nachlauf- und Spreizungswinkel. Es folgen die radseitige Position des Aufnahmepunkts der Spurstange und eine erste Abschätzung der Lenkwinkeldifferenz (Stichwort: Ackermann). Mit den Lagen von Wank- und Nickpolen ergeben sich auch erste Längen der virtuellen Lenker bzw. Schwingen. Liegt die Lage des Lenkgetriebes und dessen Aufnahmepunkts für die Spurstange fest, fehlen noch Feder-Dämpfereinheiten sowie deren Betätigung (Umlenkhebel, Zug-/Druckstab) und zuletzt erfolgt die Unterbringung der Stabilisatoren und deren Verbindung zu den Umlenkhebeln oder Querlenker. Damit lassen sich nun Untersuchungen zur Beweglichkeit (Lenkwinkel, Federwege, Radhöhe) und deren Auswirkungen (Spurdifferenzwinkel, Federungslenken,

¹²Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 2 *Konzept*.

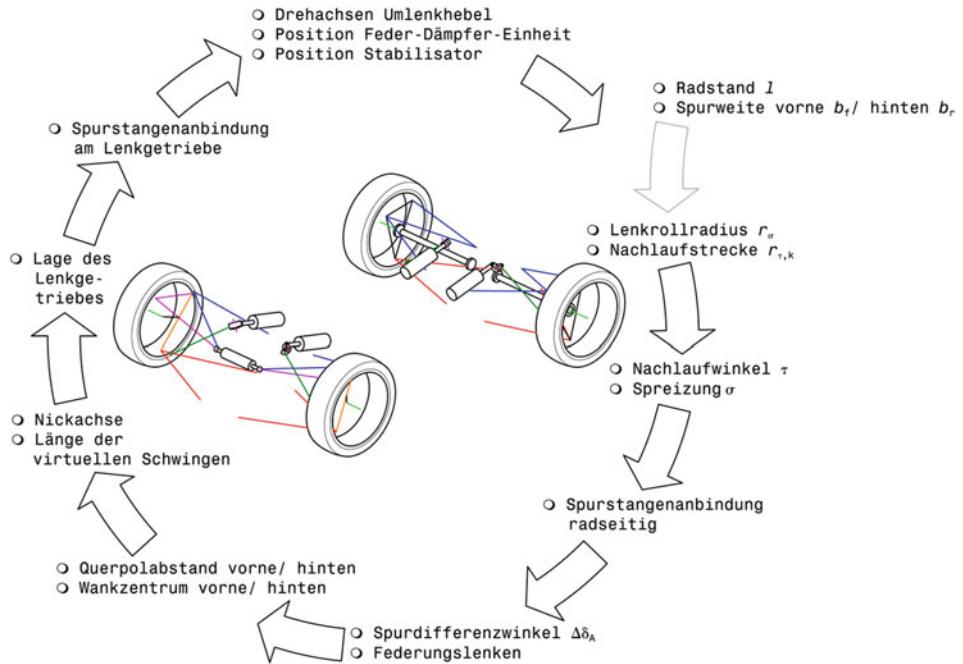


Abb. 2.42 Iteratives Vorgehen beim Festlegen der Fahrwerkskinematik

Änderungen von Sturz, Nachlauf, Spurweiten, Radstand durchführen. Es existiert auch eine erste Lage der Wankachse. Ist man mit einer Auswirkung unzufrieden (was der Fall sein sollte!) – eine intensive Betrachtung von denkbaren Alternativen ist ebenso Grundlage einer guten Konstruktion), verschiebt man den entsprechenden Pol bzw. ändert die Lage des wirksamsten Gelenks und der geschilderte Ablauf geht in die nächste Runde mit dem Ziel der idealen Lösung näher zu kommen. Bis die endgültigen Positionen sämtlicher Punkte gefunden sind, werden zahlreiche Iterationsschleifen mit vielen Kompromissen erforderlich sein.

Zusammenfassend führt (Tab. 2.4) für einige Fahrzeuge die Auslegungsschwerpunkte an. Die Ziele sind auf Grund unterschiedlicher Anforderungen nicht bei allen Typen dieselben. Bei der Konstruktion müssen Kompromisse eingegangen werden und wenn bestimmte, wichtige Ziele verfolgt werden, müssen zwangsweise andere Kriterien vernachlässigt bzw. „geopfert“ werden. Bei Doppelquerlenkerachse ist es beispielsweise nicht möglich das Sturzverhalten der Räder beim Wanken und beim Federn gleichzeitig zu optimieren. Schon aus diesem Grund ist eine Analyse vor dem Entwurf wichtig, welche Kriterien für ein bestimmtes Fahrzeug entscheidend und welche untergeordnet sind.

Tab. 2.4 Schwerpunkte der Fahrwerksauslegung einiger Fahrzeuge, teilweise nach [18, 20]

Fahrzeug	Kennzeichen	Ziele	Maßnahmen
Pkw	Frontmotor, Frontantrieb, unterschiedliche Zuladungen, hoher Schwerpunkt	stabiles, untersteuerndes Fahrverhalten, hohe Traction der Vorderachse große Seitenführungskräfte an der Hinterachse	sehr geringe Sturzänderungen des einfedernden Rads beim Wanken, hoher Bremsnickausgleich steifer Stabilisator an der Vorderachse, Massen auch hinten anordnen
Formel Ford	keine aerodynamischen Abtriebshilfen, geringe Motorleistung, schmale Reifen, Spurtdifferenzial verboten	hohe Bremsleistung große Querbeschleunigung (Kurvenfahrt) Durchdrehen des kurveninneren Antriebsrads vermeiden	große Ausfederwege hinten, geringe Radlastverlagerung hinten, Vermeidung von negativem Sturz des ausfedernden Rads beim Rollen (ideal: Sturz = 0°) Achslast hinten höher, Wankachse bewegt sich beim Federn parallel auf und ab
Indy Car	Hohe, relativ konstante Geschwindigkeit (Ovalkurs), überhöhte Kurven, nahezu ebene Fahrbahn, starke Motoren	hoher aerodynamischer Abtrieb, deshalb geringe dynamische Bodenabstandsänderungen; nahezu keine Nickbewegung nahezu keine Rollbewegung leichtes Untersteuern in Kurven	geringer Beschleunigungsnickausgleich steife Aufbaufedern, stark progressive Federraten, geringe Sturzänderung beim Einfedern, geringe Änderung der Spurweite, dynamische Rollzentren nahe der Fahrbahn steife Torsionsstabilisatoren, steife Dämpfer stärkere Radlastverlagerung an der Vorderachse durch höhere Rollsteifigkeit vorne und großem Nachlaufwinkel für Ausgleich dieses Verhaltens in langsamen Kurven

Formel 1 Can Am	große Geschwindigkeitsunterschiede, ebene Fahrbahn mit Höhenunterschieden breite Reifen mit geringer Sturztoleranz, starke Motoren	hoher aerodynamischer Abtrieb, deshalb geringe dynamische Bodenabstandsänderungen hohe Traktion an der Antriebsachse keine Sturzänderung an der Vorderachse	stark progressive Federraten, z. B. durch Dreifeder-Aufhängungen. geringe Sturzänderungen beim Federn, sehr breite Reifen hinten lange Querlenker vorne
IMSA GTS	starke Motoren, breite Reifen, kein Frontflügel, hohes Eigengewicht, rel. hoher Schwerpunkt	hoher aerodynamischer Abtrieb an der Hinterachse, keine Nickbewegungen (konstanter Anstellwinkel Heckflügel)	steifere Federn bzw. stärkere Progressivität an der Hinterachse, damit der mit der Geschwindigkeit zunehmende Abtrieb durch den Heckflügel kein Nicken verursacht. Beim Federn bewegt sich die Rollachse wie die Hauptträgheitsachse. Rel. große Nickausgleiche (25–30 %)
Rallyefahrzeug, Geländeinsatz	unwegsame Fahrbahn, unterschiedliche Beschaffenheit des Untergrunds, große Höhenunterschiede rel. hoher Schwerpunkt	Ausgleich der Achslastverlagerung große Bodenfreiheit Aufrechterhalten eines möglichst großen Kraftschlusses, besonders der Antriebsräder stabiles Flugverhalten, wenn das Fahrzeug in der Luft ist kein Rückspall beim Landen	höhere Achslast hinten, kaum Sturzänderung an der Hinterachse beim Federn garantiert hohen Reifenkraftschluss hoher Abtrieb an der Hinterachse große Federvege, wirksame Dämpfung große Ausfederwege, profilierter Reifen mit rel. geringem Fülldruck, kleine ungefederete Massen ausgewogene Massenverteilung in Längsrichtung große Schrägfederung an der Hinterachse

2.3 Teile der Radaufhängung *Parts of a Suspension*

Wenn auch teilweise sehr unterschiedliche Anforderungen an Radaufhängungen von Fahrzeugen gestellt werden, gewisse Bauelemente lassen sich bei allen Ausführungen finden:

- Achsen bzw. radaufnehmende Elemente (Schwenklager, Achsschenkel, Achszapfen, Radträger)
- Verbindungsglieder (Lenker)
- Gelenke
- Federn und Dämpfer
- Stabilisatoren.

Federn und Dämpfer sowie Stabilisatoren sind eigene Abschnitte gewidmet, ebenso den entsprechenden Teilen von Doppelquerlenkerachsen, den bedeutendsten Achsen für Rennfahrzeuge.

Die Radaufhängung soll im Wesentlichen einen Freiheitsgrad¹³ zwischen Rad und Wagenkasten sicherstellen. Für die grundlegende Konstruktion stellt sie eine kinematische Getriebekette dar, die den Steg (Wagenkasten) über Lenker mit dem Radträger verbindet. Gelenke stellen die Beweglichkeit bei der Anbindung der Lenker sicher. Der resultierende Freiheitsgrad eines Mechanismus hängt von der Kombination der vorhandenen Glieder ab. Zunächst betrachten wir die Gelenke. Von den denkbaren Arten werden drei bei Rennfahrzeugen eingesetzt, (Abb. 2.43): Das Kugelgelenk, das Drehschubgelenk und das Drehgelenk. Gelenke erlauben je nach Bauart bestimmte Rotationen und/oder Translationen – die Freiheitsgrade (*degrees of freedom*).

Drehgelenke werden bei Pkw üblicherweise so ausgeführt, dass neben der reinen Drehbewegung um eine Achse auch noch kleine Verdrehungen quer dazu möglich sind, indem zwischen Lagerzapfen und Lagerschale Elastomer einen flexiblen Abstand sicherstellt (kardanische Bewegung *conical motion*).

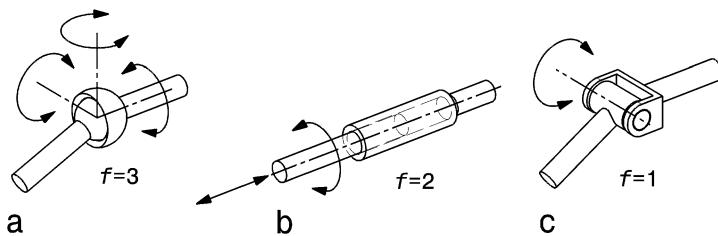
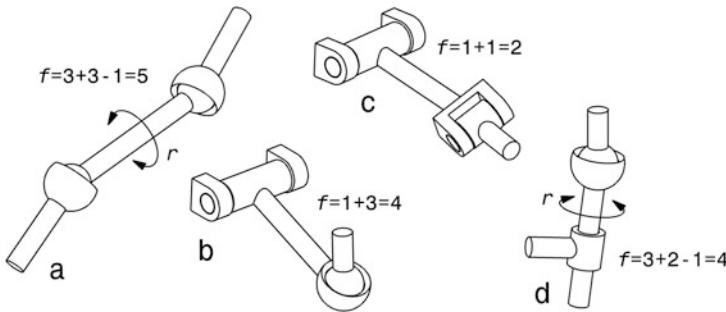


Abb. 2.43 Gelenkartens. **a** Kugelgelenk *spherical joint*, **b** Drehschubgelenk *cylindrical joint*, **c** Drehgelenk *revolute joint*. Zusätzlich sind die Gelenksfreiheitsgrade f angeführt

¹³Siehe Anhang.

**Abb. 2.44** Lenkerarten.

a Stablenker *straight link*, **b** Dreiecklenker *A-arm*, **c** Trapezlenker *H-arm (torsion link)*,
d Drehschublenker *slider link (trunnion)*. r Eigenrotation

Zwischen den Gelenken stellen Lenker eine Verbindung her. Je nach Kombination einzelner Gelenksarten an den Enden der Lenker entstehen Lenker mit unterschiedlichen Freiheitsgraden. Wesentliche Kombinationen sind in (Abb. 2.44) zusammengestellt. Der Stablenker (a) weist durch die beiden Kugelgelenke ($f = 3$) insgesamt den Freiheitsgrad 6 auf. Ein Freiheitsgrad bleibt jedoch ohne äußere Wirkung¹⁴ nämlich die Eigenrotation des Stabes, so dass der Stablenker effektiv den Freiheitsgrad 5 hat. Damit schränkt ein solcher Lenker die möglichen 6 Freiheitsgrade eines mit ihm verbundenen Körpers um 1 ein. Ein Dreiecklenker (b) bietet mit einem Dreh- und einem Kugelgelenk den Freiheitsgrad 4 bzw. es ist für ihn bei der Berechnung des Gesamt-Freiheitsgrads eines Mechanismus 2 abzuziehen. Die beiden Drehachsen eines Trapezlenkers (c) müssen nicht parallel zueinander stehen. Jedes radführende Federbein einer McPherson-Vorderradaufhängung ist ein Drehschublenker (d).

Bei der Zusammensetzung der genannten Teile zu einer Radaufhängung werden ein oder mehrere Radträger (Koppel) via Lenker mit dem Wagenkasten (Gestell) verbunden. Radträger und Lenker weisen ungebunden jeweils 6 Freiheitsgrade auf. Jedes Gelenk i mit dem Freiheitsgrad f_i vermindert den Gesamtfreiheitsgrad der kinematischen Kette um $(6 - f_i)$. Auch Eigenrotationen r von Lenkern tragen nicht zur Beweglichkeit des Mechanismus bei und müssen daher vom Gesamtfreiheitsgrad abgezogen werden. Der Gesamtfreiheitsgrad F einer kinematischen Kette errechnet sich somit zu:

$$\begin{aligned} F &= 6(k + l) - \sum_1^g (6 - f_i) - r \\ &= 6(k + l - g) - r + \sum_1^g f_i \end{aligned} \quad (2.16)$$

F Freiheitsgrad eines Mechanismus, -

k, l Anzahl Radträger bzw. Lenker, -

¹⁴Allerdings nicht bei einem CAD-System. Hier muss auch dieser Freiheitsgrad durch einen „Halter“ eingeschränkt werden. Auch in der Realität kann es zu Problemen kommen, wenn der Stab von der gestreckten Form abweicht oder eine Kabel daran befestigt ist.

- g Anzahl der Gelenke, -
 f_i Freiheitsgrad des Gelenks i , -
 r Anzahl der Eigenrotationen, -

Beispielhaft soll der Gesamtfreiheitsgrad der in (Abb. 2.45) dargestellten Radaufhängungen ermittelt werden. Bei der McPherson-Aufhängung (Abb. 2.45a) ist ein Radträger k_1 über ein Federbein (Drehschublenker l_1), einen Dreiecklenker (l_2) und eine Spurstange (Stablenker l_3) mit dem Rahmen (Gestell s) verbunden. Diese drei Lenker sind über insgesamt 6 Gelenke miteinander gekoppelt. Zwei Eigenrotationen dürfen nicht berücksichtigt werden. Die Bilanz an Freiheitsgraden, (2.16), fällt so aus:

$$F = 6(1 + 3 - 6) - 2 + (3 + 2 + 3 + 3 + 3 + 1) = 1$$

Es verbleibt also genau der eine Freiheitsgrad, der für Einzelradaufhängungen erforderlich ist. Für die Doppelquerlenkeranordnung (Abb. 2.45b) sieht die Rechnung, (2.16), so aus:

$$F = 6(1 + 3 - 6) - 1 + (1 + 3 + 3 + 3 + 3 + 1) = 1$$

Der verbleibende Freiheitsgrad wird bei ausgeführten Radaufhängungen von der Aufbaufeder ins Gleichgewicht gesetzt. Man erkennt auch bei beiden Achsen, dass diese als gelenkte Achsen ausgeführt werden können, indem das rahmenseitige Gelenk g_5 einen Freiheitsgrad erhält: Eine Translation in Fahrzeugquerrichtung führt zu einer Rotation des Radträgers.

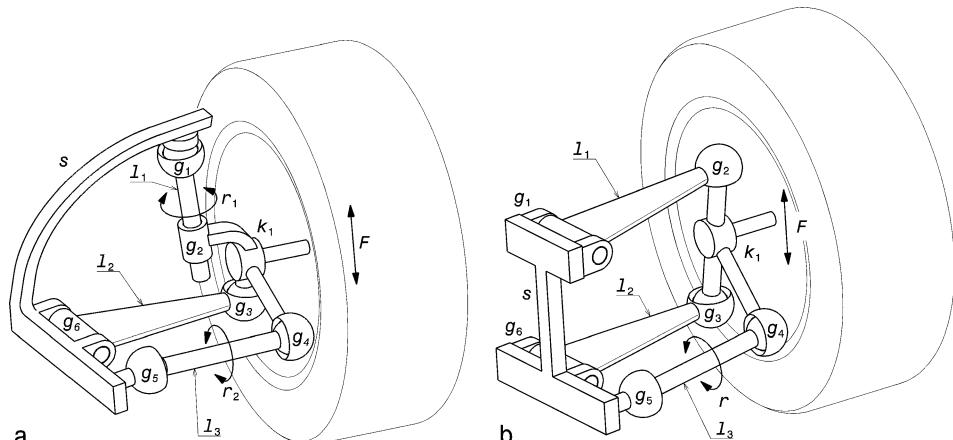


Abb. 2.45 Zusammensetzung von kinematischen Ketten aus Lenkern und Gelenken *kinematic chain*

s Gestell fixed link, k Radträger knuckle, l Lenker link, g Gelenke joints, r Eigenrotation independent rotation, F Gesamtfreiheitsgrad overall degree of freedom

a McPherson-Aufhängung, **b** Doppelquerlenker-Aufhängung

Tab. 2.5 Ausgeführte Lenkerkombinationen

Kombination	Resultierender Freiheitsgrad F für Radträger
1 Längslenker (an Drehgelenk) ^a	$F = 6(1 + 1 - 2) - 0 + (1 + 0) = 1$
2 Querlenker + 1 Spurstange	$F = 6(1 + 3 - 2 \cdot 2 - 2) - 1 + (2 \cdot 1 + 2 \cdot 3 + 2 \cdot 3) = 1$
1 Querlenker + 1 Spurstange + 1 Drehschublenker	$F = 6(1 + 3 - 2 - 2 - 2) - 2 + (1 + 3 + 2 \cdot 3 + 3 + 2) = 1$
1 Querlenker + 3 Stablenker	$F = 6(1 + 4 - 2 - 3 \cdot 2) - 3 + (1 + 3 + 3 \cdot 2 \cdot 3) = 1$
1 Drehschublenker + 3 Stablenker	$F = 6(1 + 4 - 2 - 3 \cdot 2) - 4 + (2 + 3 + 3 \cdot 2 \cdot 3) = 1$
1 Trapezlenker + 1 Stablenker	$F = 6(1 + 2 - 2 - 2) - 1 + (1 + 1 + 2 \cdot 3) = 1$
5 Stablenker	$F = 6(1 + 5 - 5 \cdot 2) - 5 + (5 \cdot 2 \cdot 3) = 1$

^aRadträger mit Festgelenk ($f = 0$) am Längslenker angebunden.

Abschließend sei noch der Hinweis angebracht, dass Starrachsen den Freiheitsgrad $F = 2$ aufweisen müssen: Eine (annähernd) vertikale Translation und eine Rotation um die Fahrzeuggängsachse.

(Tab. 2.5) gibt eine Übersicht über praktisch ausgeführte Lenkerkombinationen. Eine nicht-gelenkte Hinterachse bietet mit der im Rennwagenbau üblichen Kombination Querlenker plus Spurstange zahlreiche Variationsmöglichkeiten den Radträger mit einem verbleibenden Freiheitsgrad an den Wagen anzubinden. (Abb. 2.46) zeigt einige Möglichkeiten. Varianten (a) und (b) können auch an Lenkachsen eingesetzt werden. Im Wesentlichen bestehen die Aufhängungen in der Abb. aus Lenkern in zwei Ebenen, wobei nur die mit mehr Bindungen dargestellt ist. Die Spurstange kann jedoch auch zwischen diesen Ebenen angeordnet werden.

2.3.1 Radaufnehmende Elemente *Wheel Carrying Elements*

Je nachdem, ob das Rad angetrieben ist oder nicht, wird das Rad über einen Radflansch mit der Antriebswelle verbunden oder auf einem Achszapfen gelagert. In jedem Fall muss ein Bauteil die stillstehenden Teile der Radlager aufnehmen und die Kräfte über Verbindungsglieder zum Rahmen weiterleiten. Beispielhaft für solche Teile zeigen die (Abb. 2.47 und 2.48) einen Radträger und einen Achszapfen.

2.3.2 Verbindungsglieder *Linkage*

Die radaufnehmenden Teile müssen mit dem Rahmen beweglich verbunden werden. Diese Aufgabe übernehmen die Verbindungsglieder. Zwei typische Vertreter dieser Kategorie von Teilen sind in den (Abb. 2.49 und 2.50) mit einem Quer- und einem Längslenker dargestellt.

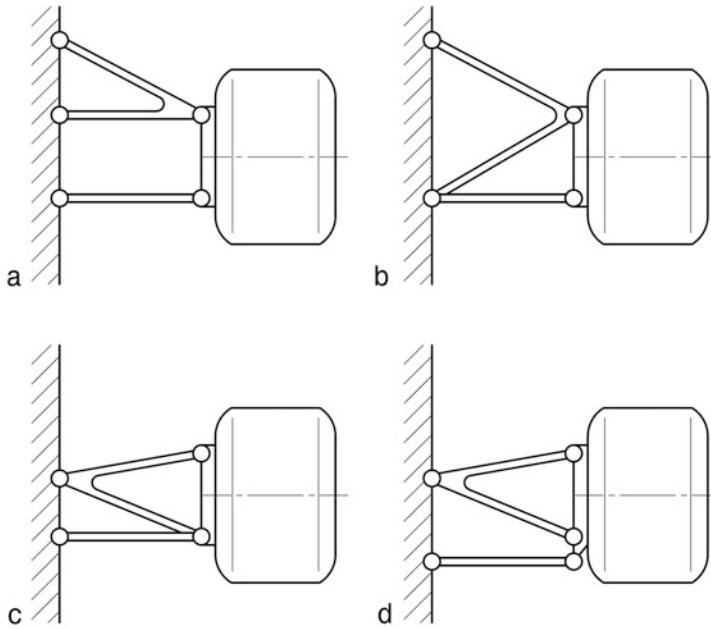


Abb. 2.46 Kombinationen Querlenker plus Spurstange an Hinterachsen (Ansicht von oben)
Dargestellt ist eine von 2 Aufhängungs-„Ebenen“. In der anderen Ebene stellt ein Querlenker die Verbindung zwischen Wagenkasten und Radträger her
a, b Konventionelle Querlenker (*wishbones*). **c, d** Umgekehrte Querlenker (*reversed wishbones*). Man erkennt, dass Querlenker auch als Dreieckslenker aufgefasst werden können

Bei einer Einzelradaufhängung müssen die Lenker fünf Freiheitsgrade des Radträgers gegenüber dem Rahmen einschränken, damit die eine gewünschte Bewegungsmöglichkeit übrig bleibt. Im Extremfall bedeutet das, dass fünf einzelne Pendelstützen (nur Zug-/Druck-Kräfte) diese Funktion übernehmen. Im Allgemeinen übernehmen Lenker jedoch mehrere Einschränkungen gleichzeitig. Ein Dreieckslenker schränkt z. B. zwei Freiheitsgrade ein.

2.3.3 Gelenke Joints



Zwischen den starren Lenkern, Radträgern und dem Wagenkasten sind Gelenke erforderlich, damit sich das Rad in der gewünschten Weise bewegen kann. Bei Serienfahrzeugen haben sich aus Komfort- und Fertigungsgründen (Toleranzen!) elastische Lager durchge-

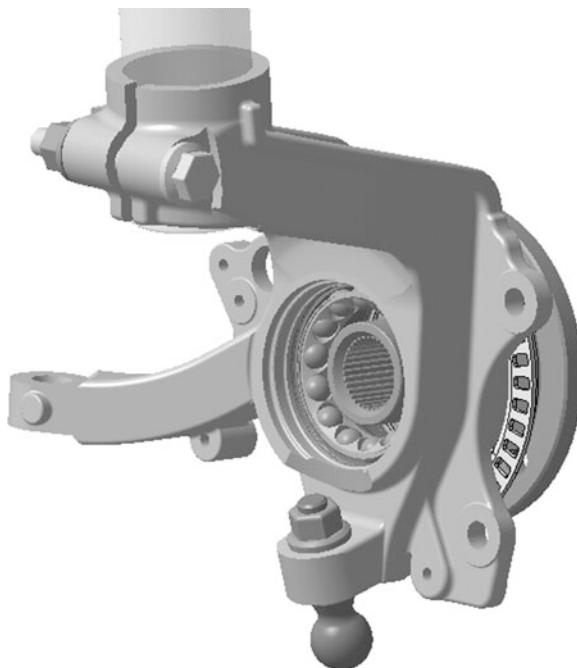
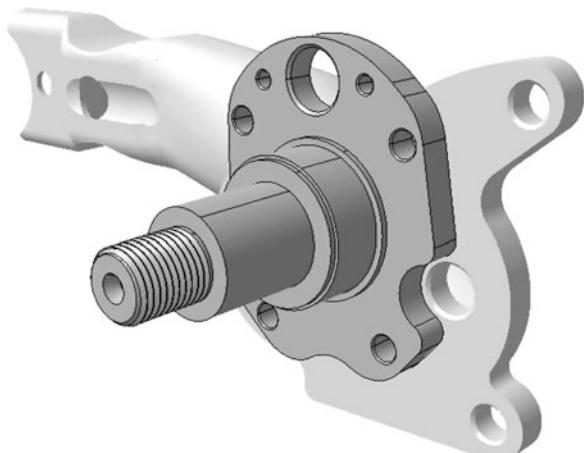


Abb. 2.47 Schwenkklager (Radträger *wheel carrier*) einer vorderen radführenden Federbeinachse
An radführenden Federbeinachsen nimmt der Radträger das untere Ende des Federbeins in einer Klemmschelle auf und stellt über das Führungsgelenk die Verbindung zum Querlenker her. An der Vorderachse dreht sich der Radträger beim Lenken um das Führungsgelenk und den kardanierten Aufnahmepunkt des Federbeins. Deshalb wird er bei dieser Anwendung auch Schwenkklager genannt

Das Schwenkklager nimmt die Außenringe der Radlager auf und enthält den Lenkhebel, mit dem die Spurstange verbunden wird. Außerdem stellt es zwei Augen für die Befestigung der Bremszange bereit

Abb. 2.48 Achszapfen *axle stub* (vgl. Abb. 2.73)

Ein Achszapfen nimmt die Innenringe der Radlager auf. Er ist nur für nicht angetriebene Achsen einsetzbar. Diese Ausführung wird an den Lenker, z. B. einer Verbundlenkerachse, mit vier Schrauben angeschraubt



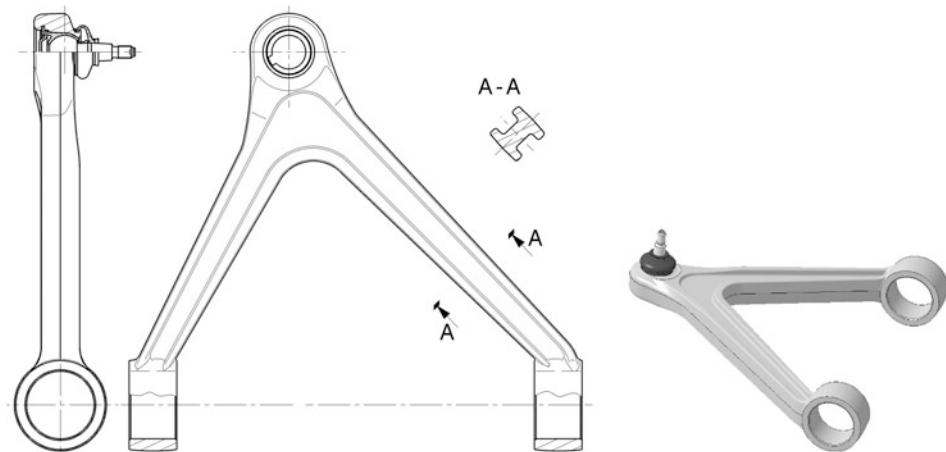


Abb. 2.49 Dreieckslenker mit eingebautem Führungsgelenk

Werkstoff: Aluminiumlegierung EN AC-AlSi7Mg0,3 (war GK AlSi 7 Mg) ($R_m=260 \text{ N/mm}^2$, $Re=220 \text{ N/mm}^2$).

Der Dreieckslenker wird im Kokillenguss gefertigt. Das Radgelenk ist in den Lenker integriert. Wagenseitig wird der Lenker in Gummilager aufgenommen.

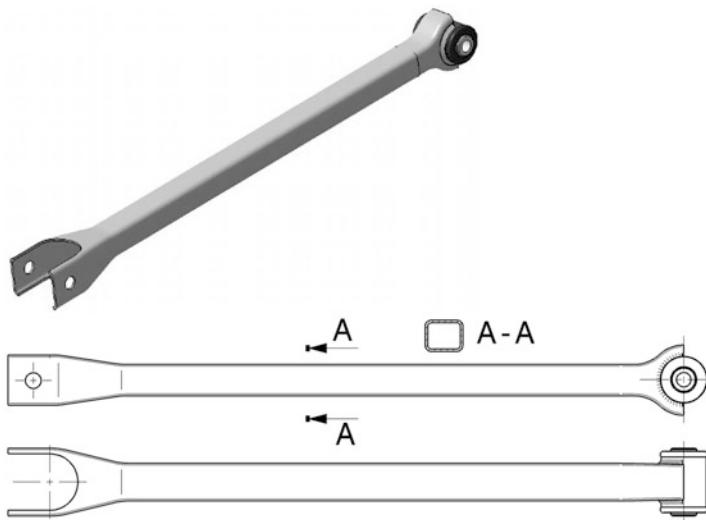


Abb. 2.50 Lenker einer Hinterachse

Der Lenker überträgt Zug- und Druckkräfte und wird daher als Pendelstütze konzipiert

Der Grundkörper des Lenkers wird mittels Innendruckumformung (IHU) aus Stahlblech hergestellt. Die Aufnahme der Silentbuchse am rechten Ende wird angeschweißt. Er wird an beiden Enden mit Silentbuchsen am Fahrschemel bzw. Radträger verschraubt

setzt. Bei Rennfahrzeugen für befestigte Pisten, wo Lenkpräzision und exakte Radführung im Vordergrund stehen ist das genaue Gegenteil der Fall. Hier werden durchwegs nur spielfreie Gelenke verbaut. Die einzige nennenswerte Nachgiebigkeit zur Aufnahme von Störungen durch die Fahrbahn und (unvermeidbaren) Fahrwerksgenauigkeiten stellen die Reifen sicher.

Elastische Lager *Elastic Mount*

Elastische Lager werden an Straßenfahrzeugen aus Komfortgründen und zur gewollten Beeinflussung der Radstellung unter Krafteinwirkung (Elastokinematik) verwendet. Außerdem ermöglichen sie Gelenke mit mehr als einem Freiheitsgrad darzustellen, wie z. B. für Stabilisatorlagerungen, die gleichzeitig die Radlängskräfte aufnehmen. Diese Lager können radial und axial Kräfte aufnehmen. Je nach Ausführung sind steife oder weiche Lager sowie symmetrisches und asymmetrisches Elastizitätsverhalten darstellbar. Im Grunde besteht der Aufbau aus zwei Metallteilen, meist Hülsen, die über einen Elastomerteil verbunden sind.

Bei Rennfahrzeugen, die am Limit des Reifenschräglaufs betrieben werden, sind elastokinematische Änderungen der Radstellung wirkungslos bzw. unerwünscht, wenn die Seitenführungskraft dadurch abnimmt [17]. Darüber hinaus wurde bei einem auf einem Serienfahrzeug basierenden Langstrecken-Tourenwagen nach dem Beseitigen der Elastokinematik eine Verringerung des Reifenverschleißes festgestellt [22].

Silentbloc Der Silentbloc (Silentbuchse) ist seit Jahrzehnten eine gängige Ausführung, (Abb. 2.51). Zulässige Drehwinkel β liegen im Bereich $\pm 15^\circ$ bis $\pm 30^\circ$. Kardanische Verdrehungen κ sind von etwa $\pm 1^\circ$ bis $\pm 6^\circ$ möglich. Axiale Verschiebungen werden bis ± 3 mm erreicht. Radial geben die Lager etwa bis $\pm 0,5$ mm nach. Die zulässige

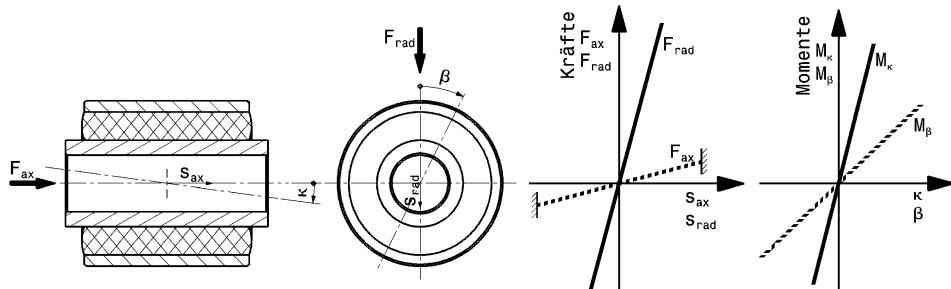


Abb. 2.51 Silentbuchse oder Silentbloc

F_{ax} Axialkraft

F_{rad} Radialkraft

s_{ax}, s_{rad} Verschiebwege

Das Elastomerteil wird bei dieser Bauart unter großer Verformung zwischen die Metallhülsen eingepresst. Das Lager ist deshalb relativ steif und die Federkennlinien für Verschiebung und Verdrehung steil.

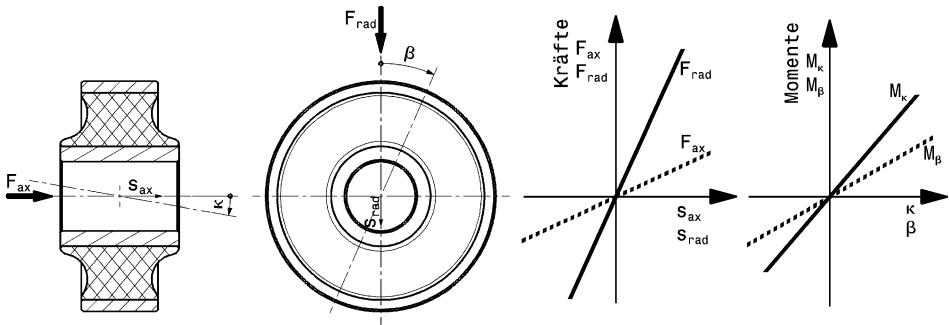


Abb. 2.52 Gummilager

Bezeichnungen wie Abb. 2.51

Das Elastomerteil ist bei dieser Ausführung zwischen den Metallhülsen ein vulkanisiert. Durch die fehlende Vorspannung ist das Lager wesentlich elastischer als jenes von (Abb. 2.51) und es werden gegenüber jenem nur kleinere Verformungen zugelassen

Flächenpressung ist vom Verhältnis Länge zu Wandstärke des Gummis abhängig und nimmt mit ihm etwas zu. Für die Lagerauslegung kann man von den statischen Kräften ausgehen. Bleibt die Flächenpressung unter 1 bis 3 N/mm², erträgt die Buchse auch durch Antreiben, Bremsen und Kurvenfahrt hervorgerufene Belastungsspitzen [10].

Gummilager rubber mount Gegenüber der Silentbuchse wird der Elastomerteil beim Gummilager (Ultrabuchse) nicht unter großer Verformung eingefügt, sondern ein vulkanisiert, (Abb. 2.52). Diese Bauart wirkt dadurch elastischer.

Elastische Lager können auch gezielt asymmetrisch gestaltet werden und so beispielsweise unterschiedliche Lagerreaktionen beim Bremsen oder Antreiben hervorrufen wie es für eine Längsfederung erforderlich wird, (Abb. 2.53). Die Längsfederung wird bei Serienfahrzeugen eingesetzt um das durch Stahlgürtelreifen verursachte Dröhnen einzudämmen.

Spielfreie Gelenke Zero-clearance Joint

Wo eine exakte Übertragung von Bewegungen erforderlich ist, werden Gelenke eingesetzt, die auch unter Last kein Spiel zulassen. Im Fahrwerksbereich, wo sich durch überlagerte Bewegungen räumliche Bewegungen ergeben, müssen dabei Kugelgelenke eingesetzt werden. Ein klassischer Einsatzort ist die Übertragung der Lenkbewegung zu den Rädern. An vielen Fahrzeugen finden sich Radgelenke für diesen Einsatzzweck, (Abb. 2.54 und 2.55). Radgelenke dienen auch als Trag- und Führungsgelenke, ein Beispiel zeigt Abb. 2.74. An Rennfahrzeugen werden darüber hinaus gerne Gelenklager verbaut, Abb. 2.56.

Gelenklager sind auch in einer verschraubbaren Aufnahme erhältlich. Diese so genannten Stangenköpfe werden an den Enden von Zug-, und Druckstreben sowie Spurstangen und Querlenkerenden eingesetzt.

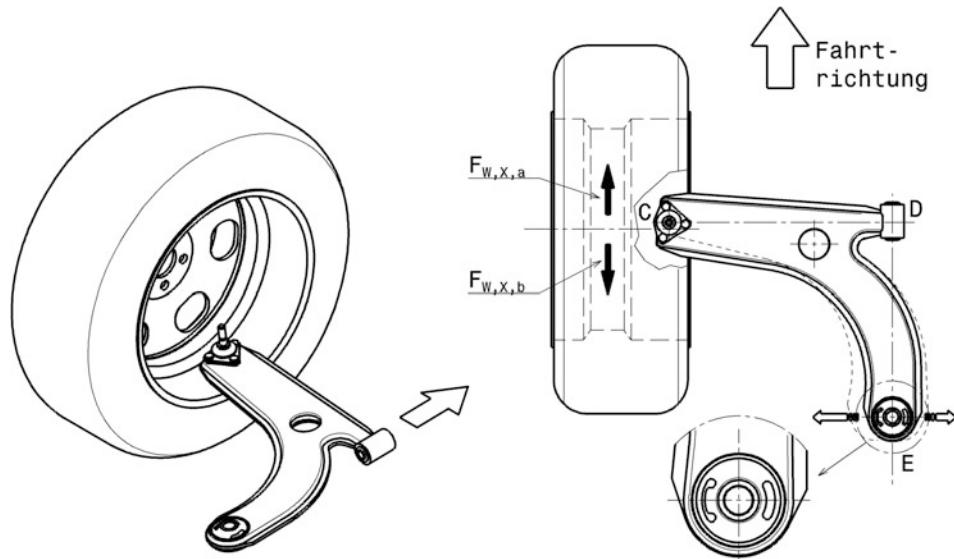


Abb. 2.53 Wirkung eines asymmetrischen Gummilagers (Elastokinematik)
Dargestellt ist ein linkes, angetriebenes Vorderrad mit dem unteren Sichellenker. Dieser weist folgende Lagerarten auf (Draufsicht): Ein Radgelenk C, eine Silentbuchse D und ein asymmetrisches Gummilager E. Das Lager E stellt eine Längsfederung sicher, die bei Antriebskräften $F_{W,X,a}$ weicher reagiert als bei Bremskräften $F_{W,X,b}$. Der Lenker dreht sich dabei um das Lager D, das die Reifenseitenkraft aufnimmt und in dieser Richtung steif sein muss. Unerwünschte Lenkbewegungen werden durch eine entsprechende Anordnung der Spurstange verhindert

Genaueres zu Gelenklagern findet sich in (Abschn. 4.2.2) *Gelenklager* bei Bauteilen von Doppelquerlenkerachsen.

2.3.4 Radlager Wheel Bearing

Funktion function

Die Radlager stellen die drehbare Verbindung zwischen Radnabe und Radträger (Achsschenkel, Schwenklager) sicher. Damit müssen sie auch sämtliche



Kräfte, die vom Reifen in den Rahmen eingeleitet werden, übertragen. In (Abb. 2.57) ist eine typische Vorderradlagerung eines Rennfahrzeugs abgebildet.

Anforderungen requirements

Folgende Anforderungen werden im Motorsportbereich mit fallender Bedeutung an Radlager gestellt [23]:

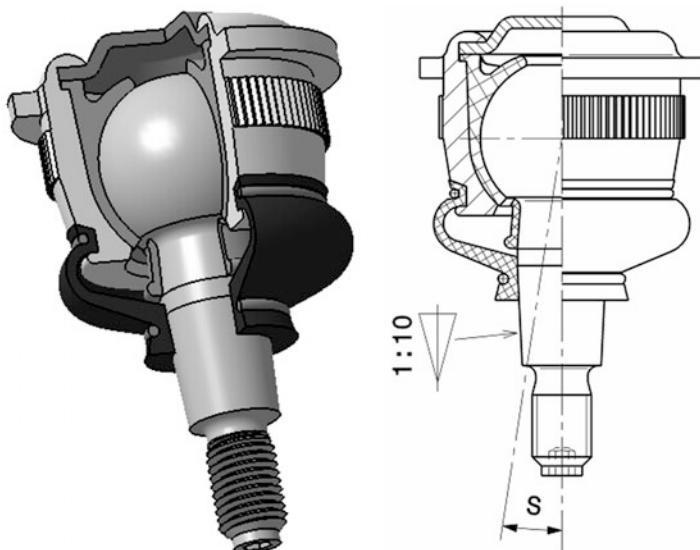


Abb. 2.54 Radgelenk zum Einpressen

Anschlusskegel 1:10 (DIN 71831)

S max. Schwenkwinkel

Das Gehäuse, das die Gelenkkugel aufnimmt, wird mit einer Blechkappe verschlossen. Diese Blechkappe wird nach der Montage eingerollt. Der eigentliche Lagerbereich wird durch einen Elastomerbalg vor Schmutz und Feuchtigkeit geschützt

Die max. Ausziehkraft des Kugelzapfens liegt bei 14 kN

- Geringes Gewicht: Geringe ungefederte Masse, geringes Massenträgheitsmoment.
- Hohe Steifigkeit insbesondere Sturzsteifigkeit, kein Axialspiel: „Nullspiel“ an der Bremse, konstante Bremspedalstellung.
- Geringes Reibmoment: Geringe Leistungsverluste.
- Geringer Bauraum: Mehr Freiraum für Bremse und vor allem deren Belüftung.
- Hohe Tragfähigkeit: Sicherheit gegen unkalkulierbare Belastungen wie Curbs, Crashes usw. Auslegung auf Kurvenfahrt und Bremsung.
- Höchste Zuverlässigkeit: Dimensionierung nicht nach Tragzahl.
- Angepasste Lebensdauer: Beispiel Formel 1 ca. 2000 km.

Eine hohe Steifigkeit im Radlagerbereich macht einerseits den Reifenverschleiß kalkulierbar und verhindert andererseits Spiel an der Bremsscheibe. Letzteres führt zu einem reproduzierbaren Ansprechen der Bremse, was dem Fahrer seine Arbeit erleichtert. Die Auslegung der Radlager erfolgt ausschließlich auf Kurvenfahrt und Bremsung. Bei Serienfahrzeugen spielt die Beladung eine wesentliche Rolle. Bei Rennfahrzeugen ist zwar ein aerodynamischer Abtrieb bei hohen Geschwindigkeiten vorhanden, die Belastungen durch Querbeschleunigung und Bremsung liegen jedoch um ein Vielfaches höher. Als Lebensdauerziel werden in der Formel 1 etwa 2000 km angestrebt, für Sportwagen im Rennbetrieb 35 000 km (100 000 km im Straßenbetrieb). Man kann daran übrigens anschaulich den

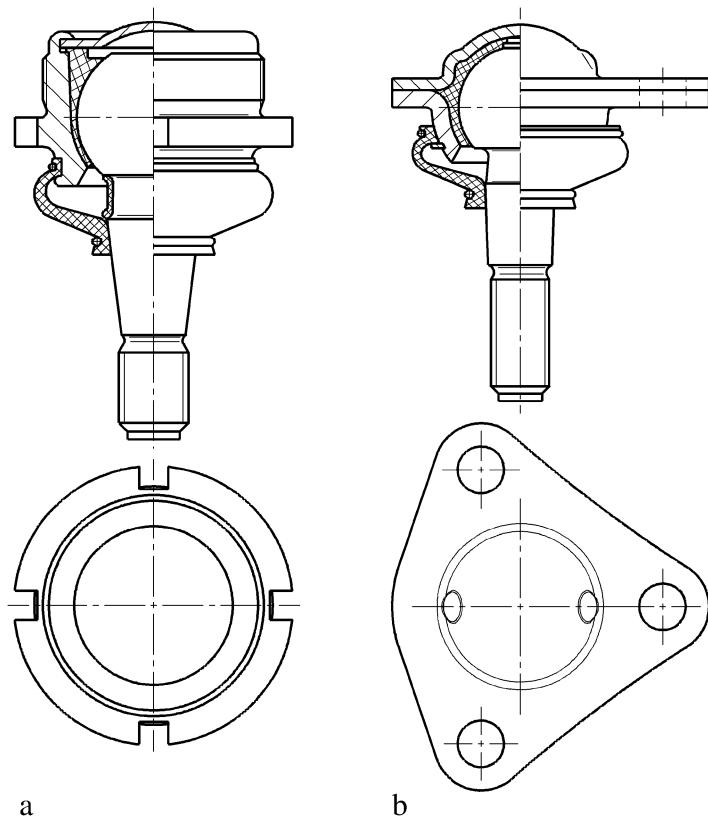


Abb. 2.55 Radgelenke

Diese Gelenke arbeiten im Grunde wie jenes aus (Abb. 2.54) nur ihr Aufbau und die Befestigung sind unterschiedlich.

a Gelenk zum Einschrauben, **b** geteiltes Blechgehäuse mit Flansch zum Anschrauben



Abb. 2.56 Stangenköpfe (*rod end, Rose Joint*)

Die Stangenköpfe weisen Gelenklager auf und können über Innen- oder Außengewinde mit Bauteilen verbunden werden. Diese Gelenke übertragen spielfrei radiale und axiale Kräfte. Je nach Größe und Ausführung betragen die zulässigen Schwenkwinkel zwischen 6 und 15°

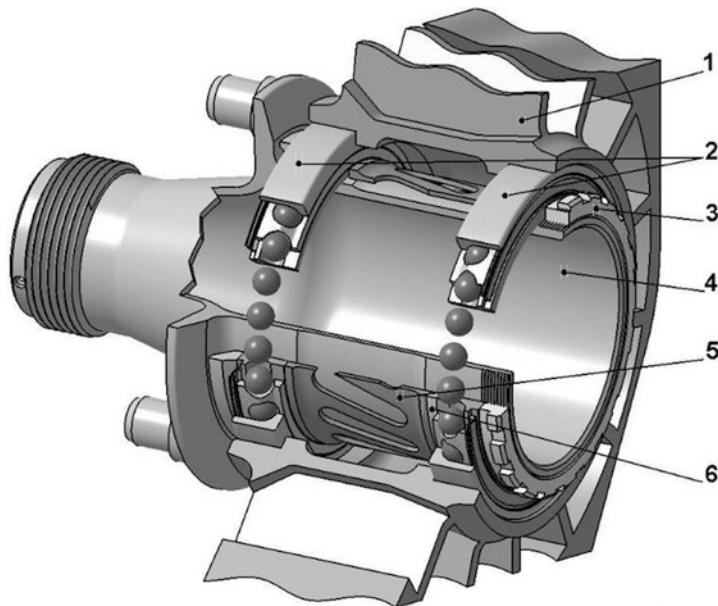


Abb. 2.57 Radlagerung eines nichtangetriebenen Vorderrads (teilweise aufgeschnitten)

1 Radträger *upright*, 2 zwei Einzellager als Radlager *two single bearings as wheel bearing*,
3 Spannmutter *retaining nut*, 4 Radnabe (hohl) *hub (hollow)*, 5 Distanzbuchse *spacer*, 6 Distanzring
zum Feineinstellen des Lagerabstands *adjusting shim*

Belastungsunterschied zum Alltagsfahrzeug erkennen. Würde in einem Mittelklasse-Pkw eine Formel-1-Vorderradlagerung eingesetzt werden, so hielte diese rechnerisch an die 200 000 km den Alltags-Belastungen stand.

Reibung *Friction*

Die Reibung im Lager entsteht durch den Rollwiderstand zwischen Wälzkörpern und Laufbahnen, durch teilweises Gleiten der Wälzkörper auf den Laufbahnen, durch Gleiten des Käfigs an den Wälzkörpern, durch den Widerstand des Schmiermittels und durch das Schleifen der Dichtung bei abgedichteten Lagern. Das Reibmoment hängt von der Lagerbelastung, vom Schmierzustand sowie von der Drehzahl ab und kann überschlägig erfasst werden zu:

$$M_{fr} = \mu_L \cdot F \cdot d_L / 2 \quad (2.17)$$

mit: M_{fr} Lagerreibmoment, Nm

μ_L Reibungskoeffizient Lager, -

F resultierende Lagerbelastung, N.

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_a^2}. F_r, F_a \text{ (siehe Abb. 2.65).}$$

d_L Bohrungsdurchmesser des Innenrings, m

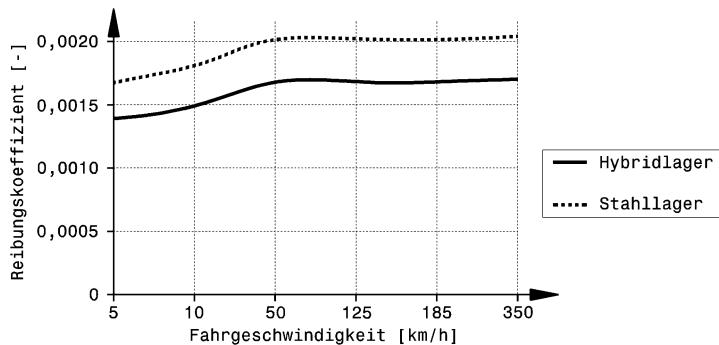


Abb. 2.58 Verlauf der Reibungswerte einer Formel-1-Vorderradlagerung [23]

Ein vergleichbares größeres Lager weist also ein größeres Reibmoment auf.

Hybridlager weisen über dem gesamten Geschwindigkeitsbereich eine niedrigere Reibung als konventionelle Stahllager auf, (Abb. 2.58).

Ausführungen *Designs*

Die Tab. 2.6 gibt einen Überblick über Einzellager, die paarweise als Radlager eingesetzt werden können.

Zerlegbare Lager haben den Vorteil, dass Innen- und Außenring getrennt eingebaut werden können und die Montage dadurch erleichtert werden kann.

Betriebstemperaturen *operating temperatures* Stahlkugel- und Kegelrollenlager können bis etwa 120 °C (kurzfristig bis 270 °C) Betriebstemperatur eingesetzt werden, Zylinderrollenlager bis etwa 150 °C (kurzfristig bis 300 °C). Bei höheren Temperaturen muss der Lagerwerkstoff stabilisiert werden, was mit einem Härteabfall und damit mit einer Lebensdauerreduktion verbunden ist, (Tab. 2.7). Als Minimaltemperatur wird bei Straßenfahrzeugen –40 °C verlangt. Diesen Wert kann man auch für Rallyefahrzeuge heranziehen.

Hybridlager *hybrid bearing* In der Formel 1 werden so genannte Hybridlager (Bezeichnung wegen unterschiedlicher Werkstoffe) eingesetzt. Dabei sind die beiden Ringe aus Stahl und die Wälzkörper aus Keramik (Siliziumnitrid) gefertigt. Die Lager sind als Schräkguggellager ausgeführt, die eine große Zahl relativ kleiner Kugeln aufweisen, (Abb. 2.59).

Neben den Hybridlagern wären auch reine Keramiklager verfügbar, bei denen auch die Ringe aus Siliziumnitrid bestehen. Diese werden im Rennsport aber spärlich eingesetzt. Der Grund liegt im Temperaturausdehnungskoeffizienten der Keramik, der weit unter dem von Metallen angesiedelt ist. Das Lager muss aber im Radträger aus Metall über einen weiten Temperaturbereich sicher angekoppelt und vorgespannt bleiben. Dies kann nur durch aufwändige Versuche und entsprechende Gestaltung aller beteiligten Teile erreicht werden.

Tab. 2.6 Lagerbauarten für Radlagerungen

Bauart		Vorteile	Nachteile	$\Delta\beta$	$\mu_L [\times 10^{-3}]$
Kegelrollenlager		+ zerlegbar + hohe Tragfähigkeit axial und radial wegen Linienberührung der Wälzkörper	– Reibung – Axialkräfte nur einseitig übertragbar (paarweiser Einbau erforderlich) – Lagerspiel muss eingestellt werden	4'	1,8...2,5
Spindellager (Schulterkugellager)		+ zerlegbar + hohe Führungsgenauigkeit + Eignung für hohe Drehzahlen	– relativ geringe Tragfähigkeit wegen einseitiger Schmiegeung am Außenring – Axialkräfte nur einseitig übertragbar (paarweiser Einbau erforderlich)	10'	1,5
Schrägkugellager		+ nimmt Radialkräfte auf + kann höhere Axialkräfte aufnehmen als Rillenkugellager + Eignung für hohe Drehzahlen	– Axialkräfte nur einseitig übertragbar (paarweiser Einbau erforderlich) – empfindlich gegenüber Wellenschiefestellung	10'	2...2,5
Rillenkugellager		+ kann relativ hohe Radial- und Axialkräfte in beide Richtungen aufnehmen	– können keine Wellenverlagerung ausgleichen und verlangen deshalb fluchtende Lagerstellen	16'	1,5...2
Zylinderrollenlager		+ zerlegbar + geringe Reibung + hohe Tragfähigkeit	– kann nur Radialkraft aufnehmen – empfindlich bei Wellenschiefestellung	7'	1,1

 $\Delta\beta$ max. Einstellwinkel bei Wellenschiefestellung μ_L Reibungskoeffizient des Lagers, -**Tab. 2.7** Temperaturfaktor f_t , der die dynamische Tragzahl C abmindert

Betriebstemperatur, ° C	< 150	200	250	300
Faktor f_t , -	1	0,73	0,42	0,22

Das Lager aus (Abb. 2.59) wiegt als Hybridlager bei 45 mm Wellendurchmesser ca. 160 g, als Keramiklager etwa 70 g. Ein Lagerpaar, wie es für die vollständige Lagerung gebraucht wird, wiegt demnach 320 bzw. 140 g. Zum Vergleich wiegen Vorderradlager von Serienwagen etwa 800 bis 1100 g.

Einen Weg aus dem Kompromiss Steifigkeit und Reibung bietet die zukünftige Entwicklung „intelligentes“ Lager, (Abb. 2.60). Dabei passt das Lager seine Laufbahnschmiegeung über eine Sensorschicht und ein Piezo-Element innerhalb von Millisekunden an die aktuelle Lagerbelastung an. So stellt das Lager bei Geradeausfahrt eine weite Schmiegeung für geringe Reibung ein. Bei Kurvenfahrt oder beim Bremsen verstellt sich das Lager durch Anlegen der Laufbahn an die Wälzkugeln und erhöht so die Tragfähigkeit.

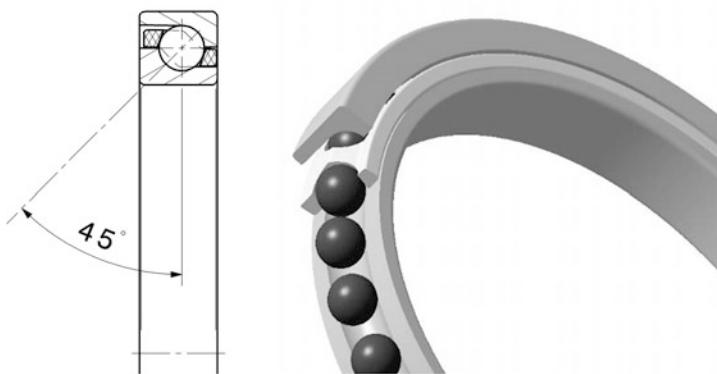


Abb. 2.59 Dünnwandiges Schräkgugellager als Hybridlager.

Innen- und Außenring bestehen aus Wälzlagerringstahl, die Kugeln sind aus Siliziumnitrid. Das Lager weist keine Dichtung auf. Es muss im Radträger also eine externe Dichtung vorgesehen werden. Der Druckwinkel beträgt 45°

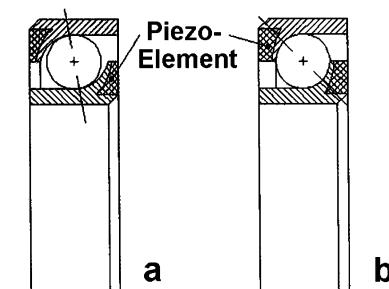


Abb. 2.60 „Intelligentes“ Radlager [23]

Es sind zwei Extremstellungen des Piezoelements dargestellt:

a weite Schmiegeung für minimale Reibung, b enge Schmiegeung für maximale Steifigkeit und maximale Tragfähigkeit

Eine Alternative zu zwei Lagern stellen Kompaktlager (*compact bearing*) dar, wie sie auch bei Serienfahrzeugen zu finden sind. (Abb. 2.61) zeigt z. B. ein zweireihiges Schräkgugellager. Bei 45 mm Innendurchmesser wiegt solch ein Lager ca. 830 g.

Im Pkw-Bau setzt sich eine integrierte Lagereinheit durch. Dabei wird der Innenring mit der Nabe zu einer Funktionseinheit zusammengefasst (Radlager dritter Generation, Abb. 2.62). Diese Einheit wird direkt mit dem Radträger oder dem Schwenklager verschraubt. Diese Integralbauweise wird bei Serienfahrzeugen wegen folgender Vorteile eingesetzt. Die höhere Steifigkeit bei gleichem Bauraum führt zu einer Steigerung der Lebensdauer und die sehr kleine Spieltoleranz, die praktisch unabhängig von der Montage ist, weil das Spiel von der angelieferten Lagereinheit vorgegeben ist, vereinfacht den Montageprozess.

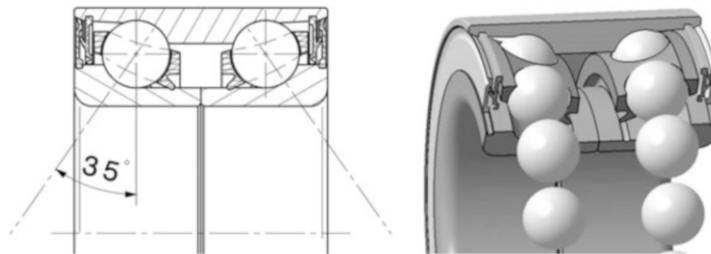


Abb. 2.61 Zweireihiges Schräkgugellager *two-row angular ball bearing*

Wälzkörper, Innen- und Außenring bestehen aus Wälzlagerringstahl. Das Lager weist eine Lebensdauerfettfüllung und eine interne Dichtung auf

Der Druckwinkel beträgt 35°

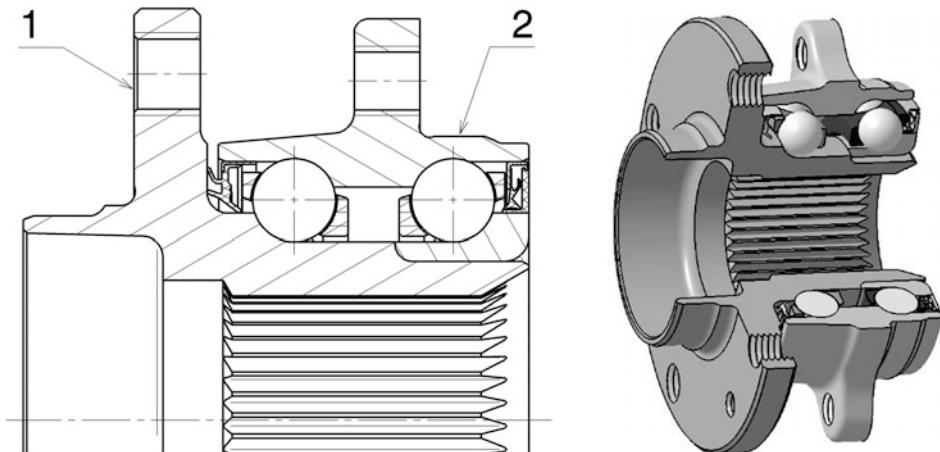


Abb. 2.62 Radlager der dritten Generation *wheel bearing 3rd generation*

Diese Lagereinheit wird für eine angetriebene Achse verwendet. Der Innenring weist dafür zusätzlich eine Steckverzahnung auf.

1 Radflansch, **2** Aufnahme für Schwenklager

Lageranordnung **Bearing Arrangement**

Einige grundsätzliche Überlegungen folgen aus den Anforderungen, (Abb. 2.63). Je näher die Lager bei der Reifenmittenebene stehen (Abstand a), desto günstiger ist deren Belastung, weil Zusatzmomente durch den Abstand der Radkräfte zur Lagerung klein bleiben. Größere Lagerdurchmesser $\varnothing d$ und weitere Abstände l zwischen zwei Lagern erhöhen die Tragfähigkeit und Steifigkeit der Lagerung. Allerdings nehmen Reibung und Masse der Lagerung zu.

Die Einpresstiefe des Rads bzw. die Lage der Reifenmittenebene zu den Lagern beeinflusst die Belastung der Lager, (Abb. 2.64).

Zwei Einzellager können grundsätzlich als Stützlager oder als Fest-Los-Lager-Kombination verbaut werden. Bei der Stützlagerung wird nur die Variante mit axial spielfrei angestellter Lagerung verwendet. Durch die Vorspannung wird die Lagerung steifer.

Angestellte Lagerung *adjusted bearing arrangement* Werden zwei Schräkgugel- oder Kegelrollenlager spiegelbildlich angeordnet, lässt sich das Lagerspiel durch Verschieben eines Lagerrings einstellen. Solche Lager werden vorteilhaft in steifer O-Anordnung (*O-arrangement*) verbaut, (Abb. 2.65). Die weiteren Möglichkeiten, X- und Tandem-Anordnung, brauchen hier nicht betrachtet werden. Das Lagerspiel kann über eine einstellbare Spannschraube bzw. – mutter (z. B. Kronenmutter mit Splint) justiert werden. Bei Rennfahrzeugen wird die Einstellung mittels einer Distanzbuchse, die auf das erforderliche

Abb. 2.63 Anordnung der

Radlager

a Abstand Mitte Lagerung zu

Reifenmitte

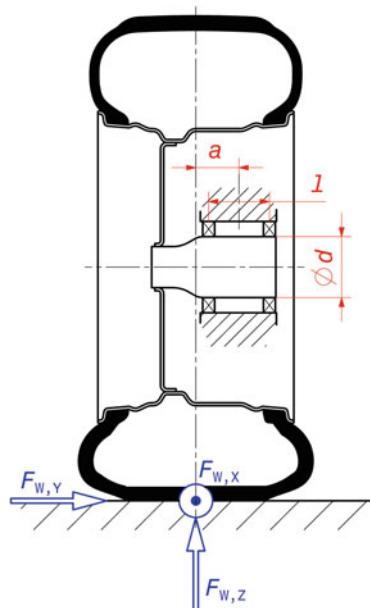
l Lagerabstand

$\varnothing d$ Durchmesser des Lagers

(Sitz auf Nabe)

$F_{W,X,Y,Z}$ Kräfte von der

Fahrbahn, die auf den Reifen
wirken



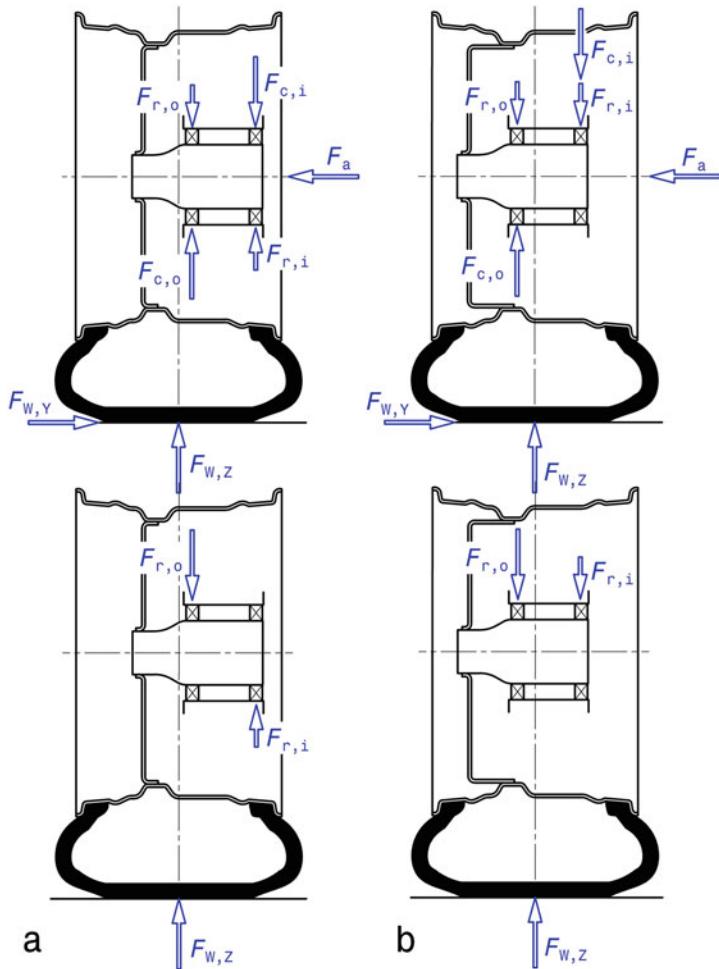
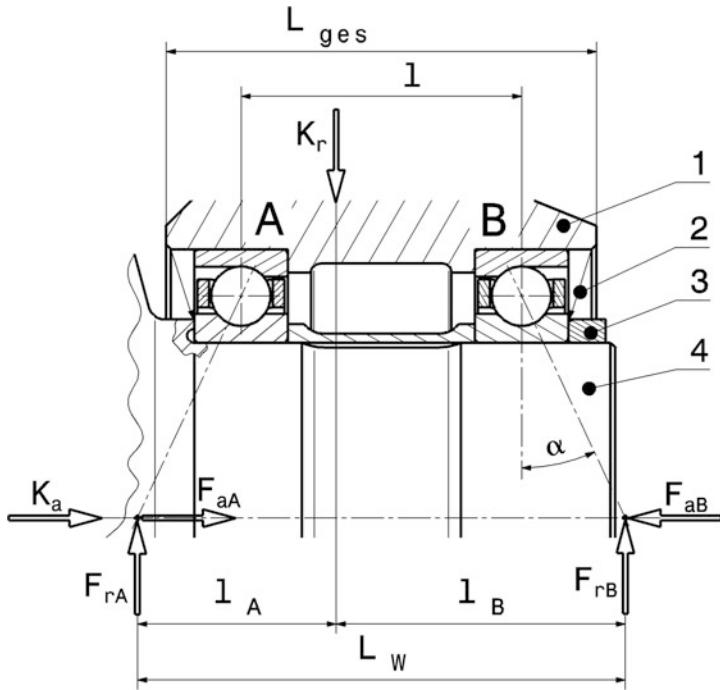


Abb. 2.64 Belastung der Radlager in Abhängigkeit ihrer Anordnung

Dargestellt sind die Lagerkräfte, die durch die Radaufstandschaft $F_{W,Z}$ und durch die Seitenkraft $F_{W,Y}$ hervorgerufen werden (oben) bzw. die Situation, wenn die Aufstandschaft allein wirkt (unten)

a Reifenmittenebene außerhalb der Lagerebenen, **b** Reifenmittenebene innerhalb der Lagerebenen
Indizes: r radial, a axial, c Anteil durch Kurvenfahrt, i innen, o außen

Im Fall a werden die Lager bei Geradeausfahrt durch die Gewichtskraft allein ungleichmäßig belastet (unten). Bei Kurvenfahrt wirkt die zusätzliche Reifenseitenkraft ausgleichend (oben). Bei der Lageranordnung b verhält es sich genau umgekehrt: Bei Geradeausfahrt verteilt sich die Radaufstandschaft auf die beiden Lager (unten). In der Kurve vergrößert sich die Radialkraft des Innenlagers und jene des Außenlagers wird kleiner (oben)

**Abb. 2.65** Angestellte Lagerung allgemein

Die günstige Wirkung eines großen Druckwinkels auf den Lagerverband in O-Anordnung wird offensichtlich

1 Radträger, **2** (externe) Dichtung, **3** Element zum Einstellen des Spiels oder Vorspannen der Lager (Schraube, Mutter), **4** Radnabe

α Druckwinkel, °

L_w wirksamer Lagerabstand

l Lagerabstand

K_a äußere Axialkraft (nimmt nur Lager A auf)

K_r äußere Radialkraft (nehmen beide Lager auf)

F_{rA}, F_{rB} Radialkraft im Lager A bzw. B

F_{aA}, F_{aB} Axialkraft im Lager A bzw. B

Maß geschliffen wird, bevorzugt. Diese Buchse wird längselastisch gestaltet und die Lagerung hat kein Spiel, sondern eine Vorspannung *preload* (angestellte Lagerung). Wenn die Vorspannung eingestellt wird, wird die Buchse zusammengedrückt. Die Vorspannkräfte sollten unter der Hälfte der äußeren Axialkräfte bleiben, dann wird die Lagerlebensdauer kaum davon beeinflusst. Eine Erhöhung der Vorspannkraft darüber hinaus bringt keinen nennenswerten Vorteil im Sinne höherer Steifigkeit mehr. Die federnde Buchse hält die Vorspannung auch bei großen Temperaturdifferenzen aufrecht.

Der wirksame Lagerabstand L_w ist durch den Druckwinkel α wesentlich größer als der bauliche Abstand l der beiden Lager. Dadurch wird die Momentenabstützung mit steigendem Druckwinkel größer (Sturzsteifigkeit!), die Lagerung steifer und die Führung des Rads verbessert. Als grobe Richtlinie für den Entwurf kann gelten:

$$L_w = 0,2 \times \text{Reifenradius} [1] \quad (2.18)$$

Der Abstand der Lager soll allerdings nicht zu groß gewählt werden, weil temperaturbedingte Längenänderungen der Nabe dann stärker ausfallen. Den größten Einfluss auf die Sturzsteifigkeit weist der Wälzkontakt der Wälzkörper mit ca. 40 % Anteil am Kippwinkel auf. Es folgen die Radnabe mit ca. 29 % und der Außenring (je nach Ausführung) um 10 % [24]. Den restlichen Beitrag zu einer Änderung des Sturzwinkels leistet der Radträger. Die Lagerumgebung (Aufnahme im Radträger) beeinflusst natürlich auch die radiale Lagersteifigkeit.

Auch die Axialsteifigkeit der Lager wird durch einen großen Druckwinkel verbessert. Dadurch wird der Lagerverband unempfindlicher gegen Fehler in der axialen Vorspannung, wie sie durch Montagefehler oder unvorhersehbaren thermischen Ausdehnungen der Umbauteile entstehen können. Letzteres ist oft die Folge einer Pace-Car-Phase, wenn die Kühlung der Bremse wegen geringer Fahrgeschwindigkeit reduziert wird.

Enthalten die Lager selbst eine Abdichtung, so kann die externe Dichtung (2) entfallen und die erforderliche Gesamtlänge L_{ges} der Lagerung wird bei gleichem wirksamen Abstand L_w kürzer und somit leichter. Eine integrierte Dichtung erlaubt auch das Lager mit einer reibungsminimierenden Minalfettung auszustatten.

Im Bild sind die beiden Lagerstellen mit A und B bezeichnet. Für nachstehende Tab. 2.8 ist jenes Lager, das die äußere Axialkraft K_a aufnimmt, Lager A.

Die Aufteilung der äußeren Radialkraft K_r ergibt sich aus den Gleichgewichtsbedingungen zu

$$F_{rA} = K_r \frac{l_B}{L_w} \quad \text{und} \quad F_{rB} = K_r \frac{l_A}{L_w} \quad (2.19)$$

Wegen der geneigten Laufbahnen bei Kegelrollen- und Schräkgugellagern entstehen durch äußere Radialkräfte axiale Reaktionskräfte F_{aA} und F_{aB} in den Lagern, die für die äquivalente Lagerbelastung berücksichtigt werden müssen, siehe Tab. 2.8.

Tab. 2.8 Resultierende Axialkraft F_a bei angestellter Lagerung (siehe auch Abb. 2.65) [25]

Kräfteverhältnisse	Axialkraft F_a , die bei der dynamisch äquivalenten Belastung einzusetzen ist	
	Lager A	Lager B
$\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_{aA} = K_a + 0,5 \cdot \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_{aB} = 0^{1)}$
$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ und $K_a > 0,5 \cdot \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = K_a + 0,5 \cdot \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_{aB} = 0^{1)}$
$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ und $K_a \leq 0,5 \cdot \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = 0^{1)}$	$F_{aB} = 0,5 \cdot \frac{F_{rA}}{Y_A} - K_a$

¹⁾Wird rechnerisch nicht berücksichtigt.

Tab. 2.9 Faktoren X und Y für einige Lagerarten

Lagerbauart	Druck-	e	Belastungsverhältnis			
	winkel	-	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
	°		X	Y	X	Y
Schrägkugellager O-Anordnung	40	1,14	1	0,55	0,57	0,93
Spindellager	25	0,68	1	0	0,41	0,87
Kegelrollenlager O-Anordnung	10-30	0,4	1	1,66	0,67	2,49

Die dynamisch äquivalente Belastung P eines Lagers folgt daraus zu:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (2.20)$$

Die Faktoren X und Y hängen von der Lagerbauart und dem Belastungsverhältnis (F_a/F_r) ab. Sie können einem Lagerkatalog entnommen werden. Tab. 2.9 bringt eine knappe Auswahl.

Die Lebensdauer eines Lagers errechnet sich aus der äquivalenten Lagerbelastung P allgemein zu:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (2.21)$$

mit: L_{10} Lebensdauer in Millionen Umdrehungen
 C dynamische Tragzahl, kN. Abhängig von Lagerbauart und -größe; kann einem Lagerkatalog entnommen werden
 P dynamisch äquivalente Lagerbelastung, kN
 p Lebensdauerexponent, -.
Für Kugellager: 3; für Rollenlager: 10/3.

Mit einer mittleren Lagerdrehzahl folgt daraus die Lebensdauer in Stunden:

$$L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{n_m \cdot 60} \quad (2.22)$$

mit: L_h Lebensdauer, h
 n_m mittlere Lagerdrehzahl, min^{-1}

Tatsächlich wird die Lagerbelastung nicht konstant bleiben sondern einen zeitlich veränderlichen Verlauf aufweisen. Für die Ermittlung der gesamten Lebensdauer werden daher Daten aus Messungen vergleichbarer Fahrzeuge bzw. von ersten Versuchsfahrzeugen analysiert. Dabei werden die Belastungen in Stufen eingeteilt und deren Häufigkeit (der Zeitanteil q_i) ermittelt. Aus den Laststufen von Axial- und Radialkräften werden die entsprechenden äquivalenten Lagerbelastungen P_i mit (2.20) errechnet,

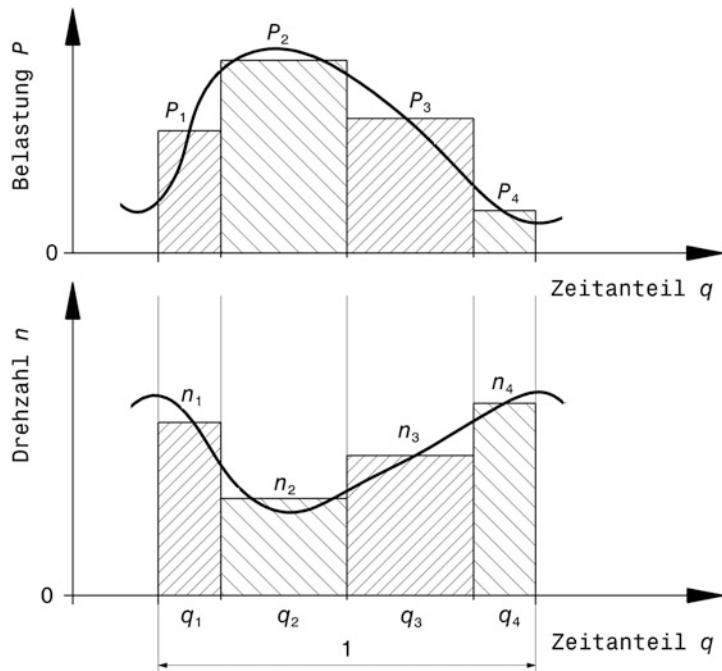


Abb. 2.66 Einteilen der Belastungen und Drehzahlen in Stufen.
 P_1, P_2, \dots äquivalente Teilbelastungen aus $F_{a1}, F_{r1}; F_{a2}, F_{r2}; \dots, N$
 n_1, n_2, \dots zugehörige Drehzahlen, min^{-1}

(Abb. 2.66). Aus den einzelnen Lebensdauerwerten $L_{h,i}$ gem. (2.22) für die Belastungsklassen P_i folgt die erreichbare Gesamtlebensdauer $L_{h,t}$ zu:

$$L_{h,t} = \frac{1}{\frac{q_1}{L_{h,1}} + \frac{q_2}{L_{h,2}} + \frac{q_3}{L_{h,3}} + \dots + \frac{q_n}{L_{h,n}}} \quad (2.23)$$

- $L_{h,t}$ Gesamtlebensdauer, h
- $L_{h,i}$ Lebensdauer bei der Belastungsklasse i ,
- q_i Zeitanteile der Belastungsklasse i , -
wobei gilt $\sum^n q_i = 1$

Während die Anzahl der Wälzkörper (Kugeln, Rollen) einen linearen Einfluss auf die Lebensdauer aufweist, geht deren Durchmesser mit einem Exponenten in die Rechnung ein. Große Wälzkörper werden daher für hohe Tragzahlen eingesetzt, kleine Wälzkörper finden Verwendung, wenn große Drehzahlen erreicht werden müssen.

Abb. 2.67 zeigt Kegelrollenlager (*taper roller bearing*) in O-Anordnung. Weil diese Lagerbauart keine Dichtung aufweist, muss eine separate Dichtung (2, 7) vorgesehen

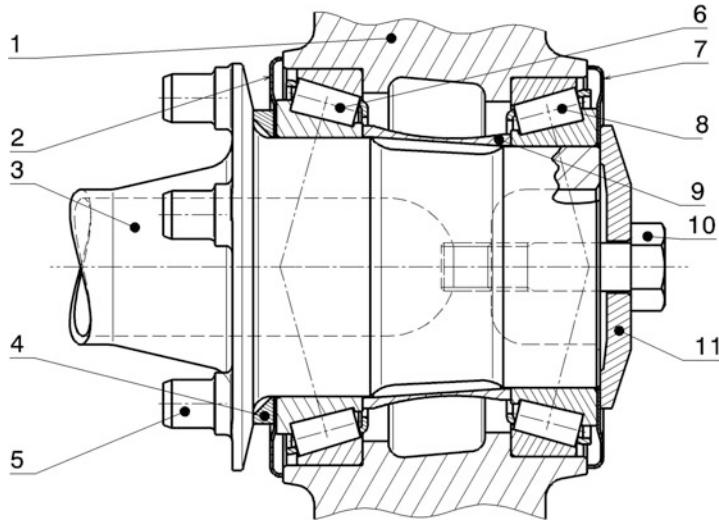


Abb. 2.67 Vorgespannte Radlager: Kegelrollenlager in O-Anordnung

1 Radträger, 2, 7 Dichtscheibe (z. B. Nilos-Ring), 3 Radnabe, 4 Distanzring, 5 Mitnehmerzapfen für Rad, 6, 8 äußereres/ inneres Radlager, 9 Distanzbuchse, 10 Spannschraube, 11 Spanscheibe

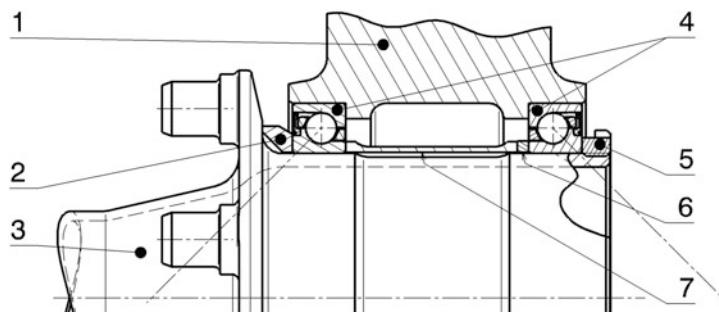


Abb. 2.68 Vorgespannte Radlager: Schrägkugellager in O-Anordnung

1 Radträger, 2 Distanzring, 3 Radnabe, 4 Schrägkugellager, abgedichtet, 5 Wellenmutter, 6 Einstellring, 7 Distanzbuchse

werden. So können z. B. axial federnde Edelstahlscheiben (z. B. Nilosringe) eingesetzt werden. Für Fettschmierung reicht dies vollkommen aus. Die Lager werden ohnedies nur mäßig mit Fett geschmiert

Ein Distanzring (4) stellt sicher, dass der Lagerinnenring des äußeren Lagers nicht auf die Ausrundung der Radnabe (3) gedrückt wird.

Eine Lösung wie sie unter anderem in der Formel 1 eingesetzt wird [23] ist auf (Abb. 2.68) zu sehen. Ein Paar dünnwandiger Schrägkugellager *angular ball bearing* (4) wird über eine Wellenmutter (5) vorgespannt. Die Einstellung der axialen Lagervorspannung

wird durch Abschleifen des Einstellrings (6) vorgenommen. Weil die Lager selbst eine Dichtung enthalten, wird keine externe Dichtung benötigt und die Lagerung kann entsprechend kürzer gestaltet werden. Ein großer Druckwinkel sorgt für einen großen wirksamen Lagerabstand.

Fest-Los-Lagerung *locating/non-locating arrangement* Diese Art entspricht der „klassischen“ statisch bestimmten Lagerung mit zwei Stützstellen. Ein Lager übernimmt neben der Radialkraft auch die Axialkräfte (Festlager). Die zweite Lagerstelle kann nur Radialkräfte aufnehmen (Loslager) und ermöglicht so eine Ausdehnung in axialer Richtung, wie sie z. B. durch Wärmedehnung oder Fertigungstoleranzen entsteht. Als Festlager kommen nur solche Bauarten in Frage, die in Achs- und Querrichtung Kräfte aufnehmen können, wie etwa Rillenkugellager. In (Abb. 2.69) ist ein Beispiel zu sehen. Das Zylinderrollenlager *cylindrical roller bearing* (5) übernimmt nur Radialkräfte. Das Kugellager *ball bearing* (7) arbeitet als Festlager und übernimmt so auch sämtliche Axialkräfte. Eine Spannschraube (8) sorgt dafür, dass der Verband der Innenringe spielfrei anliegt. Das Kugellager ist selbst gedichtet, daher ist keine externe Dichtung wie beim Zylinderrollenlager erforderlich.

Weitere Beispiele

Kompaktlager können bei geteilten Nabenscheiben leicht ausgetauscht werden. (Abb. 2.70) zeigt ein Beispiel für ein nicht angetriebenes Rad. Die beiden Nabenhälften (6 und 7) werden mit sechs Schrauben (4) verspannt und halten so den Innenring des Lagers (keine Doppelpassung, d. h. die beiden Nabenteile berühren einander nicht). Das Lager wird über den Halter (1) im Radträger (2) axial gehalten.

Dieses Konzept kann auch für eine angetriebene Achse eingesetzt werden, Abb. 2.71.

Gestaltung von Radlagerungen An den Innenringen liegt Punktlast (*point load*) vor, deshalb kann der Lagersitz auf der Nabe lose sein (Toleranzlage etwa $k6$ bis $m6$). Die

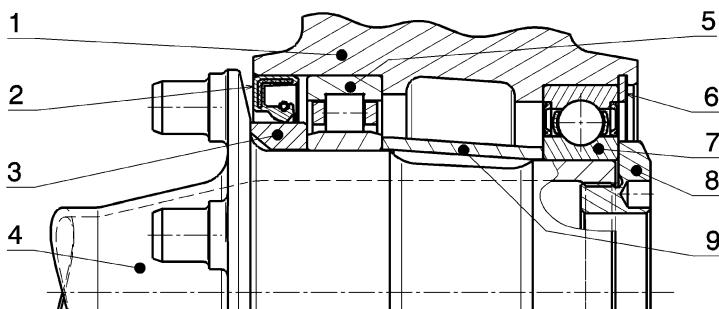


Abb. 2.69 Radlager in Fest-Los-Lageranordnung:

1 Radträger, 2 Wellendichtring, 3 Distanzring, 4 Radnabe, 5 Zylinderrollenlager als Loslager, 6 Sicherungsring für Lager, 7 Kugellager als Festlager, 8 Spannschraube, 9 Distanzbuchse

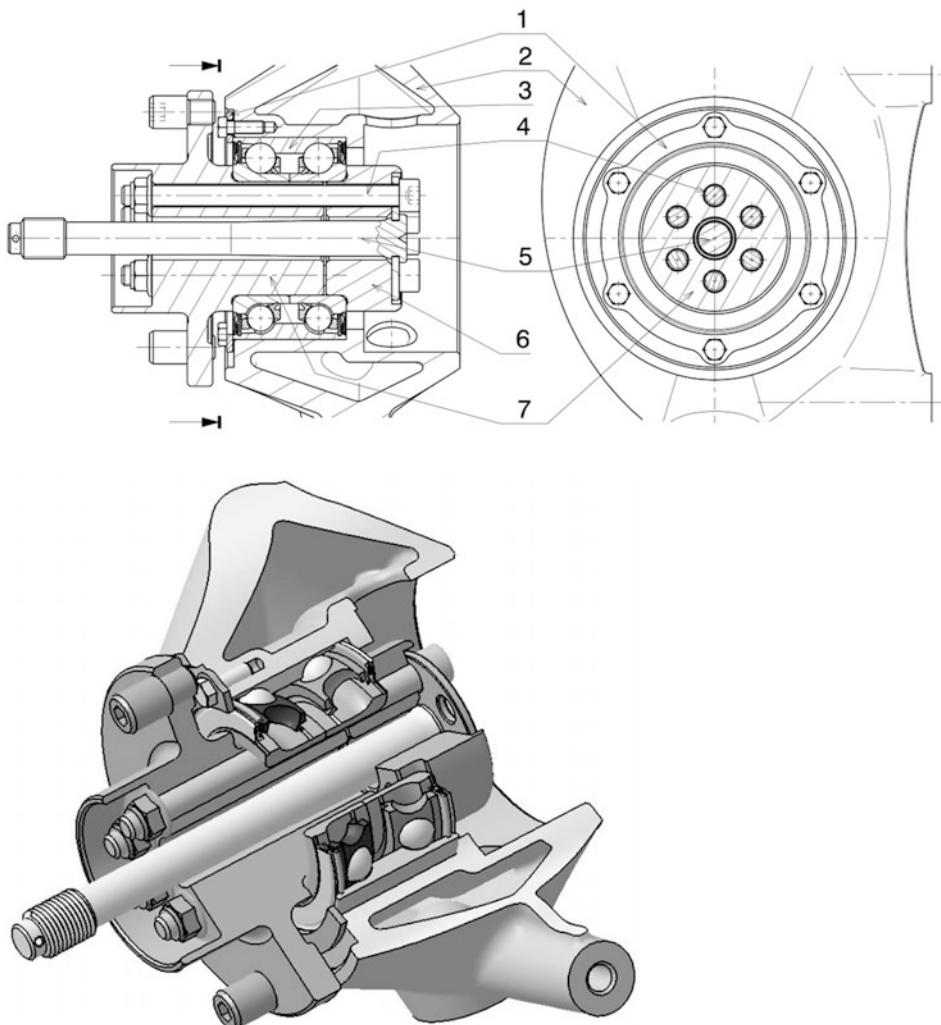


Abb. 2.70 Kompaktlager auf geteilter Nabe für nicht angetriebenes Vorderrad (Formula Renault 2000)

1 Halterung für Kompaktlager, 2 Radträger, 3 Kompaktlager, 4 Verschraubung der Nabe, 5 Zentralschraube für Radverschraubung, 6 innerer Nabenteil, 7 äußerer Nabenteil mit Radflansch

Außenringe erfahren eine Umfangslast (*circumferential load*) und müssen daher fest im Radträger sitzen, damit sie nicht wandern (Toleranz N7 bis P7). Ist der Radträger aus Leichtmetall, so ist wegen dessen größerer Wärmeausdehnung die Toleranz zu wählen, die eine engere Passung ergibt. Das Lager ist dann zwar nur mit Temperaturdifferenz (um 125 °C) fügbar, es wandert aber eben bei Erwärmung durch die Bremsanlage auch nicht.

Für und Wider der grundlegenden Lagerungsmöglichkeiten sind in Tab. 2.10 zusammengefasst.

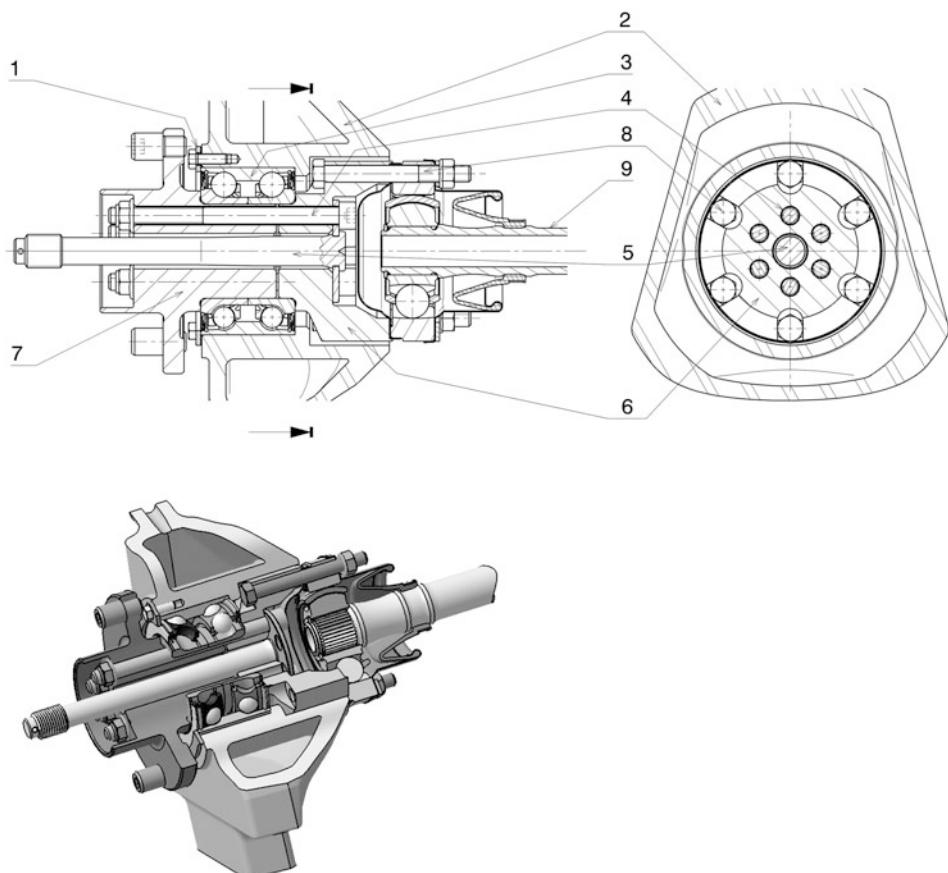


Abb. 2.71 Kompaktlager auf geteilter Nabe für angetriebenes Hinterrad (Formula Renault 2000)
1 Halterung für Kompaktlager, 2 Radträger, 3 Kompaktlager, 4 Verschraubung der Nabe,
5 Zentralschraube für Radverschraubung, 6 innerer Nabenteil, 7 äußerer Nabenteil mit Radflansch,
8 Verschraubung mit Gleichlaufgelenk, 9 Antriebswelle

Tab. 2.10 Vergleich von Lagerungsvarianten, nach [26]

Variante	Paar von Einzellagern	Kompaktlager	Lager 3. Generation
			
Vorteile	+ billig + leicht + einzeln tauschbar + einstellbar	+ preiswert + leicht + geringe Spieltoleranz + Lagereinheit tauschbar	+ beste Spieltoleranz + beste Lebensdauer + einfache Montage
Nachteile	– große Spieltoleranz	– Streuung der Lebensdauer ^a	– Mehrkosten – Mehrgewicht – Anpassungskonstruktion des Radträgers

^aBeim Eindrücken in den Radträger sind die Radialkräfte nicht gleichmäßig verteilt. Diese Ungleichmäßigkeit kann die Lebensdauer reduzieren.

(Abb. 2.72) zeigt die Lagerung eines nicht angetriebenen Rads mit zwei getrennten Lagern. Für die Außenringe sind zwei getrennte Passungen mit Festsitz erforderlich (Umfangslast). Bei den Innenringen reicht ein loser Sitz (Punktlast). Am äußeren Lager ist das auch erforderlich, weil mit diesem über die Axialkraft der Kronenmutter die Vorspannung bzw. das Lagerspiel justiert wird. Der wirksame Lagerabstand beträgt etwa 20 % des Reifenradius. Die Lagerung eines angetriebenen Vorderrads ist in (Abb. 2.74) zu sehen.

Dichtung *Sealing*

Die Dichtungen erfüllen bei Lagerungen zwei Aufgaben:

- Austritt von Schmiermittel verhindern
- Schutz vor Verunreinigung von außen

Die Anordnung der Dichtungen kann im Lager selbst oder außerhalb dieses erfolgen. Die Dichtungen können berührend oder berührungslos gestaltet werden. Schleifende Dichtungen haben eine größere Dichtwirkung, erzeugen jedoch Reibung. Bei berührungslosen Dichtungen wiederum kann Schmierstoff austreten.

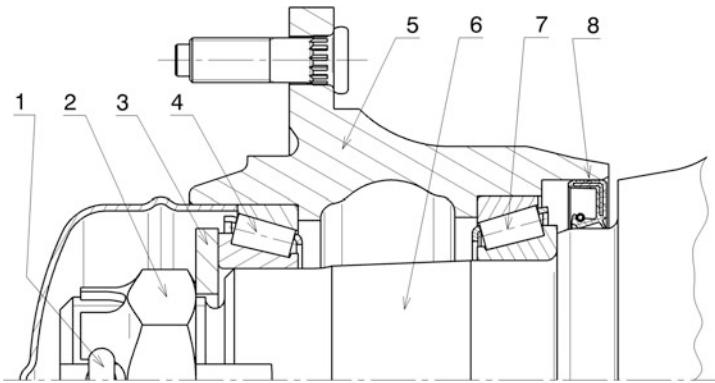


Abb. 2.72 Lagerung eines nicht angetriebenen Rads

Das Laufspiel zweier Kegelrollenlager (3, 7) in O-Anordnung wird durch die Kronenmutter (2) eingestellt. Die Mutter selbst wird durch einen Splint (1) gesichert. Zusätzlich weist die Scheibe (3) eine Lasche auf, die in eine ins Gewinde gefräste Nut greift. Ein Wellendichtring (8) dichtet die Lagerung nach außen ab. Eine zusätzliche Staubschutzlippe bietet Schutz gegen Schmutzeintritt von außen.
1 Splint, **2** Kronenmutter, **3** Scheibe mit Innenlasche, **4** Kegelrollenlager, **5** Radflansch, **6** Achszapfen, **7** Kegelrollenlager, **8** Wellendichtring mit Staubschutzlippe außen

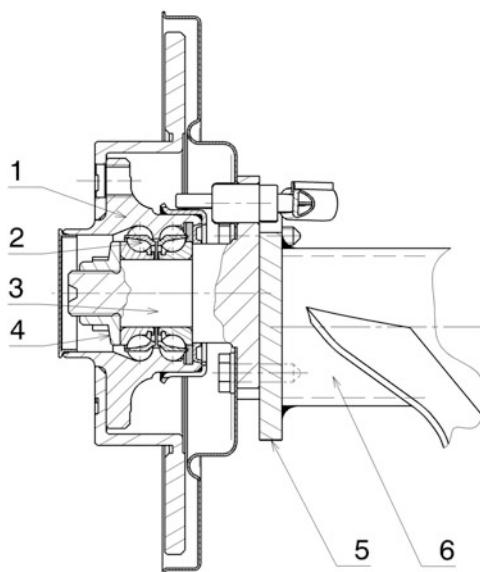


Abb. 2.73 Lagerung eines nicht angetriebenen Rades einer Pkw-Hinterachse (vgl. Abb. 2.48)

1 Radflansch, **2** Radlager, **3** Achszapfen, **4** Mutter, **5** Trägerplatte, **6** Längslenker

Der Radflansch (1) bildet die Außen-Laufläche der Radlagerung. Die Innenringe der Lagerung werden über die Mutter (4) gegen eine Schulter des Achszapfens (3) verspannt. Der Zapfen selbst wird an der Trägerplatte (5), die an den Längslenker (6) angeschweißt ist, angeschräubt. Eine in den Radflansch eingepresste Kappe dichtet die Lagerung nach außen ab.

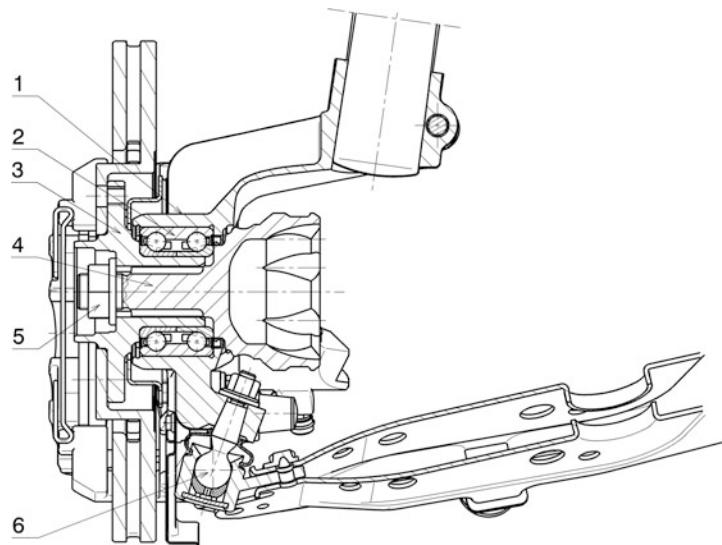


Abb. 2.74 Lagerung eines angetriebenen Rades einer vorderen radführenden Federbeinachse
1 Radträger (Schwenkklager), **2** Radlager, **3** Radflansch, **4** Wellenzapfen mit Aufnahmetopf des Festgelenks der Gelenkwelle, **5** Mutter, **6** Führungsgelenk

Der Innenring des Radlagers wird mit der Mutter (5) zwischen Radflansch (3) und Wellenzapfen (4) vorgespannt. Den Außenring nimmt das Schwenkklager (1) auf. Der Radantrieb erfolgt über die Gelenkwelle, deren abgebildeter Zapfen (4) eine Steckverzahnung aufweist, mit der er die Verbindung zum Radflansch (3) herstellt.

Dichtungen, die im Lager integriert sind, helfen nicht nur die Baulänge der Lagerung zu reduzieren sondern auch den Schmierfettbedarf im Lager klein zu halten, was die Reibverluste mindert. Für ein typisches Formel-1-Vorderradlager genügen 0,8 g Fett über die gesamte Lebensdauer [23].

Bei Pkw werden, falls separate Dichtungen gebraucht werden, Dichtringe (*shaft seal*) verbaut, die neben der eigentlichen Dichtlippe innen noch zusätzlich außen eine Staubschutzlippe aufweisen, (Abb. 2.72).

Eine einfache Art der Lagerung mit einem Kompaktlager zeigt (Abb. 2.75).

2.3.5 Berechnung *Calculation*

Lastannahmen für die Berechnung von Fahrwerksteilen basieren auf Mess-Daten (Telemetrie, Datenerfassung).¹⁵ Dieselben Lasten werden natürlich zur Auslegung der Räder und Reifen herangezogen. Liegen keinerlei Lastkollektive (s. Anhang) oder Daten ver-

¹⁵Genaueres siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5 *Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung*.

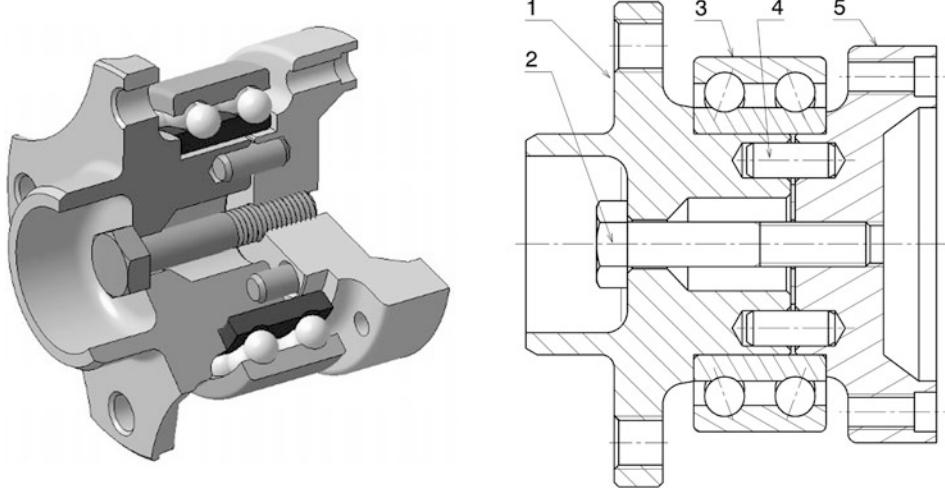


Abb. 2.75 Lagerung eines angetriebenen Rades mit einem Kompaktlager

Das Antriebsmoment wird über sechs Passstifte (4) auf den Radflansch (1) übertragen. Der Innenring des Radlagers wird zwischen den Flanschen (1) und (5) durch die Schraube (2) vorgespannt.

1 Radflansch, **2** Schraube, **3** Schrägkugellager, zweireihig, **4** Passstift, **5** Flansch für Gleichlaufgelenk

gleichbarer Fahrzeuge vor, kann man grob von folgenden extremen Lastfällen ausgehen, nach [10, 27]. Weist das Fahrzeug aerodynamische Hilfen auf, kommen die vertikalen Luftkräfte bei einzelnen Lastfällen hinzu. Zur Radlast $F_{W,Z}$ kommt dabei noch die Abtriebskraft je Rad $F_{W,L,Z}$ ($= F_{L,Z,f} / 2$ bzw. $F_{L,Z,r} / 2$) hinzu:

a)	<p>maximaler vertikaler Stoß (Schlagloch): $F_{W,Z} = k_{dyn} F_{W,Z,0} + F_{W,L,Z}$ mit $k_{dyn} = 4$ bis 5 $F_{W,Z,0}$ Statische Radlast des vollbetankten Fahrzeugs mit Fahrer, N. $F_{W,L,Z}$ Aerodynamische Abtriebskraft pro Rad, N. $F_{W,L,Z} \approx 1,3 F_{W,Z,0}$ (Formel 1) bzw. $0,25 F_{W,Z,0}$ (Formel Student)</p>	
b)	<p>extreme Kurvenfahrt, kurvenäußerer Rad: $F_{W,Z} = 2F_{W,Z,0} + F_{W,L,Z}$ $F_{W,Y} = \mu_{W,Y} \cdot F_{W,Z}$ $\mu_{W,Y}$ Reibkoeffizient in Querrichtung, -.</p>	
c)	<p>extreme Kurvenfahrt, kurveninneres Rad: $F_{W,Z} = F_{W,Z,0} + F_{W,L,Z}$ $F_{W,Y} = -\mu_{W,Y} \cdot F_{W,Z}$</p>	

(Fortsetzung)

<p>d) extreme Bremsung: vorne: $F_{W,Z,f} = 2F_{W,Z,f,0} + F_{W,L,Z}$; $F_{W,X,b,f} = \mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,f}$ hinten: $F_{W,Z,r} = 0, 8F_{W,Z,r,0} + F_{W,L,Z}$; $F_{W,X,b,r} = \mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,r}$ $\mu_{W,X}$ Reibkoeffizient in Längsrichtung, -. Für Rechnung min. 1,2 – 1,7 annehmen.</p>	
<p>e) extreme Anfahrt: Frontantrieb (nur Vorderräder): $F_{W,Z,f} = 1,5F_{W,Z,f,0}$; $F_{W,X,a} = \mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,f,0}$ Hinterradantrieb (nur Hinterräder): $F_{W,Z,r} = 1,8F_{W,Z,r,0}$; $F_{W,X,a} = 1,5\mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,r,0}$</p>	

Als weitere Lastfälle für eine statische Auslegung bzw. Nachrechnung können noch dienen:

- f) Ausfederung in den Zuganschlag: $F_{W,Z} = -2F_{W,Z,0}$
 g) Schlag von Streckenbegrenzung (Kerbs):

$$F_{W,Y} = k_{dyn}F_{W,Z,0}$$

$$F_{W,Z} = 1,5F_{W,Z,0}$$

mit $k_{dyn} = 2,5$ bis 4

- h) Für die Hinterachse: Bremsen mit $0,5 \text{ g}$ bei Rückwärtsfahrt (kann z. B. nach einem Dreher vorkommen):

$$F_{W,Z,r} = F_{W,Z,r,0} + \frac{0,5gm_{V,t}h_V}{2l}$$

$$F_{W,X,b,r} = -\mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,r}$$

$m_{V,t}$ Gesamtmasse des Fahrzeugs, kg

h_V Schwerpunktshöhe des Fahrzeugs, mm

l Radstand, mm

- i) Für die Vorderachse: Bremsen in Schlagloch:

$$F_{W,Z,f} = k_{dyn}F_{W,Z,f,0} + F_{W,L,Z}$$

$$F_{W,X,b,f} = \mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,f}$$

mit $k_{dyn} = 3$ bis 5

Für ein Formel-1-Rad sind typische Lastfälle und Werte zur Auslegung der Räder [28]:

Tab. 2.11 Wertebereich von Radlastmesszellen für Formel-1-Anwendung [29]

		Achse:	vorne	hinten	
Statisch	Radlast	$F_{W,Z,stat}$	1,5	2,2	kN
Maximalwerte	Längskraft	$F_{W,X,max}$	6	8	kN
	Seitenkraft	$F_{W,Y,max}$	7,5	10	kN
	Vertikalkraft	$F_{W,Z,max}$	8	10	kN
	Kippmoment	$M_{W,X,max}$	3	4	kN m
	Antriebs-/Bremsmoment	$M_{a,max}/M_{b,max}$	1,5	2,2	kN m
	Rückstellmoment	$M_{W,Z,max}$	3	4	kN m

- a) Schlagloch: Vertikale Last $F_{W,Z}$ von 16,3 kN mit einer Zusatzkraft von 68 kN durch die Vorspannung der Zentralmutter.
- b) Kurvenfahrt: Seitenkraft $F_{W,Y}$ von 15 kN und Vertikalkraft von 10,1 kN. Kippmoment $M_{W,X}$ von 4,53 Nm. Zusatzkraft von 74 kN durch die Vorspannung der Zentralmutter.

Messzellen, die in Radmitte angebracht werden, weisen für Formel-1-Anwendungen Spezifikationen auf, die Tab. 2.11 entnommen werden können.

Der Sicherheitsfaktor bei Berechnungen liegt für Rennfahrzeuge zwischen 1,1 und 1,2.

Obige Lastfälle beschreiben Lastspitzen, die (kurzzeitig) ertragen werden müssen aber keine Dauerbelastung darstellen. Sollen Dauerbelastungen in die Auslegungsrechnung einfließen, so können Lastfälle wie mittlere Bremsung und mittlere Kurvenfahrt betrachtet werden. Die Eingangsgrößen zur Berechnung der Kräfte am Reifen sind mittlere Bremsverzögerung (= halbe maximale Verzögerung) bzw. mittlere Querbeschleunigung (= halbe maximale Querbeschleunigung), mittlere aerodynamische Abtriebskraft (= Abtrieb bei halber Maximalgeschwindigkeit) und mittlere Reibwerte (= halbe Maximalwerte). Die Reifenkräfte folgen aus (6.8) und (2.4).

Die im Radaufstandspunkt konzentriert angreifend gedachten Kräfte werden von sämtlichen Fahrwerksteilen aufgenommen und an den Wagenkasten weitergeleitet. Für die räumlich angeordneten stabförmigen Lenker einer Doppelquerlenkeraufhängung bietet sich eine vektorielle Betrachtung beim Ermitteln der Stabkräfte an, (Abb. 2.76).

Die Radaufhängung wird von den äußeren Kräften \mathbf{F}_W im Radaufstandspunkt W und gegebenenfalls \mathbf{F}_U im Radmittelpunkt U belastet. \mathbf{F}_U wirkt, wenn Umfangskräfte am Reifen durch eine Welle übertragen werden und sich nicht an der Radaufhängung abstützen. Dies ist bei Antriebskräften und bei innen liegenden Bremsen der Fall. In Komponentenschreibweise lauten diese Kraftvektoren:

$$\vec{F}_W = \begin{pmatrix} F_{W,x} \\ F_{W,y} \\ F_{W,z} \end{pmatrix}, \quad \vec{F}_U = \begin{pmatrix} F_{U,x} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.24)$$

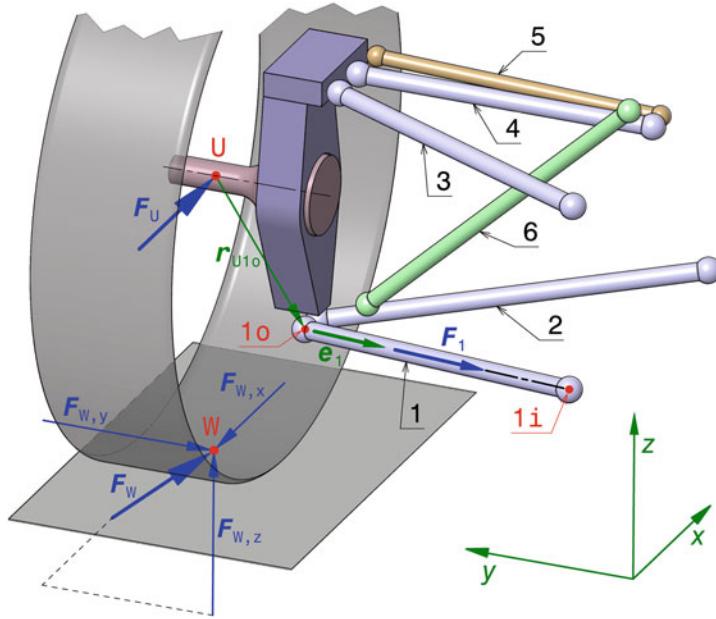


Abb. 2.76 Berechnung der Stabkräfte einer Radaufhängung

Im Radaufstandspunkt W greifen Kräfte an, die zur Kraft F_w zusammengefasst werden. Im Radmittelpunkt U kann eine Antriebskraft wirken, die über eine Seitenwelle übertragen wird. Die Kräfte werden von 6 Lenkern bzw. Stäben (1 bis 6) aufgenommen. Die Bezeichnung der Stabendpunkte (1o, 1i, 2o, ...) setzt sich aus dem Stabnamen und einem Index für die Lage zusammen. Index i für innen und o für außen.

Für das statische Kräftegleichgewicht werden sämtliche Kräfte und Momente um einen Punkt benötigt. Die Reaktionsmomente M_j der einzelnen Stabkräfte F_j um U folgen zu:

$$\vec{M}_j = \vec{r}_{Ujo} \times F_j \cdot \vec{e}_j = F_j \cdot \vec{\xi}_j \quad (2.25)$$

\vec{M}_j Reaktionsmoment des Stabs j um den Radmittelpunkt U hervorgerufen durch die Stabkraft \vec{F}_j

\vec{r}_{Ujo} Vektor des Kraftangriffspunkts der Stabkraft \vec{F}_j bezogen auf U: $\vec{r}_{Ujo} = \vec{r}_{jo} - \vec{r}_U$

\vec{e}_j Einheitsvektoren in Stabrichtung: $\vec{e}_j = \frac{1}{|\vec{r}_{j,oi}|} \vec{r}_{j,oi}$ mit den Ortsvektoren $\vec{r}_{j,oi} = \vec{r}_{ji} - \vec{r}_{jo}$

$\vec{\xi}_j$ Einheitsmomentenvektoren: $\vec{\xi}_j = \vec{r}_{Ujo} \times \vec{e}_j$

Das Moment der Kraft F_w im Radaufstandspunkt um den Radmittelpunkt U ist:
 $r_{UW} = r_W - r_U$

$$\vec{M}_W = \vec{r}_{UW} \times \vec{F}_W \text{ mit dem Radiusvektor des Kraftangriffs } \vec{r}_{UW} = \vec{r}_W - \vec{r}_U \quad (2.26)$$

Der Übersichtlichkeit halber werden noch die äußeren Kräfte addiert

$$\vec{F}_{rsl} = \vec{F}_W + \vec{F}_U$$

Das Gleichungssystem der statischen Gleichgewichtsbedingungen

$$\sum \vec{F} = \vec{0} \text{ und } \sum \vec{M} = \vec{0} \quad (2.27)$$

kann in Matrizen-Schreibweise zusammengefasst werden:

$$\begin{pmatrix} e_{1,x} & e_{2,x} & e_{3,x} & e_{4,x} & e_{5,x} & e_{6,x} \\ e_{1,y} & . & . & . & . & . \\ e_{1,z} & . & . & . & . & . \\ \xi_{1,x} & \xi_{2,x} & \xi_{3,x} & \xi_{4,x} & \xi_{5,x} & \xi_{6,x} \\ \xi_{1,y} & . & . & . & . & . \\ \xi_{1,z} & . & . & . & . & . \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \\ F_6 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F_{rsl,x} \\ F_{rsl,y} \\ F_{rsl,z} \\ M_{W,x} \\ M_{W,y} \\ M_{W,z} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.28)$$

In Kurzform stellt sich diese Gleichung so dar, wie sie auch elegant mit Hilfe eines matrizenorientierten Rechnerprogramms¹⁶ gelöst werden kann:

$$\mathbf{E}\vec{F}_{Rd} + \vec{L} = \vec{0} \Rightarrow \vec{F}_{Rd} = -\mathbf{E}^{-1}\vec{L} \quad (2.29)$$

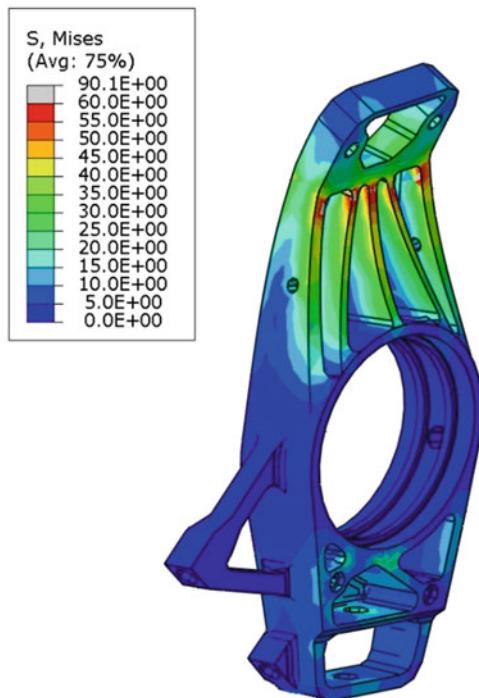
- \mathbf{E} Matrix der Einheitsvektoren
- \vec{F}_{Rd} Vektor der Stabkräfte F_j
- \vec{L} Vektor der äußeren Belastungen

Umfangreichere Berechnungen ermöglichen Finite-Elemente-Softwaretools (FEM).¹⁷ Mit diesen können die unter Belastung auftretenden Spannungen (Vergleichsspannungen, Hauptnormalspannungen) in den Bauteilen numerisch, näherungsweise berechnet und u. a. grafisch dargestellt werden. Darüber hinaus lassen sich auch Verformungen über einen Vergrößerungsmaßstab augenscheinlich hervorheben. (Abb. 2.77) zeigt als Beispiel das grafisch aufbereitete Ergebnis für einen Radträger.

¹⁶Z. B. MATLAB oder Octave.

¹⁷Finite Elemente Methode, siehe Anhang.

Abb. 2.77 Grafische Darstellung eines FEM-Berechnungsergebnisses. Dargestellt ist der linke, vordere Radträger (in Einbaulage) unter dem Lastfall „extreme Kurvenfahrt, kurvenäußeres Rad“. Zu sehen sind die von Mises-Vergleichsspannungen als Farbskala in MPa und die Verformung mit einer Skalierung mit Faktor 100 (Software Abaqus). Der Radträger ist über ungleich lange Dreiecksquerlenker und Zugstab mit dem Wagen verbunden. Die größte Verformung und Vergleichsspannung tritt im Bereich unter der Befestigung des oberen Querlenkers auf (rote Bereiche mit ca. 60 MPa).



Besonders interessant für Rennfahrzeuge ist die Möglichkeit basierend auf FEM-1;Berechnungen Optimierungen durchzuführen. So lassen sich Topologieoptimierungen automatisiert erstellen, indem dem Computer die Randbedingungen wie Lasten, begrenzende Geometrien und Anschlussstellen zu anderen Bauteilen vorgeben werden und dieser so lange Material an den un- und niedrigbelasteten Stellen entfernt, bis die verbleibenden etwa gleichmäßig (und hoch) beansprucht sind. Die so entstehenden Formen sehen nicht zufällig organischen Systemen ähnlich. In der Natur wachsen Strukturen (Knochen, Bäume,...) ebenso nur da, wo sie gebraucht werden.

Allgemein wird bei Teilen, die geringe Masse aufweisen sollen und deren Funktions-sicherheit essenziell ist, eine Betriebsfestigkeitsrechnung¹⁸ durchgeführt. Dabei wird nicht nur der zeitliche Verlauf der Belastung, sondern auch die Ermüdung des Werkstoffes betrachtet. Als Ergebnis erhält man neben dem Festigkeitsnachweis auch eine Aussage, ab wann (Betriebsstunden, Belastungszyklen) das Bauteil ausgetauscht werden muss.

¹⁸Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Abschn. 2.5.

Literatur

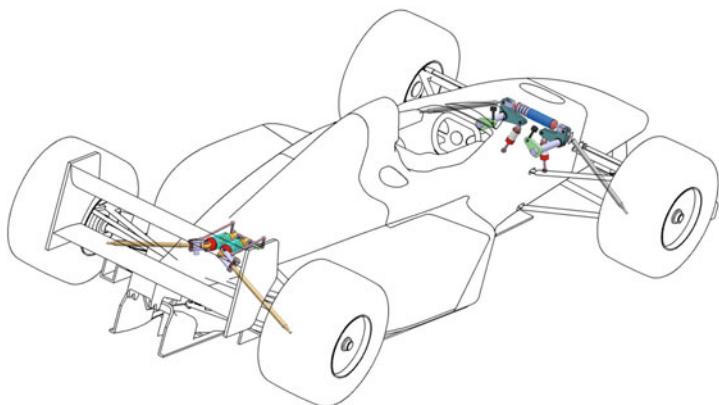
1. Braess, Seiffert: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 4. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2005)
2. Heißing B.: Moderne Fahrwerksauslegung, Vortrag im Rahmen der ÖVK-Vortragsreihe. Graz 12. Mai (2004)
3. Rompe, K., Heißing, B.: Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen. Quer- und Längsdynamik, 1. Aufl. TÜV Rheinland, Köln (1984)
4. Bennett, N.: Inspired to Design. F1 Cars, Indycars & Racing Tyres: The Autobiography of Nigel Bennett. Veloce Publishing, Poundbury (2013)
5. Bickerstaffe S.: Going full circle. Autom. Eng. **38**, 37 (2013)
6. van Schalwyk, D.J., Kamper, M.J.: Effect of Hub Motor Mass on Stability and Comfort of Electric Vehicles. University of Stellenbosch, Stellenbosch (2013)
7. Matschinsky, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge, 3. Aufl. Springer, Berlin (2007)
8. McBeath, S.: Competition Car Preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
9. Incandela, S.: The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)
10. Henker, E.: Fahrwerktechnik. Vieweg, Wiesbaden (1993)
11. Staniforth, A.: Competition Car Suspension, 3. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
12. Mitschke, M., Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Aufl. Springer, Berlin/Heidelberg/New York (2004)
13. Schweighart, T.: Das optimale Dakar-Rallye-Fahrwerk. Diplomarbeit an der FH JOANNEUM, Graz (2006)
14. Reimpell, J.: Betzler J.: Fahrwerktechnik: Grundlagen, 4. Aufl. Vogel, Würzburg (2000)
15. Reimpell, J.: Fahrwerktechnik, 5. Aufl. Vogel, Würzburg (1982)
16. Breuer, B., Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch, 1. Aufl. GWV Fachverlage/Vieweg, Wiesbaden (2003)
17. Milliken, W., Milliken, D.: Race Car Vehicle Dynamics, 1. Aufl. SAE Inc, Warrendale (1995)
18. Smith, C.: Tune to Win. Aero Publishers, Fallbrook (1978)
19. Rouelle, C.: Advanced Vehicle Dynamics Applied to Race Car Design and Development, Seminar Binder. OptimumG, Denver (2014)
20. Crahan, T.C.: Modelling steady-state suspension kinematics and vehicle dynamics of road racing cars, part II. SAE paper 942506. In: Smith, C. (Hrsg.) Racing Chassis and Suspension Design. SAE International, Warrendale (2004)
21. Zomotor, A.: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, 2. Aufl. Vogel Buchverlag, Würzburg (1991)
22. Lützow, J.: Anpassung und Optimierung eines Serienfahrwerks für den Einsatz im Motorsport. Beitrag auf der Tagung chassis.tech, München (2009)
23. Wemhöner J., Bergrath E.: Keramik in Getriebe- und Radlagern. Von der Formel 1 zum Serieneinsatz? ATZ **11**, 1080–1087 (2001)
24. Heißing, B., Ersoy, M., Gies, S. (Hrsg.): Fahrwerkhandbuch, 4. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2013)
25. FAG Wälzlager, Katalog WL 41 520/3 DB, Schweinfurt 1999. FAG-Katalog WL 42 520/3FAG-Katalog WL 42 520/3 (1999)
26. Seubert J.: Höhere Leistungsfähigkeit der Radlagereinheit HBU1. System Partners Mai 2003 (Sonderausgabe ATZ/MTZ).Springer Vieweg, Wiesbaden (2003)

27. Happian-Smith, J. (Hrsg.): An Introduction to Modern Vehicle Design. Butterworth-Heinemann, Oxford (2002)
28. Lucaora, L., Marconi, P.: F1 Wheel in Material Magnesium Forged, Front and Rear, Engineering. Vortrag auf der Race.Tech, München (2004)
29. Barz D., Herrmann M.: RoaDyn Applications, Measuring Wheel Systems for Use on Race-Car. Ingegneria dell'Autoveicolo, Heft 5/6 Mai/Juni 2007, **60**, 34–42 (2007)
30. Haney, P.: The Racing & High-performance Tire, 1. Aufl. SAE, Warrendale (2003)



Federn und Dämpfer *Springs and Dampers*

3



Die Aufbaufeder ist das ausgleichende Element zwischen dem Aufbau, der möglichst ruhig bleiben sollte, und den Rädern, die der Fahrbahnoberfläche folgen sollen. Die Feder nimmt Kraftspitzen auf ohne sie direkt in den Wagenkasten einzuleiten. Dämpfer geben die in der Feder gespeicherte Energie wieder kontrolliert ab und wirken darüber hinaus als dynamische Federn. Damit tragen beide auch zum Leichtbau bei, weil tragende Teile nicht auf die von Bodenwellen verursachten Lastspitzen ausgelegt werden müssen. Erst ein gut abgestimmtes Feder-Dämpfersystem ermöglicht (lang anhaltendes) schnelles Fahren.

3.1 Federung *Springs*



3.1.1 Funktion und Auswahl *Function and Choice*

Wie bei allen anderen Fahrwerkskomponenten besteht die Hauptaufgabe der Federung darin, den größtmöglichen Kontakt der Reifen mit der Fahrbahn bei allen Betriebsbedingungen und Fahrbahnzuständen aufrechtzuerhalten. Dazu ist ein elastisches Glied zwischen den Reifen und dem starren Wagenkasten (Chassis, Rahmen) erforderlich, das Stöße und Überlasten kurzfristig aufnimmt ohne diese direkt an den Rahmen weiterzuleiten und umgekehrt auch imstande ist, den Reifen auf die Fahrbahn zu drücken, wenn dieser einer Senke folgen soll. Die Stoßenergie, die das elastische Glied aufnimmt, muss allerdings in irgendeiner Form wieder kontrolliert abgegeben werden, sonst würde das Fahrzeug im Extremfall zu Springen beginnen. Diese Aufgabe übernehmen Schwingungsdämpfer, (Abschn. 3.2.2). Bei Serienfahrzeugen ist zusätzlich neben der Fahrsicherheit der Komfort erklärtes Auslegungsziel für die Federung. Eine weitere Aufgabe, die der Aufbaufederung zumindest teilweise zufällt, ist dem Wanken des Aufbaus einen Widerstand entgegenzusetzen. Die Auslegung erfolgt jedoch zunächst nur auf die Vertikalbewegungen (Heben/Senken und Nicken) des Fahrzeugs. Für die Wankstabilisierung werden Torsionsstabilisatoren eingesetzt.

Als Wirkstoffe für solch ein elastisches Glied kommen unter anderem in Frage: Gase, Elastomere, Öle, Metalle und Kunststoffe. Diese Komponenten können unter anderem Blattfedern, Torsionsstäbe, Gummiblöcke, Luftbälge oder Schraubenfedern sein. Im Rennsport haben sich Metallfedern, die keine radführenden Funktionen haben, durchgesetzt.

Brauchbare elastische Rückstellkräfte lassen sich durch sämtliche Beanspruchungsarten darstellen, also Zug/Druck, Schub, Biegung und Torsion.

Für die Entscheidung, mit welcher Federart die Aufgabe am gewichtsgünstigsten gelöst werden kann, wird folgende Betrachtung des Arbeitsaufnahmevermögens von Federn hilfreich sein.

Das Arbeitsaufnahmevermögen A eines elastischen Werkstoffs kann bei Zug-, Druck- oder Biegebeanspruchung durch folgende Gleichung ausgedrückt werden [1]:

$$A = K \cdot V \cdot \frac{\sigma^2}{E}$$



MATERIAL FÜR SIEGER



AUTOMOTIVE
TTX FLOW



TTX 46 TCR



TTX 40



TTX 36 ILX

ÖHLINS STOSSDÄMPFER IM HIGH-END MOTOSPORT

Rennteams wollen stets das beste Material, um siegen zu können. Wir verwenden ausschließlich extrem leichte und zugleich hochfeste Werkstoffe. Wir achten auf exakte Produktionsverfahren mit geringen Toleranzen und gleichbleibender Qualität. Seit mehr als 40 Jahren entwickeln und fertigen wir Fahrwerke, deren Performance neue Maßstäbe setzt. Unsere Leidenschaft für die Rennstrecke und unsere Erfahrung im Motorsport helfen uns dabei, den hohen Ansprüchen von Teams und Fahrern weltweit gerecht zu werden. Erfahren Sie mehr unter www.ohlins.eu.

OHLLINS.EU OHLLINSRACING

ÖHLINS DTC • Gottlieb-Daimler-Straße 25, 53520 Meuspath, Germany • Tel +49 (0)2691-93 77 80 • info.odtc@ohlins.com

$$\begin{array}{ll}
 A & \text{Arbeitsaufnahmevermögen, N mm oder J} \cdot 10^{-3} \\
 K & \text{Konstante, -} \\
 V & \text{Volumen, mm}^3
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{ll}
 \sigma & \text{Spannung, N/mm}^2 \\
 E & \text{E-Modul, N/mm}^2
 \end{array}$$

Abb. 3.1 stellt den Arbeitsbereich einiger Werkstoffe zum Vergleich dar.

Betrachtet man insbesondere Federn, die gebogen oder torquiert werden, so erhält man:

$$\text{Biegefeder } A_{r,b} = \frac{1}{6} \cdot \frac{\sigma_{zul}^2}{E} V_b$$

$$\begin{array}{ll}
 \sigma_{zul} & \text{zulässige Biegespannung, N/mm}^2 \\
 E & \text{Elastizitätsmodul, N/mm}^2
 \end{array}$$

$$\text{Torsionsfeder } A_{r,ts} = \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau_{zul}^2}{G} V_{ts}$$

$$\begin{array}{ll}
 \tau_{zul} & \text{zulässige Schubbeanspruchung, N/mm}^2 \\
 G & \text{Schubmodul, N/mm}^2 \\
 V & \text{an der Arbeitsaufnahme beteiligtes Volumen, mm}^3
 \end{array}$$

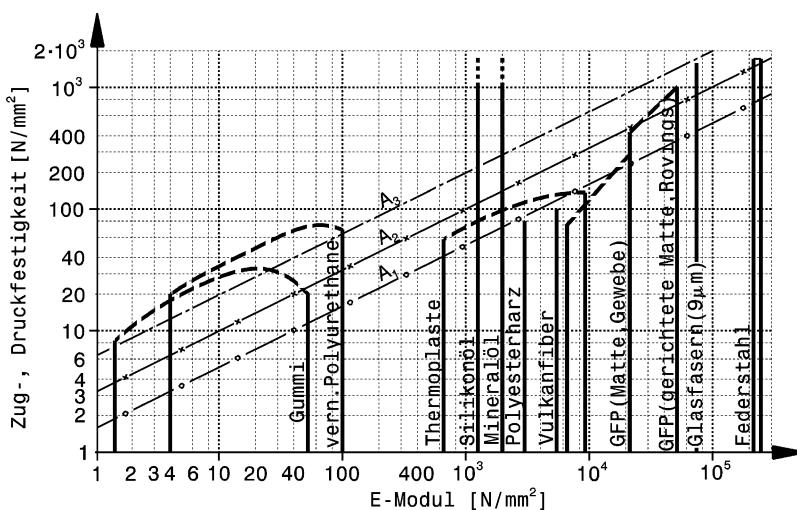


Abb. 3.1 Vergleich verschiedener Federwerkstoffe, nach [1]

Die Darstellung erfolgt im doppeltlogarithmischen Maßstab, dadurch stellen sich Linien mit konstantem Arbeitsaufnahmevermögen als Gerade dar. Die Geraden verhalten sich wie

$$A_1 : A_2 : A_3 = 1 : 4 : 16 \text{ z. B. in J}$$

Aus diesem progressiv ansteigenden Verhältnis wird sowohl deutlich, welche großen Auswirkungen bereits klein erscheinende Differenzen besitzen, als auch der große Einfluss der zulässigen Spannungen. Anmerkung: Vern. Polyurethane = vernetzte P

$$\text{bei Stahlfedern folgt: } \frac{A_{r,ts}}{A_{r,b}} = 2,6 \text{ bis } 2,8$$

d. h. aus Stahl sind Torsionsfedern im Sinne eines Leichtbaus günstiger; Drehstab und Schraubenfeder sind also gegenüber Blattfedern zu bevorzugen.

Für eine grobe Abschätzung des erforderlichen Bauraums einer Schraubenfeder kann (Abb. 3.2) herangezogen werden. Das benötigte Volumen V_{Sp} der Feder ergibt sich aus der Kraft F , die sie beim Federhub s_{Sp} aufnehmen soll und ihrem Werkstoff. Wählt man nun den Außendurchmesser D_o oder die Bauhöhe l_{Sp} , so kann das jeweils andere Maß aus dem Volumen ermittelt werden.

Die Wahl der Federart wird beeinflusst von folgenden Größen:

- zulässige Schwankungen der Bodenfreiheit während der Fahrt.
- zulässiger bzw. vom Reglement geforderter Radhub beim Ein- und Ausfedern
- gewünschte Radeigenfrequenz.

Allgemein wird der Federweg so aufgeteilt, dass ausgehend von der Konstruktionslage ein Drittel ausgefedert (bis zum Zuganschlag) und zwei Drittel eingefedert (bis zum Druckanschlag) werden kann also etwa im Verhältnis 35/65 % (Abb. 3.3). In Tab. 3.1 finden sich einige typische Werte von Radhüben. Bei Off-Road- und Rallyefahrzeugen begrenzt der maximale Beugewinkel der Gelenkwelle den Radhubweg.

Als Faustregel gilt bei Pkw, dass die Feder beim 2,5-fachen der statischen Radlast noch nicht auf Anschlag gehen soll. Ein progressiver Anstieg der Federrate vermeidet ein

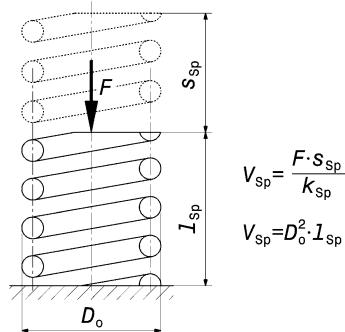


Abb. 3.2 Abschätzung des erforderlichen Bauraums einer Schraubenfeder, nach [2]

F Federkraft, N

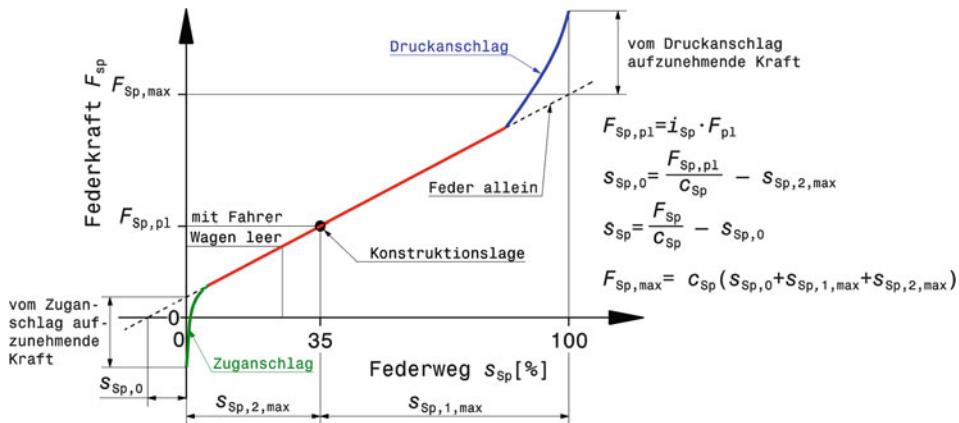
s_{Sp} Federhub unter der Kraft F , mm

l_{Sp} Länge der Feder bei der Kraft F , mm

D_o Außendurchmesser, mm

V_{Sp} Bauvolumen der Feder, mm^3

Einige Werte für den Federkennwert k_{Sp} [N/mm^2]: Federstahl $k_{Sp} = 0,4$; AlSi1 Mg $k_{Sp} = 0,04$; Stahl S235JRG1 $k_{Sp} = 0,01$

**Abb. 3.3** Federkennlinie für eine Fahrzeugfederung

Ausgehend von der Konstruktionslage kann das Rad etwa 1/3 bis zum Zuganschlag ausfedern ($s_{sp,2,max}$) und 2/3 bis zum Druckanschlag einfedern ($s_{sp,1,max}$). Damit die gewünschten Federwege und die Kraft $F_{sp,pl}$ in Konstruktionslage zusammenpassen, muss die Feder beim Einbau um $s_{sp,0}$ vorgespannt werden. c_{sp} Federrate. $c_{sp} = F_{sp}/s_{sp}$

Tab. 3.1 Werte für maximale Radhubwege s

Fahrzeug	Pkw	Indy Car ^a	IMSA GTS ^a	Formel Ford ^a	Rallye	Dakar, Baja
vorne s_1/s_2 , mm	120/ 80	38/0	63,5/25,5	51/25,5	325/ 175	650/350
hinten s_1/s_2 , mm	130/ 90	63,5/25,5	76/38	70/25,5	325/ 175	650/350
Indizes:	1 ... einfedern, 2 ... ausfedern					
^a [3]						

abruptes Durchschlagen, was bei Kurvenfahrt zur Überlastung des Reifens mit ebenso plötzlichem Seitenkraftverlust führen kann, und nimmt auch die mit der Geschwindigkeit zunehmenden aerodynamischen Abtriebskräfte auf. Die Abtriebskräfte stellen ohnedies ein Problem für sich dar. Das Fahrzeugniveau soll möglichst konstant bleiben, damit es z. B. beim Bremsen nicht zum Durchschlagen kommt, weil der Federweg durch die Luftkräfte aufgebraucht worden ist, und damit die Abtriebskräfte für den Fahrer berechenbar bleiben. Eine Änderung im Fahrzeugniveau um nur 3 mm führte bei einem Formel-1-Fahrzeug von 1987 zu einer Änderung im Abtrieb von 450 N [4]. Abgesehen davon führt eine Variation des Fahrzeugniveaus zwangsläufig zu einer Bewegung der Radaufhängung und damit zu einer Änderung der Stellung des Reifens zur Fahrbahn. Den Druckanschlag (*bump stop*) bildet meist eine Zusatzfeder, die die Einfederbegrenzung beinhaltet und den Restfederweg in Einfederungsrichtung bestimmt. Der Zuganschlag (*rebound stop*) ist eine elastische Ausfederbegrenzung, die im Stoßdämpfer enthalten sein kann und den Restfederweg in

Ausfederungsrichtung bestimmt. Sie muss so dimensioniert sein, dass auch die dynamisch auftretenden negativen Federkräfte ($F_{Sp} < 0$) aufgenommen werden können.

Hilfsfeder Helper Spring In bestimmten Auslegungen kann es vorkommen, dass die Federkraft beim vollständigen Ausfedern des Rads null wird oder die Feder sogar bereits vorher lose wird. In solchen Fällen wird eine kurze Hilfsfeder in Serie dazu geschaltet, (Abb. 3.4). Die betrachtete Feder Sp_b (rote Kennlinie) alleine würde keine Kraft mehr aufbringen, wenn die Radaufhängung in den Zuganschlag geht. Kombiniert man eine Hilfsfeder Sp_h mit Feder Sp_b , ergibt sich eine weichere Kennung als mit Sp_h allein ($Sp_h + Sp_b$, magenta). Die Erstellung dieser kombinierten Kennung ($1/c = 1/c_h + 1/c_b$) ist grafisch gelöst: Die Hilfsfeder geht nach dem Radhub $i_{Sp}l_{h,BI}$ auf Block und ihre Steifigkeit geht nahezu gegen unendlich. Dabei nehmen beide Federn dieselbe Kraft F_{BI} auf. Die Gesamtdeformation beider Federn beträgt nun $s^* = i_{Sp}l_{h,BI} + s_b$. Daraus folgt direkt die kombinierte Federrate ($c = F_{BI}/s^*$). Ab dem Radhub s^* wird die Kennlinie nur noch von Feder Sp_b bestimmt.

Zum Vergleich ist auch die Kennlinie einer üblichen Aufbaufeder Sp_a eingetragen. Im voll ausgefederten Zustand ist die Radkraft $F_{W,Z}$ zwar ebenso null, aber deshalb, weil der Zuganschlag 2 die Vorspannkraft der Feder aufnimmt.

In (Abb. 3.5) ist eine verbaute Hilfsfeder im entlasteten Zustand zu sehen.

In (Abb. 3.6) sind die wichtigsten Einflüsse zusammengestellt, die in die Überlegungen bei der Festlegung der Aufbaufederraten einfließen.

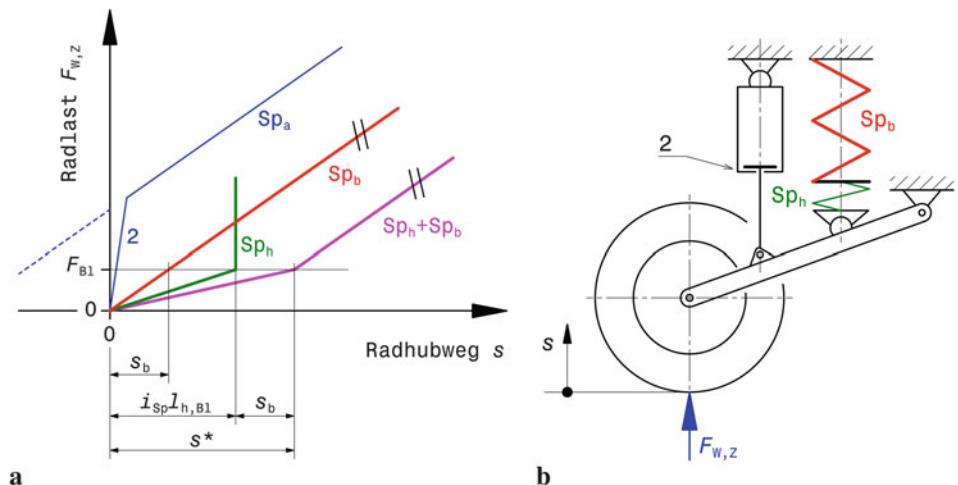


Abb. 3.4 Aufbaufeder mit Hilfsfeder

a Federkennlinien, b Übersichtsskizze, dargestellt ist voll ausgefederter Zustand (2 Zuganschlag)
 Sp_a Kennlinie einer üblichen Aufbaufeder, Sp_b Kennlinie einer Feder ohne Vorspannung, Sp_h Kennlinie einer Hilfsfeder, $Sp_h + Sp_b$ Kennlinie der Serienschaltung von Sp_h und Sp_b
 i_{Sp} Federübersetzung (siehe (3.1)), $l_{h,BI}$ Blocklänge der Hilfsfeder

Progressive Federrate progressive spring rate Für das Fahrverhalten ist ja genau genommen nicht die Aufbaufeder sondern deren Auswirkung auf das Rad entscheidend. Dabei soll die radbezogene Federrate (s. Anhang) über den Radhub konstant bleiben bzw. beim Einfedern leicht ansteigen. Ist die Federrate nicht konstant, sondern nimmt sie bei Belastung der Feder zu, spricht man von einer progressiven Federrate. Dieses Verhalten verhindert ein Durchschlagen der Feder bei großer Belastung und lässt Schwingungen rascher abklingen. So kommt also der Realisierung einer Übersetzung zwischen Radhub und Federhub eine große Bedeutung zu. (Abb. 3.7) zeigt den Unterschied der grundsätzlichen Größen. Die Wegübersetzung zwischen Rad- und Federhub ergibt sich daraus zu:

$$i_{Sp} = \frac{s_1}{s_{Sp,1}} \quad (3.1)$$



Abb. 3.5 Hilfsfeder bei einem Dämpferfederbein

Zu sehen ist ein Teil der rechten Vorderradaufhängung mit Zugstabbettigung der Feder. Der Wagen ist aufgebockt, das Rad entfernt. Das Gewicht des Radträgers samt Radbremse hält der in den Zuganschlag gegangene Dämpfer. Das Dämpferfederbein trägt die Aufbaufeder (1) und auf diese wirkt die Hilfsfeder (2) über eine schwimmende Muffe

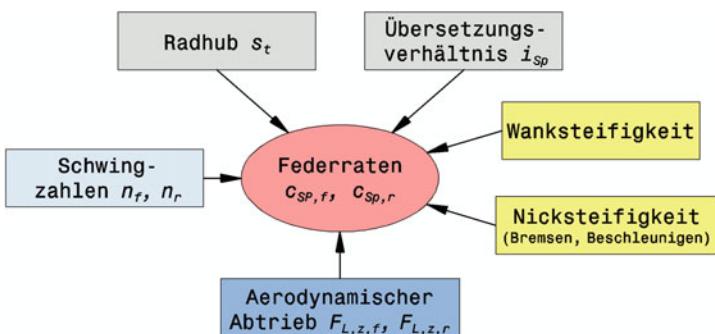


Abb. 3.6 Zusammenstellung der wichtigsten Einflüsse auf die Wahl der Federrate

i_{Sp} Übersetzung Radhub zu Federhub (Federübersetzung, *motion ratio*), -
 $s_1, s_{Sp,1}$ Wege nach (Abb. 3.7), m

Übliche Werte für i_{Sp} liegen zwischen 1,25 bis 1,7. Die Federübersetzung muss nicht konstant sein und kann sich – je nach Geometrie – auch über den Radhub ändern. Je größer die Übersetzung gewählt wird, desto steifer müssen Federn/Dämpfer und Torsionsstabilisatoren sein. Große Übersetzungen bedeuten auch relativ kleine Dämpferwege. Das erschwert die Abstimmung von üblichen Dämpfern, die ja ihre Kraft über die Kolbengeschwindigkeit aufbauen und reibungsbedingt eine gewisse Losbrechkraft haben. Einen Ausweg bietet die getrennte Anordnung und Betätigung von Feder und Dämpfer mit individuellen Übersetzungen.

Diese Wegübersetzung wirkt natürlich auch als Kraftübersetzung (d. h. Federkraft = Radaufstandskraft $\times i_{Sp}$), daher geht sie quadratisch in die Beziehung der Federraten ein:

$$c = \frac{c_{Sp}}{i_{Sp}^2} \quad (3.2)$$

c radbezogene Federrate *wheel center rate*, N/m

c_{Sp} eigentliche Federrate der Aufbaufeder *suspension spring rate*, N/m

Die Hubwege von Rad und Feder (*wheel travel and spring travel*) können aus einer Zeichnung oder einem CAD-Modell ermittelt werden. Bei einem bereits vorhandenen Fahrzeug können die Strecken direkt gemessen werden.

Will man progressives Verhalten des Rads beim Einfedern erreichen, bieten sich grundsätzlich verschiedene Möglichkeiten an. Zum einen kann die Feder selbst progressiv

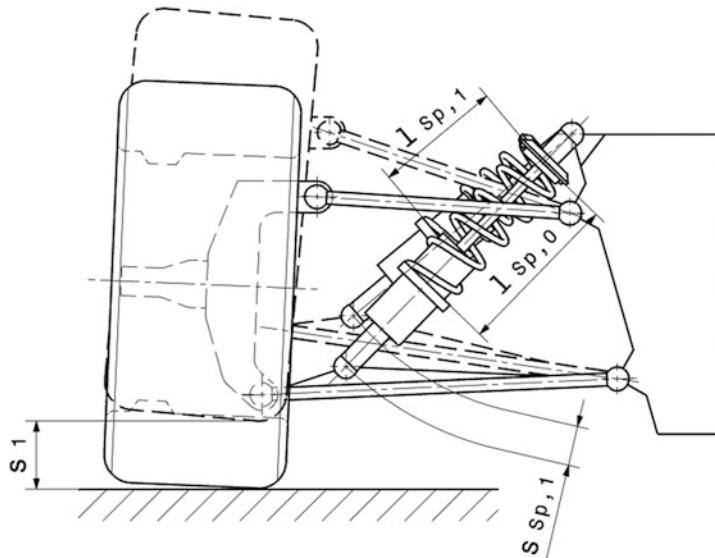


Abb. 3.7 Unterschied zwischen Radhub und Federhub bei Einzelradaufhängung

Federt das Rad um den Weg s_1 ein, so verkürzt sich die Feder von ihrer ursprünglichen Länge $l_{Sp,0}$ auf die Länge $l_{Sp,1}$. Die Feder wird also nur um den Betrag $s_{Sp,1} = l_{Sp,0} - l_{Sp,1}$ zusammengedrückt. Es existiert demnach eine Wegübersetzung zwischen Rad- und Federhub

sein, zum anderen kann die Betätigung der Feder durch die Radaufhängung eine veränderliche Wegübersetzung hervorrufen und so das gewünschte Verhalten auch bei einer linearen Feder hervorrufen.

Eine progressive Kennung der Feder an sich kann auf verschiedene Arten hervorgerufen werden. Am einfachsten durch Serienschaltung zweier linearer Federn, was eigentlich nur zu einem Knick in zwei linearen Kennlinien führt. Aufwändiger aber auch wirkungsvoller sind Federn mit veränderlicher Steigung und/oder veränderlichem Drahtquerschnitt. Bei Belastung gehen die enger aneinander liegenden Windungen auf Block und die wirksame (verbleibende) Federlänge wird kontinuierlich kürzer, die Feder also steifer. Durch Veränderung des Wickeldurchmessers (z. B. Kegelfeder) ergibt sich ebenfalls eine progressive Kennlinie. (Abb. 3.8) zeigt zwei Möglichkeiten für progressive Federn. Die Zusatzfeder – auch Druckanschlag genannt – (Abb. 3.8b) ist zur Hauptfeder parallel geschaltet und wirkt erst ab einem gewissen Weg der Hauptfeder. Die Feder besteht aus zelligem Polyurethan-Elastomer (Handelsname: Cellasto) und ist so gestaltet, dass sie beim ersten Aufsetzen weich einsetzt und zunehmend verhärtet (Abb. 3.8c). Solche Zusatzfedern können voll zusammengedrückt große Kräfte aufnehmen.

Durch Kombination einer linearen Stahlfeder und einer solchen Zusatzfeder lassen sich daraus resultierende Federkennlinien beinahe beliebig gestalten. Zusatzfedern können inner-

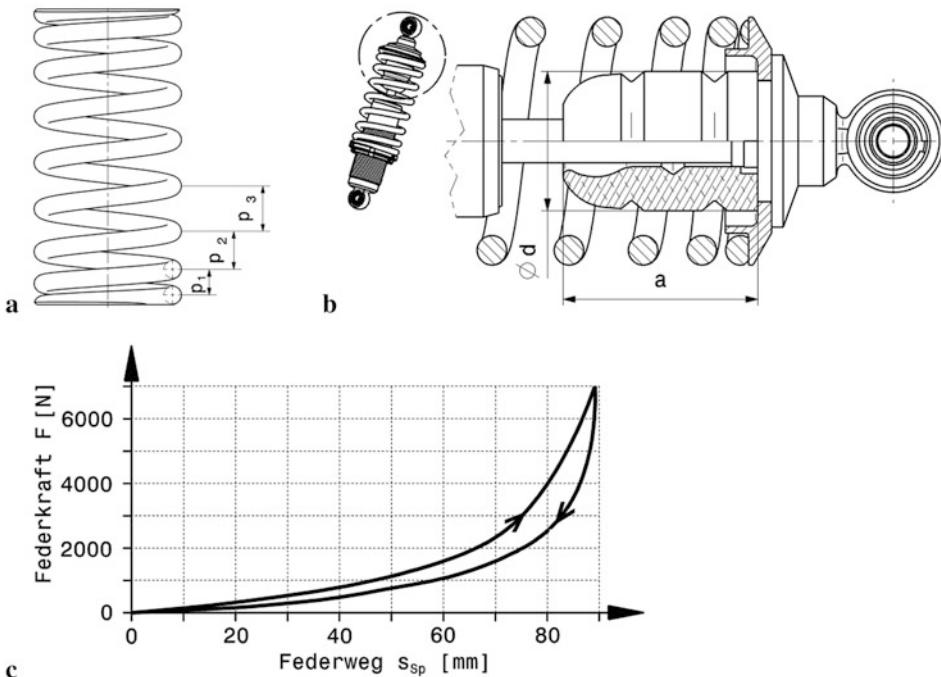


Abb. 3.8 Progressive Federn

a variable Federsteigung. b Zusatzfeder parallel geschaltet. c Kennlinie einer Zusatzfeder mit den Abmessungen $a = 115 \text{ mm}$, $\varnothing d = 70 \text{ mm}$ [5]. Die gesamte Federrate $c_{Sp,t}$ bei Parallelschaltung folgt aus den Einzelraten zu: $c_{Sp,t} = c_{Sp1} + c_{Sp2}$

halb einer Schraubenfeder (siehe a. Anmerkungen zu Abb. 3.15) sitzen, in einem Dämpfer als Zug- oder Druckanschlag wirken oder allein am Rahmen als Druckanschlag für ein Fahrwerksteil angebracht sein. Die Shore-Härtens von Elastomerpuffern liegen im Bereich zwischen 40 und 65. Sie sollten zumindest in Ausdehnungsrichtung geführt oder gehalten werden, z. B. indem sie ringförmig die Kolbenstange umschließen oder durch einen Metallring eingefasst werden. Dienen Zusatzfedern aus Elastomer zur Abstimmung der Federkennlinie, so sollten sie alle 6 bis 10 Rennen getauscht werden, weil ihre Länge über die Einsatzzeit abnimmt (Setzung) und dadurch die Abstimmung ihre ursprüngliche Charakteristik verändert [6].

Bei einer geschickten Anordnung der Feder und ihrer Betätigungshebel kann auch eine lineare Feder eine progressive radbezogene Rate zeigen, (Abb. 3.9). Allerdings ist ebenso durch unbedachtes Anordnen der Feder ein unerwünschtes degressives Verhalten möglich.

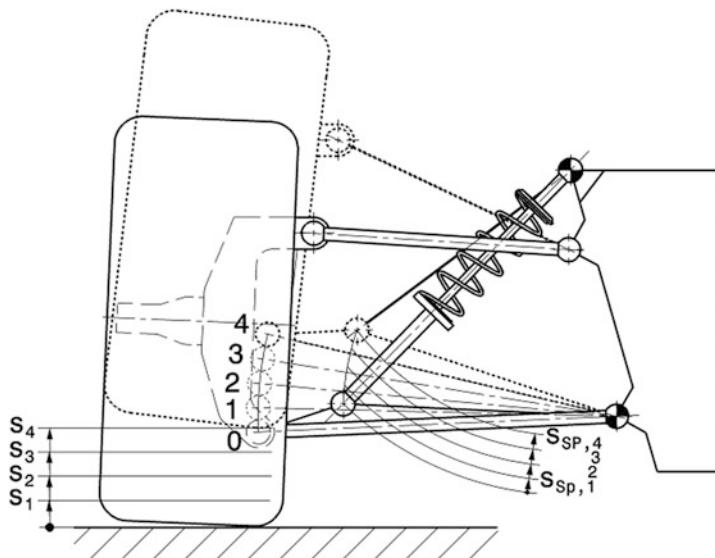


Abb. 3.9 Progressive Federanordnung

Die Feder hat eine konstante Steifigkeit $c_{Sp} = 30 \text{ N/mm}$. Durch die gezeigte Anordnung wird der Hub s_{Sp} der Feder bei gleichen Hubabschnitten s des Rads immer größer und damit steigt die radbezogene Federrate c beim Einfedern:

Bewegung	0 bis 1	1 bis 2	2 bis 3	3 bis 4
Radhub s , mm	30	30	30	30
Federhub s_{Sp} , mm	17,7	18,3	18,9	19,7
i_{Sp} , -	1,69	1,64	1,58	1,52
c , N/mm	10,5	11,2	12,0	13,0

Mit außen liegenden Federn lassen sich etwa 10–15 % Zunahme der Federrate erreichen. Stärkere Zunahmen erzielt man mit Betätigung der Federn über Hebel.

Die ideale Progressivität beider Achsen wird durch die unterschiedlichen Achslasten und erzielbaren Beschleunigungswerte nicht gleich sein. Für eine Grundauslegung wird für die Vorderachse ein Anstieg der Federrate um höchstens 20 % und für die Hinterachse ein flacherer Anstieg um etwa 5 % empfohlen [7]. Bei extrem welligen Rennstrecken braucht der Wagen vor allem entsprechenden Radhub und deshalb wird man auch nicht die Federraten erhöhen, sondern zunächst die Druckanschläge kräftiger wählen und den Bodenabstand vergrößern.

Die Progressivität soll jedenfalls nicht zu groß gewählt werden, sonst besteht die Gefahr, dass beim Nicken (Bremsen, Beschleunigen) der Unterschied in der radbezogenen Federrate zwischen den Achsen (die eine federt ein, die andere aus) zu groß und damit die Aufteilung der Wankraten zwischen vorne und hinten zu stark verändert wird. Die Balance des Wagens würde somit empfindlich gestört.

3.1.2 Betätigung der Feder Spring Actuation

Durch den Radhub muss sich ein definierter Federhub ergeben. Die Feder könnte also direkt das Rad abstützen wie es bei einer Vorderradgabel eines Motorrads der Fall ist. Die Feder kann auch an einem Querlenkerarm angelenkt sein (z. B. Abb. 3.9). Dadurch entsteht allerdings in dem Lenker ein Biegemoment sowie bei schräg angelenkter Feder eine Längskraft und dieser muss entsprechend gestaltet werden und wird dadurch schwerer. Je näher der Anlenkpunkt beim Radträger sitzt, desto kleiner ist die Biegebeanspruchung des Querlenkers. Federn können auch über Hebel direkt oder indirekt betätigt werden, (Abb. 3.10). Die Hebel-Versionen bieten schier zahllose Möglichkeiten eine zunehmende Federkennlinie zu realisieren und gleichzeitig das Federbein an einem günstigen Ort im Wageninneren unterzubringen. Außerdem macht das Federbein in diesem Fall auch Platz für die vorbeiströmende Luft zwischen Rad und Wagenkasten, was der Aerodynamik zu Gute kommt. Die Reaktionskräfte am anderen Ende der Feder müssen an einem geeigneten Ort in den Rahmen eingeleitet werden. Geeignete Orte sind solche, die Kräfte möglichst direkt weiterleiten können: Knotenpunkte eines Gitterrohrrahmens, Befestigungspunkte der Feder der anderen Wagenseite, Anlenkpunkte von Querlenkern usw. Der Bodenabstand des Fahrzeugs lässt sich bei dieser Betätigungsart leicht durch Längenänderung des Betätigungsstabs einstellen. Wird der obere Querlenker als Kipphebel ausgebildet (c), kann die Feder ebenfalls im Wageninneren untergebracht werden. Der prinzipiell höher belastete untere Querlenker ist dann zwar biegemomentenfrei, der obere Querlenker muss jedoch als Biegeträger ausgeführt werden. Das ist im Sinne des Leichtbaus ungünstig und macht ihn schwer. Auch die Hebellaufgerüte muss kräftig gestaltet werden.

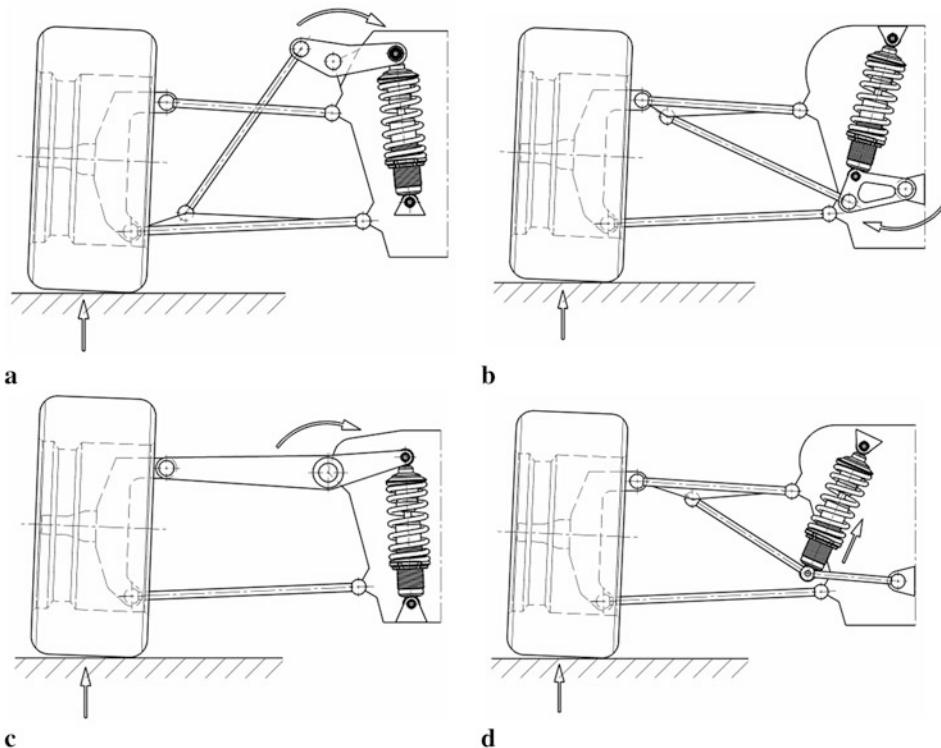


Abb. 3.10 Möglichkeiten der Federbetätigung

a Druckstab mit Umlenkhebel *push rod with rocker*. b Zugstab mit Zwischenhebel *pull rod with bell crank*. c Querlenker als Kipphebel *wishbone as rocker*. d Kniehebelanordnung *knee lever*

Bei Formel-1-Fahrzeugen mit extremer Ausnutzung von Abtriebskräften durch Abdichtung der Wagenunterseite durch sog. Schürzen lagen die Federraten zwischen 350 und 600 N/mm, was von der Mehrheit der Fahrer kritisiert wurde, weil das Verhalten schon an ein ungefedertes Fahrzeug erinnerte [8]. Tatsächlich sollte sich die Bodenfreiheit der Wagen kaum ändern, damit die Abdichtfunktion der Schürzen aufrecht blieb. Der Federdurchmesser betrug innen ca. 57 mm [8].

Drehstabfedern (*torsion-bar spring*) können elegant Platz sparend untergebracht und über Hebel betätigt werden. Die Dämpfer sind so von unerwünschten (aber durch Toleranzbedingte Schiefstellung der Schraubenfeder möglichen) Kräften befreit und werden vom selben Hebel beaufschlagt, (Abb. 3.11).

Weitere Möglichkeiten ergeben sich durch die Anordnung der Feder. Zum einen bietet sich die Möglichkeit an einer Achse nur eine Feder anzubringen (Monofeder). Diese wird

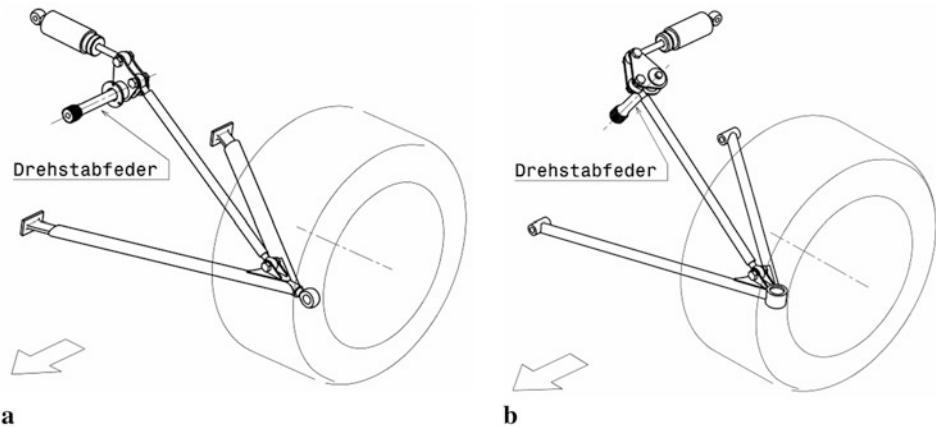


Abb. 3.11 Betätigung von Torsionsfedern

a Der Torsionsstab ist in Fahrtrichtung (Pfeil) angebracht und stellt gleichzeitig die Hebelachse dar. Der Dämpfer liegt ebenfalls horizontal, quer zur Fahrtrichtung. b Der Drehstab steht quer zur Fahrtrichtung

von beiden Rädern über einen gemeinsamen Hebel beaufschlagt. Das Wankmoment muss in dem Fall gänzlich über einen (besonderen) Stabilisator aufgenommen werden, (siehe Abb. 3.53).

Zum anderen können die unterschiedlichen Funktionen von verschiedenen Federn wahrgenommen werden. Bei einem Drei-Feder-System übernehmen zwei Federn in herkömmlicher Art die Federung je eines Rads und zusätzlich wird über eine gemeinsame Koppel beim gleichzeitigen Federn eine dritte Feder ins Spiel gebracht, (siehe Abb. 3.54). Solche Systeme bieten sich für Fahrzeuge mit hohem Aerodynamikanteil an, die zusätzlich noch einen großen Geschwindigkeitsumfang abdecken. Der Bodenabstand soll bei diesen idealerweise über der Fahrgeschwindigkeit konstant bleiben, obwohl bei zunehmendem Tempo der Abtrieb überproportional zunimmt. Würde man zur Lösung dieses Problems etwa einfach nur steifere Federn vorsehen, hätte man bei geringen Geschwindigkeiten eine unnötig harte Federung, die Traktionsprobleme mit sich bringt und den Fahrer sowie Bauteile stärker belastet.

3.1.3 Federberechnung Spring Calculation

Die Ermittlung der erforderlichen Federrate ist in (Abschn. 3.2.1) dargelegt.

Zur Vorauslegung der Federabmessungen bei bekannter Federrate können folgende Beziehungen herangezogen werden:

Schraubenfeder <i>coil spring</i> : $c_{Sp} = \frac{G \cdot d_{Sp}^4}{8D_m^3 \cdot j_{Sp}}$	c_{Sp}	Federrate <i>spring rate</i> , N/mm	
	D_m	mittlerer Windungsdurchmesser <i>mean average coil diameter</i> , mm	
	d_{Sp}	Drahtdurchmesser <i>wire diameter</i> , mm	
	j_{Sp}	Anzahl der federnden Windungen <i>number of active coils</i> , -.	
	j_t	$j_{Sp} = j_t - 1,5$ Gesamtanzahl der Windungen <i>number of coils</i> , -	

Drehstabfeder <i>torsion bar spring</i> :	
$c_\alpha = \frac{\frac{\pi^2 G \cdot d^4}{32} \cdot T}{\frac{180^\circ}{\pi} \cdot l_{Sp}}$	$T = c_\alpha \cdot \alpha$
c_α	Drehfederrate <i>angular (twist) rate</i> , N mm/ $^\circ$
G	Schubmodul <i>shear modulus</i> , N/mm ²
d	Stabdurchmesser <i>bar diameter</i> , mm
l_{Sp}	federnde Länge <i>active length</i> , mm
T	Torsionsmoment <i>torque</i> , N mm
α	Verdrehwinkel <i>twist angle</i> , $^\circ$
r	Hohlkehlenradius <i>fillet radius</i> , mm
d_f	Fußkreisdurchmesser des Kopfprofils <i>root diameter of the head spline</i> , mm

$$d_f/d \geq 1,3$$

$$0,5d_f < l_k < 1,5d_f$$

$$l_h = 0,5(d_f - d)\sqrt{4r/(d_f - d - 1)}$$

Die Längen folgen aus:

$$l_{Sp} = l - 2(l_h - l_e)$$

- l freie Schaftlänge, mm
 l_h Hohlkehlenlänge, mm

l_e Ersatzlänge, mm. $l_e = v \cdot l_h$, v nach Tab. 3.2.

l_k Kopflänge, mm L Gesamtlänge des Drehstabs, mm

Das Moment T wird über Kerbverzahnung, Vierkant, Sechskant, Exzenterende o. ä. in die Drehstabfedern eingeleitet.

Abb. 3.12 zeigt eine praktische Anwendung wie mit der Anzahl der federnden Windungen die Federrate verändert werden kann.

Drehfedern können elegant in Reihe geschaltet werden, indem ein Drehstab ein oder mehrere Drehrohre betätigt, (Abb. 3.13). Die Betätigungshebel können so auch nebeneinander angeordnet werden, wodurch die Lagerkräfte an einem Ort konzentriert bleiben.

Die genaue Auslegung von Federn nimmt im Allgemeinen der Federhersteller vor. Er benötigt dazu Angaben wie in Abb. 3.14 angeführt.

Gängige Federdurchmesser liegen bei 47 und bei 57 mm.

Tab. 3.2 Verhältnis v ($= l_e/l_h$, Ersatzlänge zu Hohlkehlenlänge), nach [9]

d_f/d		1,3	1,5	1,7	1,9	2
	1	0,731	0,638	0,581	0,534	0,522
r/d	2	0,728	0,632	0,568	0,511	0,502
	50	0,725	0,625	0,555	0,5	0,481



Abb. 3.12 Federbein mit veränderlicher Federrate (Formel König)

Der untere Federteller nimmt die Feder in einer schraubenförmigen Nut auf. Durch Schrauben dieses Tellers kann die Anzahl der federnden Windungen und damit die Federrate verändert werden. Nimmt die Anzahl der aktiven Windungen ab, wird die Feder steifer, vgl. auch Gleichung zur Vorauslegung oben

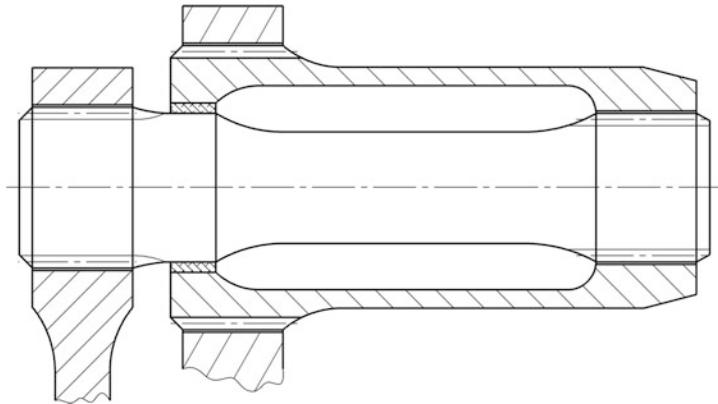


Abb. 3.13 Reihenschaltung von Drehfedern

Ein Drehstab ist so in einem Drehrohr gelagert, dass die Reaktionskräfte des Betätigungshebels ebenfalls in die Rohrlagerung eingeleitet werden. Die gesamte Baulänge dieser Anordnung ist kurz
Die gesamte Federrate $c_{\alpha,t}$ folgt bei Reihenschaltung aus den Raten der Einzelfedern: $\frac{1}{c_{\alpha,t}} = \frac{1}{c_{\alpha 1}} + \frac{1}{c_{\alpha 2}}$

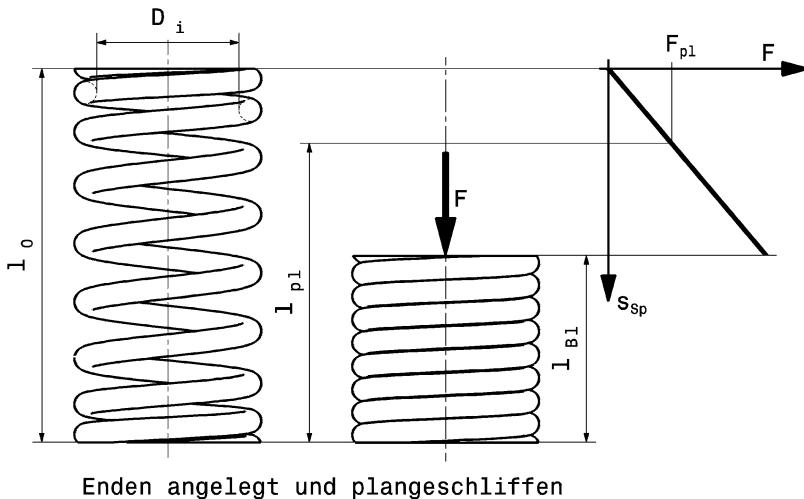


Abb. 3.14 Bestellangaben für Schraubenfedern *basis parameters of coil springs*

l_0 ungespannte Länge *free length*, mm

D_i Innendurchmesser *inside diameter*, mm

l_{pl} Einbaulänge in Konstruktionslage *spring length at design position*, mm

F_{pl} Federkraft bei Länge l_{pl} *spring load at length l_{pl}* , N

l_{BL} Blocklänge (Federlänge bei anliegenden Windungen) *coil bound length*, mm

c_{sp} Federrate *spring rate*, N/mm

Bei Schraubenfedern für den Rennsport wird die Federrate vom Hersteller meist auf der Feder angegeben. Und zwar in der anglikanischen Einheit *pound-force per inch* [1 lbs/in = 0,175 N/mm], d. h. eine Feder mit z. B. dem Kennwert 80 weist eine Federrate von 14 N/mm auf.

Die erforderlichen Längen müssen mit der Radaufhängung und dem Dämpferbein abgestimmt sein, Abb. 3.15. Der maximale Federhub $s_{Sp,t}$ ergibt sich aus dem gewünschten maximalen Radhub und der Wegübersetzung Rad/Feder i_{Sp} .

Der gesamte Federhub $s_{Sp,t}$ wird etwa so aufgeteilt, dass das Rad ausgehend von der Konstruktionslage 1/3 ausfedern und 2/3 einfedern kann (vgl. Abb. 3.3). Der untere (verstellbare) Federteller wird dabei zur Ermittlung der erforderlichen Federlängen in seiner Mittelstellung betrachtet. Federt das Rad voll aus, begrenzt der Zuganschlag die weitere Bewegung und die Feder erreicht ihre minimale ungespannte Länge $l_{0,min}$. Wäre die ungespannte Länge kürzer als $l_{0,min}$, wäre die Feder in dieser Stellung lose und könnte keine Stützkraft mehr für das Rad bereitstellen. Soll die Feder in dieser Stellung schon eine Vorspannung aufweisen, kann die ungespannte Länge bis $l_{0,max}$ gewählt werden. Dann kann die Feder bei ihrer Montage noch ohne Vorrichtung durch den unteren Federteller vorgespannt werden.

Wird das Federbein zusammengedrückt, kommt der Druckanschlag ins Spiel. Er selbst ist ja eine Zusatzfeder und verlängert den möglichen Federweg um l_{Zusatz} . Die Schrauben-

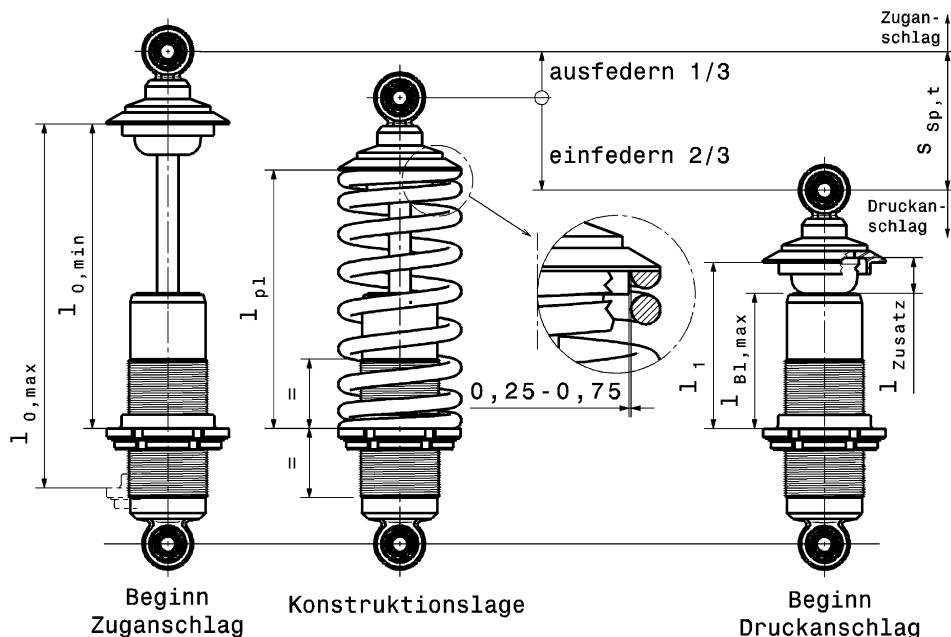


Abb. 3.15 Bestimmung der erforderlichen Längen von Schraubenfedern
Der untere Federteller befindet sich bei dieser Untersuchung in seiner Mittelstellung
Zusätzlich ist der empfohlene Spielbereich zwischen Feder und Federteller eingetragen

Tab. 3.3 Warmgewalzte Stähle für vergütbare Federn (nach DIN 17221, 17224)

Stahlart	Kurzzeichen	Werkstoffnummer	Zugfestigkeit R_m , N/mm ²	Streckgrenze $R_{p0,2}$, N/mm ²	E, G^a , N/mm ²
Qualitätsstähle	58Si7	1.0903	1320–1570	1130	
	60SiCr7	1.0961	1320–1570	1130	$E = 2,0 \cdot 10^5$
Edelstähle	50CrV4	1.8159	1370–1670	1180	$G = 80\,000$
	51CrMoV4	1.7701	1370–1670	1180	
nichtrostend	X12CrNi17 7	1.4310	1320–1570		$E = 1,9 \cdot 10^5$
					$G = 73\,000$

^aE E-Modul; G Schubmodul**Tab. 3.4** Stähle für kaltgeformte Federn (nach DIN 17223)

Stahl	Sorte	Zugfestigkeit R_m , N/mm ²	E, G^a , N/mm ²
Federstahldraht	C	1370–1670	$E = 2,06 \cdot 10^5$
	D	1370–1670	$G = 81\,500$
54SiCr6	FD SiCr		$G = 79\,500$

^aE E-Modul; G Schubmodul

feder darf mit der Länge l_1 ihre Blocklänge l_{Bl} noch nicht erreicht haben. Die Blocklänge darf also den Weg der Zusatzfeder nicht einschränken und muss kleiner als $l_{Bl,max}$ sein.

Werkstoffe: Federstahl (Tab. 3.3 und 3.4), Titan, zelliges Polyurethan-Elastomer

3.2 Dämpfer *Damper*



3.2.1 Schwingungen Oscillations

Eigenfrequenzen, Federauslegung Natural Frequency, Spring Calculation

Die Schwingungen interessieren im Fahrzeugbau allgemein aus folgenden Gründen:

- Einfluss auf die Radlastschwankungen und damit auf den Fahrbahnkontakt und die Fahrsicherheit
- Schwingungsbelastung der Insassen und/oder des Ladegutes
- Fahrzeug- und Fahrbahnbeanspruchung
- Bodenabstandsschwankungen beeinflussen den aerodynamischen Abtrieb bei Aero-Fahrzeugen
- Geräuschbelastung der Insassen und der Umwelt.

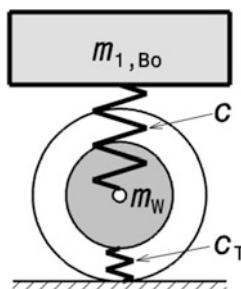
Vom Fahrwerk sind die Reifenfederung und Dämpfung und die mit dem Rad verbundene Masse entscheidend für die Radlastschwankungen.

Für Rennfahrzeuge sind nur Radlastschwankungen und damit der Kontakt Reifen-Fahrbahn von Interesse. Bei Straßenfahrzeugen steht der Komfort im Vordergrund. Abb. 3.16 zeigt komfortgetriebene Zielbereiche der Auslegung von Straßenfahrzeugen.

Eigenfrequenz der ungedämpften harmonischen Schwingung:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} \quad [\text{Hz}] \text{ bzw. die Eigenkreisfrequenz } \omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (3.3)$$

z. B. Radhubschwingung bei Einzelradaufhängung [1]:



$$f_{n,w} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_T + c}{m_w}} \quad (3.4)$$

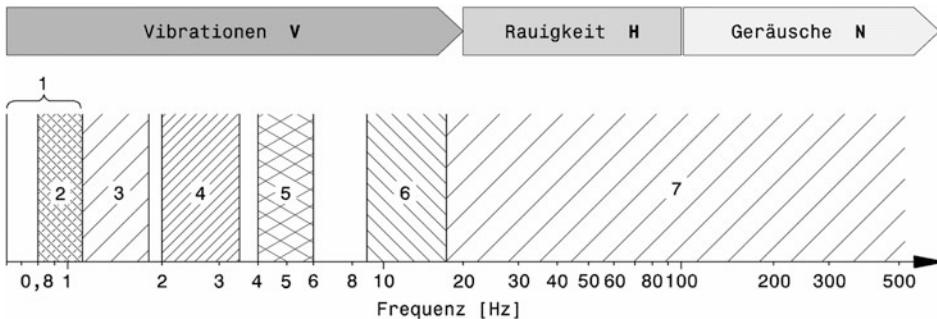


Abb. 3.16 Lage der Eigenfrequenzen im logarithmischen Maßstab, nach [1]

In der fahrzeugbezogenen Schwingungstechnik wird dieser Bereich auch NVH (*noise, vibration and harshness*) bezeichnet, indem zwischen spürbaren, hörbaren Frequenzen und einem Übergangsbereich (Rauigkeit) unterschieden wird

- 1) sehr niedrig abgestimmtes System Sitz-MenschDiese niedrige Abstimmung ist nur in Sonderfällen zu empfehlen. Sie erfordert ein Sitzfedersystem, bei dem das Niveau einstellbar ist, da sonst die Unterschiede in der statischen Einfederung bei verschiedenen schweren Personen zu groß werden
- 2) System Fahrzeugaufbau-Aufbaufederung bei der Federung mit Niveauregelung. Theoretisch wären diese Eigenfrequenzen auch bei Fahrzeugen mit sehr geringer zulässiger Zuladung bereits ohne Niveauregelung möglich
- 3) System Fahrzeugaufbau-Aufbaufederung ohne Niveauregelung. Im voll beladenen Zustand liegen die Fahrzeuge alle näher an der unteren Grenze. Bei den größeren Pkw und bei Fahrzeugen mit progressiver Federkennlinie wird im Allgemeinen immer eine Eigenfrequenz unter 1,4 Hz erreicht
- 4) Für das System Sitz-Mensch vorgeschlagener Frequenzbereich
- 5) Von den anderen Systemen zu vermeidende Eigenfrequenz des Menschen (vertikal)
- 6) Eigenfrequenz der Achsmasse bzw. der mit dem Rad verbundenen MasseFür die meisten Pkw liegt sie in der Nähe von 10 Hz
- 7) Hörbare FrequenzenSie liegen im Bereich von 16 bis 20 000 Hz (Feld wurde bei 500 Hz abgebrochen)

$$f_{n,Bo} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_T \cdot c}{m_{1,Bo}(c_T + c)}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{Bo}}{m_{1,Bo}}} \quad (3.5)$$

c_T	Reifenfederrate <i>tire rate</i> , N/m
c	Federrate radbezogen <i>wheel center rate</i> , N/m
m_w	mit dem Rad verbundene Masse, kg
$f_{n,w}$	Eigenfrequenz der ungefederten Massen m_w , Hz
$m_{1,Bo}$	Masse des Aufbaus pro Rad (gefederter Masse), kg
$f_{n,Bo}$	Eigenfrequenz der gefederten Masse $m_{1,Bo}$, <i>ride frequency</i> , Hz
c_{Bo}	Federrate aufbaubezogen (Aufbaurate) <i>ride rate</i> , N/m

Werte für c_T : Pkw: 120 000 bis 200 000 N/m; Rennfahrzeuge bis 480 000 N/m

Die allgemeine Lage der Eigenfrequenzen der wesentlichen Masseanhäufungen ist so zu wählen, dass sie nicht mit den körpereigenen Eigenfrequenzen des Menschen über-

einstimmen, damit der Fahrzeuginsasse nicht zum Schwingungstilger wird oder etwas drastischer ausgedrückt, damit sie nicht mit der „Kotzfrequenz“ zusammenfällt.

Typische Werte von Eigenfrequenzen sind in Tab. 3.5 zusammengefasst.

Im Fahrzeugbau wird anstelle der Frequenz f [Hz] gerne die Schwingzahl n [min^{-1}] herangezogen. Es gilt also: $n = 60f = (30/\pi)\omega$.

Zahlenwerte von Eigenfrequenzen (Aufbauschwingzahlen $n = 60f_{n,\text{Bo}}$) [4]:

Straßenfahrzeug (komfortabel) $60\text{--}80 \text{ min}^{-1}$ ($1\text{--}1,4 \text{ Hz}$); Straßenfahrzeug (sportlich) $80\text{--}100 \text{ min}^{-1}$.

Rennfahrzeug (ohne Flügel oder Bodeneffekt) $100\text{--}125 \text{ min}^{-1}$, Rennfahrzeug (mit Bodeneffekt) bis 500 min^{-1} ; Rennfahrzeug (im Mittel) $200\text{--}350 \text{ min}^{-1}$.

Typische Bereiche von Aufbauschwingzahlen von Pkw illustriert Abb. 3.17.

Als Startwert für die Auslegung eines Rundstreckenfahrzeugs wird $130 \pm 15 \text{ min}^{-1}$ empfohlen [4].

Die Eigenfrequenz des Fahrzeugaufbaus über der Hinterachse soll bei Straßenfahrzeugen um 10 bis 20 % über jener des Aufbaus über der Vorderachse liegen. Dadurch bildet sich bei Fahrbahnanregungen eine Huberschwingung des Wagens anstelle einer Nickschwingung aus, weil die Bewegungen der Hinterachse, die um den Radstand l versetzt angeregt wird, jene der vorderen „einholen“ [5]. Für eine bestimmte Fahrgeschwindigkeit v_{ref} (z. B. typische, mittlere Geschwindigkeit) lässt sich die dafür erforderliche Eigenfrequenz an der Hinterachse $f_{n,\text{Bo},r}$ exakt errechnen:

$$\begin{aligned}\Delta t &= \frac{1}{f_{n,\text{Bo},f}} - \frac{1}{f_{n,\text{Bo},r}} = \frac{l}{v_{\text{ref}}} \\ \Rightarrow f_{n,\text{Bo},r} &= \frac{f_{n,\text{Bo},f}}{1 - \Delta t \cdot f_{n,\text{Bo},f}} \quad \text{bzw. } n_r = \frac{n_f}{1 - \frac{1}{60} \Delta t \cdot n_f}\end{aligned}\quad (3.6)$$

Tab. 3.5 Typische Werte von Eigenfrequenzen aus (3.4) und (3.5)

Fahrzeugtyp bzw. Rennserie	Ungefederte Massen $f_{n,W}$, Hz	Gefederte Massen $f_{n,\text{Bo}}$, Hz
Pkw	10 bis 12	1 bis 2
Formula Student, FSAE	15 bis 19	2,5 bis 3,5
Rallye, WRC	auf Asphalt	2 bis 2,6
	auf Schotter	1,6 bis 1,8
NASCAR	15 bis 17 ^a	1,5 bis 4
GT3	21 bis 25	2,8 bis 4
Formel 3	19 bis 25	3 bis 5
Formel 1, LMP 1	20 bis 37	3,5 bis 6
IndyCar, IRL	23 bis 27	5 bis 7

^aalle 4 Räder weisen unterschiedliche Werte auf!

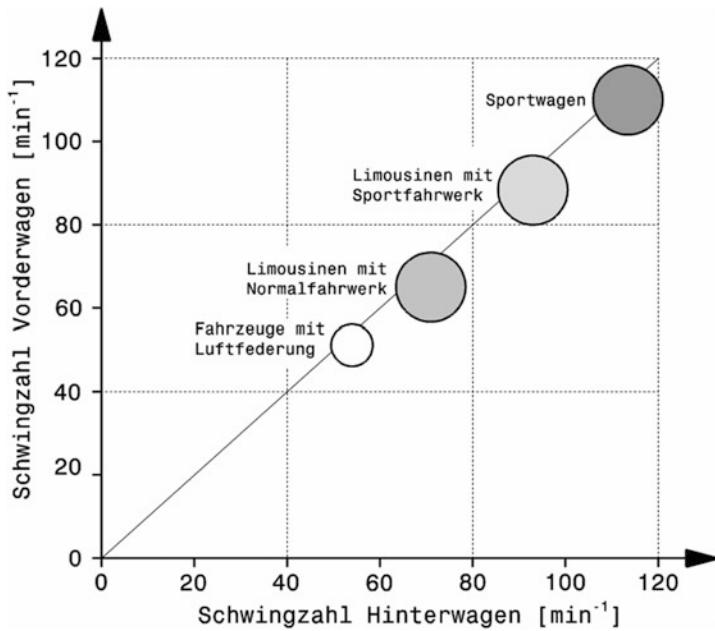


Abb. 3.17 Schwingzahlen von PKW, nach [10]

Die Schwingzahlen der Hinterachse liegen tendenziell über jener der Vorderachse. Je höher der Komfort ist, desto niedriger liegen die Schwingzahlen. Umgekehrt steigen die Werte mit zunehmender Sportlichkeit

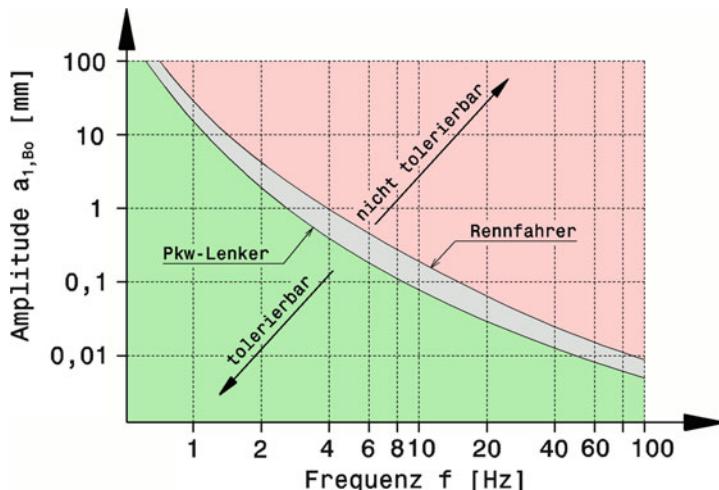


Abb. 3.18 Grenzbereich für Insassen bei Vertikalschwingungen, nach [12]

Bei vertikalen Schwingausschlägen diktieren die Frequenz die für den Menschen zulässige Amplitude. Für Rennfahrer kann die Belastung rauer ausgelegt werden, als für den Pkw-Fahrer, der Komfort erwartet

- Δt Zeitdifferenz der Anregung zwischen Vorder- und Hinterachse, s
 v_{ref} Bezugs- bzw. Auslegungsgeschwindigkeit, bei der kein Nicken auftreten soll, m/s
 l Radstand, m

Für Rennfahrzeuge wird allgemein $n_r = 1,05$ bis $1,1 n_f$ empfohlen. Bei Rundstreckenrennfahrzeugen mit hohen Eigenfrequenzen kann eine andere Auslegung bei ebenen Strecken vorteilhaft sein [4]. Erfahrungswerte von hinterradgetriebenen Rennfahrzeugen zeigen eine höhere Eigenfrequenz der Vorderachse hervorgerufen durch die größere Wanksteifigkeit vorne (, die die Aufstands Kräfte hinten vergleichmäßig) [11]. Das zuvor erwähnte komfortrelevante Schwingungsverhalten ist hier kein Thema und Rennfahrzeuge sind ohnedies wesentlich stärker gedämpft als Pkw, sodass sich keine Nickschwingungen ausbilden.

Die Schwingfrequenz und ihre Amplitude können jedoch nicht völlig unabhängig voneinander gesehen werden. Das menschliche Empfinden diktieren eine beschleunigungsabhängige Grenze, ab der der Komfort der Insassen leidet. (Abb. 3.18) zeigt diese Grenze für Anregungen in vertikaler Richtung. Bei niedrigen Frequenzen kann der Schwingausschlag größer sein und bei höheren Frequenzen ist nur noch eine sehr kleine Amplitude für den Menschen ertragbar, wenngleich für den Rennfahrer die Grenze etwas weiter in den „ungemütlichen“ Bereich verschoben werden kann.

Federraten Spring Rates

Die radbezogene Federrate c_f für die Vorderachse folgt aus der Gl. (3.8) für die Aufbauschwingungszahl *ride frequency* n_f (siehe unten) ohne bzw. mit Berücksichtigung der Reifenfederrate:

$$c_f = 0,011 \cdot n_f^2 \cdot m_{1,Bo,f}$$

$$c_f = \frac{1}{\frac{91,19}{n_f^2 \cdot m_{1,Bo,f}} - \frac{1}{c_{T,f}}} \quad (3.7)$$

c_f Federrate radbezogen für die Vorderachse *wheel center rate*, N/m

Die radbezogene Federrate c_r für die Hinterachse folgt aus obiger Gleichung mit den entsprechenden Werten der Hinterachse (Index r statt f), deshalb werden in Folge nur die Gleichungen für die Vorderachse angeschrieben.

Erfahrungswerte für Startwerte von radbezogenen Federraten für die Vorderachse c_f können auch direkt Tab. 3.6 entnommen werden:

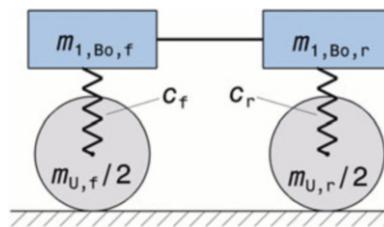
Multipliziert man dieses Verhältnis mit der Aufbaumasse pro Rad $m_{1,Bo,f}$ in [kg], so erhält man den Anfangswert der Entwicklung der radbezogenen Federrate c_f in [N/m].

$$n_f = 9,55 \cdot \sqrt{\frac{c_f}{m_{1,Bo,f}}} \text{ bzw.} \quad (3.8)$$

$$n_f = 9,55 \cdot \sqrt{\frac{c_f c_{T,f}}{m_{1,Bo,f} (c_f + c_{T,f})}}$$

Tab. 3.6 Anfangswerte von Federraten vorne (radbezogen), tw. nach [13]

Fahrzeugtyp bzw. Rennserie	Verhältnis $c_f/m_{1,\text{Bo,f}}$ 1/s ²
Formula Student, FSAE	247 bis 484
Formel Ford	386 bis 425
Trans-Am	463 bis 502
Formel 2000	618
Sportwagen	657
ALMS LMP (Le Mans Prototyp USA)	772 bis 850
CART, IRL	888 bis 927

**Abb. 3.19** Zu den Gleichungen: Darstellung eines vereinfachten Schwingsystems eines gefederten Wagenaufbaus

Es wird nur eine seitliche Hälfte des Fahrzeugs betrachtet, somit zwei Viertelfahrzeuge

n_f bzw. n_r	Aufbauschwingungszahl vorne bzw. hinten, min ⁻¹
c_f bzw. c_r	Rate der Aufbaufeder vorne bzw. hinten bezogen auf den Radaufstandspunkt, N/m
m_{Bo}	Aufbaumasse, kg. $m_{\text{Bo}} = 2(m_{1,\text{Bo,f}} + m_{1,\text{Bo,r}})$
$m_{1,Bo,f}$ bzw. $m_{1,Bo,r}$	auf ein Rad wirkender Teil der Aufbaumasse vorne bzw. hinten, kg
$m_{1,Bo,f} = 0,5 \cdot (m_{V,f} - m_{U,f})$	
$m_{V,f}$ bzw. $m_{V,r}$	Achslast vorne bzw. hinten, kg
$m_{U,f}$ bzw. $m_{U,r}$	ungefederte Masse vorne bzw. hinten, kg

Die beteiligten Massen veranschaulicht (Abb. 3.19).

Die Ermittlung der ungefederten Massen kann durch Messungen am realen Fahrzeug erfolgen¹ oder näherungsweise aus Konstruktionsdaten rechnerisch ermittelt werden, (Abb. 3.20).

¹Siehe Handbuch Rennwagentechnik, Bd. 5, *Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung*, Kap. 4.

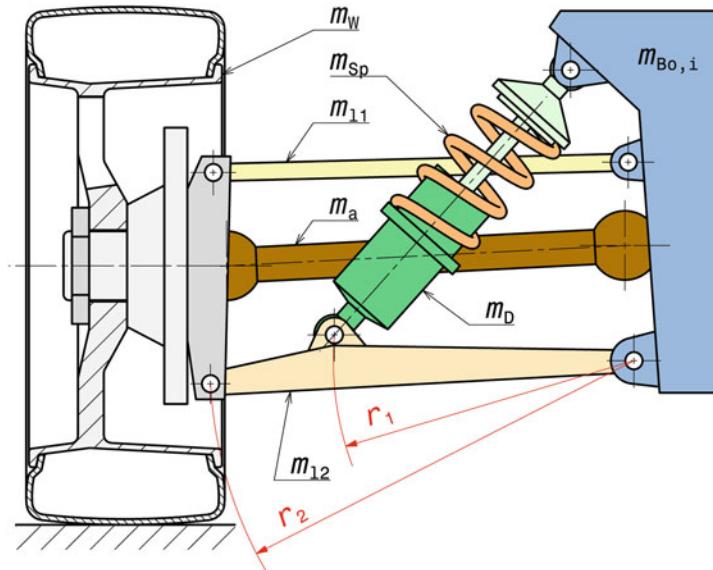


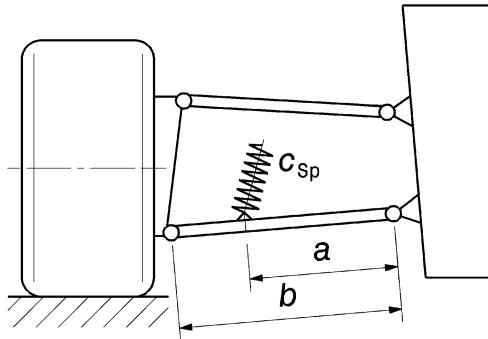
Abb. 3.20 Rechnerisches Aufteilen der Achsmassen

Bei der dargestellten Radaufhängung zählt man zu den ungefederten Massen das Rad (m_W) samt Reifen und alle Teile, die sich im selben Maße mitbewegen: Radnabe mit Radmutter, Radbremse und Radträger. Symmetrische Verbindungsteile, deren Enden einerseits mit dem Rad andererseits mit dem Wagenkasten (gefederte Masse $m_{Bo,i}$) verbunden sind, werden jeweils zur Hälfte den entsprechenden Massen zugeschlagen. Im Beispiel sind das der obere Lenker (m_{l1}) und die Antriebswelle (m_a). Asymmetrische Teile werden in zwei Massen zerlegt, die den beiden Gelenken zugeordnet werden. Die Aufteilung erfolgt über deren statisches Moment (Masse mal Schwerpunktsabstand). Im Beispiel betrifft das den unteren Lenker (m_{l2}). Teile, die indirekt mit dem Rad mitbewegt werden, werden anteilmäßig den ungefederten Massen zugeschlagen. Der Dämpfer (m_D) bewegt sich nur im Verhältnis r_1/r_2 mit. Außerdem ist er mit dem anderen Ende am Wagenkasten angebunden. Es wird daher nur seine halbe Masse in der Kalkulation berücksichtigt: Sein ungefederter Anteil beträgt somit $r_1/r_2 \cdot 0,5m_D$. Ist der Dämpfer extrem asymmetrisch, nimmt man die Masse des schwereren Teils (hier dunkelgrün) anstelle der Hälfte. Die Gesamtbilanz, d. h. die Gesamtmasse muss jedoch der Fahrzeugmasse entsprechen. Man muss also die restliche Masse $(1 - r_1/r_2 \cdot 0,5)m_D$ jedenfalls der gefederten Masse zuweisen. Auch die Aufbaufeder (m_{Sp}) wird jeweils zur Hälfte bei den ungefederten bzw. gefederten Massen berücksichtigt. Bei einer typischen Blattfeder sieht das anders aus. Sie wird zu ca. 90 % den ungefederten Massen zugeschlagen. Die ungefederten Massen dieser Aufhängung (linke und rechte Seite) stellen sich zusammenfassend folgend dar:

$$m_{U,i} = 2 \left(m_W + 0,5m_{l1} + 0,5m_a + \frac{r_1}{r_2} m_{l2} + 0,5 \frac{r_1}{r_2} m_D + 0,5 \frac{r_1}{r_2} m_{Sp} \right)$$

Wobei hier angenommen wurde, dass der Schwerpunkt des unteren Lenkers im Abstand r_1 vom Gelenk liegt. Die gefederte Masse $m_{Bo,i,t}$ ist das Komplement zur Gesamtmasse: $m_{Bo,i,t} = m_{Bo,i} + 2 \left(0,5m_{l1} + 0,5m_a + \frac{r_2-r_1}{r_2} m_{l2} + \frac{2r_2-r_1}{2r_2} m_D + \frac{2r_2-r_1}{2r_2} m_{Sp} \right)$

Abb. 3.21 Beispiel für Hebelverhältnis Rad zu Aufbaufeder (Federübersetzung), vgl. auch (Abb. 3.7) bzw. (3.1)
 Diese Übersetzung macht den wesentlichen Unterschied zwischen Aufbaufederrate und radbezogener Federrate aus.
 $i_{Sp} = \frac{b}{a}$



$$s_{0,f} = \frac{m_{1,Bo,f} \cdot g}{c_f}$$

$s_{0,f}$ bzw. $s_{0,r}$ statische Rad-Einfederung vorne bzw. hinten, m

$$c_{Sp,f} = c_f \cdot i_{Sp,f}^2$$

$c_{Sp,f}$ bzw. $c_{Sp,r}$ Rate der Aufbaufeder (Tragfeder) vorne bzw. hinten, N/m
 $i_{Sp,f}$ bzw. $i_{Sp,r}$ Hebelverhältnis Rad zu Feder vorne bzw. hinten (Federübersetzung), -; siehe (Abb. 3.21)

$$s_{Sp,f} = \frac{s_{0,f}}{i_{Sp,f}} = \frac{m_{1,Bo,f} \cdot g \cdot i_{Sp,f}}{c_{Sp,f}}$$

$s_{Sp,f}$ bzw. $s_{Sp,r}$ statische Eindrückung der Feder vorne bzw. hinten, m

Federwege Spring Travel

Der gesamte Federweg $s_{Sp,t}$ (also von voll aus- bis eingefedert) wird vom Verlauf der Rennstrecke diktiert (je welliger, desto mehr Federweg), kann aber nicht unabhängig von den zur Verfügung stehenden handelsüblichen Dämpferbeinen festgelegt werden. Die gängigen Gesamthübe liegen etwa zwischen 80 mm (z. B. für Einsitzer, kleine Sportwagen) und 150 mm (z. B. für Sportwagen, Tourenwagen) [4].

Zur Aufteilung des zur Verfügung stehenden Federwegs (siehe Abb. 3.3) und Tab. 3.1.

Als Extrembeispiel ergaben sich für ein Formel-1-Fahrzeug der „Flügelära“ (vor 1983) folgende Zahlenwerte bei niedriger Fahrgeschwindigkeit, d. h. der Einfluss des Abtriebes ist noch sehr gering, nach [4]:

Fahrzeugmasse: 580 kg, d. h. Gesamtmasse inkl. Fahrer (74 kg) und halber Tankfüllung (73 kg) beträgt 727 kg.

Bei einer Massenverteilung vorne/hinten von 45:55 sind die Achslasten $m_{V,f} = 327 \text{ kg}$ bzw. $m_{V,r} = 400 \text{ kg}$.

	Aufbauschwingungszahl	Aufbaumasse pro Rad	Hebelverhältnis	radbezogene Rate der Feder	statische Einfederung	Rate der Feder	statische Eindrückung der Feder
n	$m_{1,\text{Bo}}$	i_{Sp}	c	s_0	c_{Sp}	s_{Sp}	
	min^{-1}	kg	-	N/mm	mm	N/mm	mm
vorne	410	143	2,0	264	5,3	1056	2,65
hinten	504	175	1,2	489	3,6	704	3,0

Die Aufbaufedern waren also extrem steif ausgelegt, weil diese Fahrzeuge auch bei hoher Fahrgeschwindigkeit bei einem enormen Abtrieb den Bodenabstand halten mussten, damit die damals üblichen Schürzen zur Unterbodenabdichtung wirksam blieben. Die Federwege wurden mit ca. 38 mm auch entsprechend klein gehalten.

Die Federraten sollen in der Grundauslegung nicht zu hoch gewählt werden. An der Hinterachse wird man mit so weichen Federn beginnen, dass das Heck bei dem gewählten Bodenabstand nicht den Boden berührt. Mit der Federung der Vorderachse kann dann im Anschluss das prinzipielle Fahrverhalten eingestellt werden.

Grobe Anhaltswerte für Federraten zum Vergleich zeigt (Abb. 3.22) für Pkw-Hinterachsen. Schwere Tourenwagen, wie sie in den USA auf den Ovalkursen betrieben werden, haben Raten um 175 N/mm.

Aus der Anregungsfrequenz f der Fahrbahn folgen Radlastschwankungen, die unter anderem von der radbezogenen Federhärtete c und der Dämpferkonstante k_D abhängen, (Abb. 3.23).

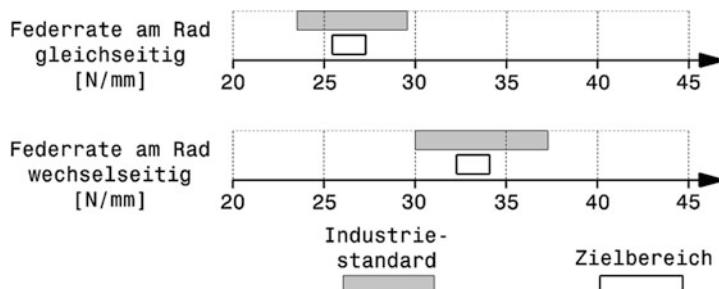


Abb. 3.22 Federraten von Pkw-Hinterachsen, nach [10]

Beim wechselseitigen Federn kommt die verstetigende Wirkung des Torsionsstabilisators hinzu und die Raten erhöhen sich

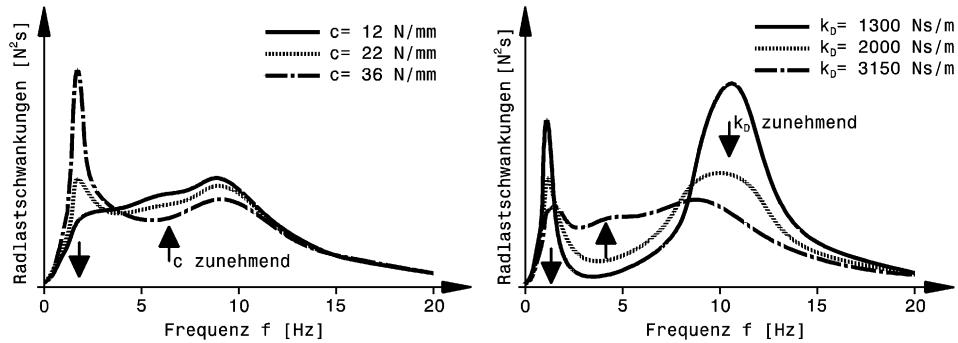


Abb. 3.23 Einfluss der Federrate auf die Radlastschwankungen [14]
c radbezogene Federrate, k_D Dämpferkonstante

3.2.2 Schwingungsdämpfer Dampers (Shock Absorbers)

Grundlagen Basics

Durch den Verlauf der mehr oder weniger unebenen Fahrbahn wird ein Fahrzeug beim Fahren über die Räder zu Schwingungen angeregt. Damit diese rasch abklingen und die Räder nicht durch Springen den Bodenkontakt verlieren, werden Dämpfer benötigt. Diese Schwingungsdämpfer werden im Fahrzeugbau auch Stoßdämpfer genannt. Beim Pkw ergibt sich dabei zwangsläufig ein Zielkonflikt. Die Fahrsicherheit verlangt größtmöglichen Fahrbahnkontakt der Reifen, also einen straffen Dämpfer, während gleichzeitig der Komfort durch geringe Aufbaubeschleunigungen, also kleine Dämpferkräfte und große Federwege, aufrecht bleibt. An Rennfahrzeugen können die Dämpfer dagegen gezielt auf die geringste Radlastschwankung ausgelegt werden.

Übliche hydraulische Teleskopdämpfer wirken immer, wenn sie ihre Länge ändern. Im Fahrbetrieb wirkt sich das mehrfach aus:

- Dämpfer nehmen beim Ausfedern einen Teil der Federenergie auf und kontrollieren so Schwingungen (vor allem der gefederten Masse).
- Während des Einfederns verhärten sie sozusagen die Feder, weil sie kurzfristig eine der Federkraft gleichgerichtete Kraft liefern. Dadurch können weichere Aufbaufedern eingesetzt werden. Außerdem verzögern sie das Abheben der Räder. Sie beeinflussen also auch die Radlastschwankung und damit die Fahrsicherheit. Die Auswirkungen einer veränderlichen Radlast auf den Reifen wird behandelt in Abschn. 1.2.3, Unterpunkt *Radlast*.²

²Im Handbuch Rennwagentechnik, Bd. 5 *Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung*, werden im Kap. 6 Auswirkungen unterschiedlicher Dämpferwirksamkeit im Fahrversuch dargestellt.

- In Übergangsphasen reduzieren sie die Aufbaubewegung, also beim Bremsen und Beschleunigen das Nicken sowie kurveneingangs und kurvenausgangs das Wanken sowie das diagonale Kippen des Wagenkastens.
- Sie verlangsamen Aufbaubewegungen, was vor allem für Fahrzeuge mit aerodynamischen Abtriebshilfen vorteilhaft ist, weil sich die Luftkräfte dadurch ebenfalls langsamer ändern.

Aufbaubewegungen finden im Frequenzbereich unter 5 Hz statt. Die ungefederten Massen schwingen etwa mit 5 bis 20 Hz und die Verformungen der Reifenaufstandsfläche bzw. des Laufstreifens erfolgt mit über 20 Hz.

Eine erste Abschätzung der Dämpfkraft kann mit der Differenzialgleichung des Einmassensystems in z -Richtung erfolgen. Auf die beschleunigte Masse m wirkt eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfkraft und eine wegproportionale Federkraft ein:

$$m\ddot{z} + k\dot{z} + cz = 0$$

Trägheits-	Dämpf-	Feder-	m
kraft	kraft	kraft	Masse, kg
			z
			Lage der Masse <i>position of mass</i> , m
			k
			Dämpfungsrate <i>damping coefficient</i> , Ns/m
			c
			Federrate <i>spring rate</i> , N/m

Der Wert

$$D = \frac{k}{2\sqrt{cm}} \quad (3.9)$$

wird als Dämpfung (*damping ratio*) bezeichnet. Der Nenner $2\sqrt{cm} = k_{ap}$ wird aperiodische Dämpfung (*critical damping*) genannt. Damit lässt sich D auch schreiben als:

$$D = \frac{k}{k_{ap}} \quad (3.10)$$

D Dämpfung *damping ratio*, -

D ist also das Verhältnis der aktuellen Dämpfungsrate zur aperiodischen.

Grenzfälle	$D = 1$	aperiodische Bewegung (<i>non-oscillatory movement</i>), d. h. nach dem Auslenken bewegt sich die Masse direkt ohne Schwingung in die Ruhelage zurück
	$D = 0$	ungedämpfte Schwingung, d. h. die Masse schwingt nach dem Auslenken ewig um die Ruhelage mit der Eigenfrequenz (<i>resonant frequency</i>) $\omega_0 = \sqrt{c/m}$

Bei Fahrzeugvertikalbewegungen treten folgende Werte auf:

Pkw $D = \text{ca. } 0,3$ bis $0,4$, Sportwagen $D = 0,5$, Formelfahrzeuge $D = 0,7$ und bei einigen Rennwagen mit extrem hohen Abtrieb $D > 1$. Diese Werte gelten für die Zugstufe eines Dämpfers, also für die Dämpfung der gefederten Masse (siehe unten).

Beachte: Liegt ein Übersetzungsverhältnis zwischen Radweg und Feder- bzw. Dämpferweg vor, so geht dieses quadratisch in k und c ein, vgl. (3.2) (siehe auch Abb. 3.7).

Den grundsätzlichen Einfluss der Dämpfung auf Schwingungen kann man (Abb. 3.24) anschaulich entnehmen. Die ungedämpfte periodische Bewegung ($D = 0$) würde im reibunglosen Zustand theoretisch nie abklingen, weil die potentielle Energie der Feder und die kinetische Energie der Masse in Summe konstant blieben und gegensinnig zu- bzw. abnehmen. Kommt eine Dämpfung ins Spiel, wird ein Teil der Energie im Dämpfer in Wärme umgewandelt und geht für die Schwingung verloren – die Amplitude klingt über der Zeit ab. Interessant ist zum Einen der aperiodische Grenzfall ($D = 1$). Die Masse kriecht nach dem Auslenken ohne Überschwingen in die Ruhelage ($z = 0$) zurück. Zum Anderen ist das Verhalten bei einer noch größeren Dämpfung interessant ($D > 1$, überdämpft). Die Masse bewegt sich noch langsamer in die Gleichgewichtslage zurück. Für eine Radaufhängung erweist sich der naheliegende Fall der aperiodischen Dämpfung tatsächlich nicht als ideale Lösung. Das Rad zeigt zwar kein Überschwingen, braucht aber länger zur Ausgangslage $z = 0$. Als guter Kompromiss aus Schnelligkeit (Reaktion des Systems auf Störungen) und Dämpfung folgt $D = 0,7$. Das Rad bewegt sich schneller durch die Ausgangslage und ist somit früher für die nächste Bodenwelle „bereit“. Rennfahrzeuge mit überdämpfter Einstellung benutzen die hohen Dämpferkräfte in erster

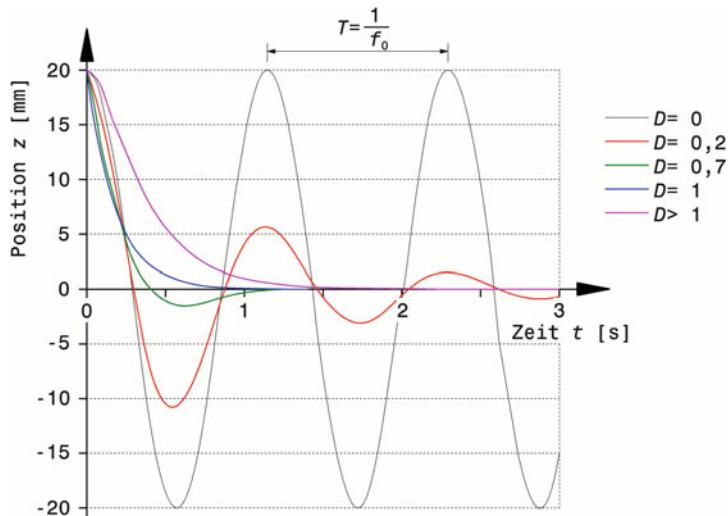


Abb. 3.24 Einfluss der Dämpfung auf Schwingungen

Eine federbelastete Masse wird um 20 mm ausgelenkt und losgelassen. Die folgende Bewegung ist über der Zeit aufgetragen. Die Dämpfung D variiert zwischen 0 (ungedämpft), 1 (aperiodischer Grenzfall) und größer als 1 (überdämpft)

Linie um das Wanken und Nicken ohne harte Federn oder Stabilisatoren zu minimieren, was bei extremen Aerodynamikauslegungen auf manchen Strecken hilfreich sein kann. Eine zu steife Dämpferauslegung ist jedenfalls schlecht, weil sie die Radlastschwankungen erhöht und somit das Grip-Niveau der Reifen mindert. Im Allgemeinen tritt dies bei Dämpfungen ab $D = 1,25$ bis $1,75$ auf.

Das Fahrverhalten bei extremen Dämpfungseinstellungen kann so charakterisiert werden: Bei überdämpfter Abstimmung rattern die Räder über wellige Fahrbahnen und der Wagen fühlt sich unruhig sowie nervös an. Im unterdämpften Fall schwimmt der Aufbau und das Fahrzeug reagiert nur träge auf Lenkeingaben. Die Reifen verlieren bei Wellen leicht den Bodenkontakt.

Tatsächlich wirkt der Reifen selbst wie eine Feder. Eine genauere Analyse des Schwingungsverhaltens eines Fahrzeugs ergibt sich so durch das Modell eines Zweimassenschwingers, (Abb. 3.25). Betrachtet werden ein Rad und die anteilige Aufbaumasse. Das Rad repräsentiert die ungefederten Massen, die bei einem Pkw etwa 8 bis 10 % der Fahrzeugmasse ausmachen [15]. Bei einem Rennfahrzeug ist der Anteil höher, weil die Räder ähnliche Massen aufweisen, die Fahrzeuge jedoch leichter sind. Der Anteil liegt so bei 12 bis über 15 %. Die Radmasse m_W wird durch den Reifen mit der Federrate c_T gefedert. Auf dem Rad stützt sich ein Teil der Aufbaumasse $m_{1,Bo}$ über die Aufbaufeder mit

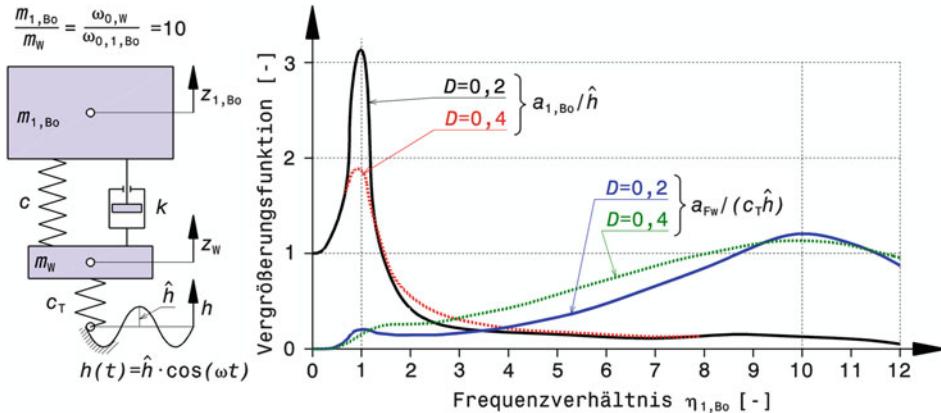


Abb. 3.25 Gedämpfter Zweimassenschwinger (Viertel-Fahrzeug) [15]

Das Diagramm zeigt die Antwort der Aufbaumasse auf eine Fußpunktterregung durch die Fahrbahn. Außerdem ist die resultierende Radlastschwankung eingetragen

$m_{1,Bo}$ anteilige Aufbaumasse

m_W Radmasse

$a_{1,Bo}$ Amplitude der Aufbaubewegung $z_{1,Bo}$

a_{Fw} Amplitude der Radlastschwankung

$\eta_{1,Bo} = \omega/\omega_{0,1,Bo}$

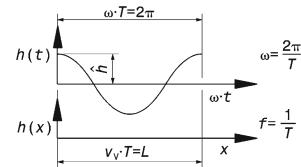
ω Erregerfrequenz, s^{-1}

$\omega_{0,1,Bo}$ Eigenfrequenz von $m_{1,Bo}$, s^{-1}

$c/c_T = 1/10$

der Federrate c ab. Die Dämpfung erfolgt geschwindigkeitsproportional mit der Rate k . Die Reifendämpfung ist sehr klein und wird hier vernachlässigt. Die Anregung erfolgt von der Fahrbahn (Fußpunkterregung) gemäß $h(t) = \hat{h} \cdot \cos \omega t$ (\hat{h} ist die Amplitude der Fahrbahnwelle, ω die Erregerkreisfrequenz). Die Erregerfrequenz ergibt sich aus der „Wellenlänge“ L der Fahrbahn und der Fahrgeschwindigkeit v_V :

$$\begin{aligned}\omega &= 2\pi \frac{v_V}{L} = 2\pi \cdot f & \omega &\quad \text{Erregerkreisfrequenz, } s^{-1} \\ f && f &\quad \text{Erregerfrequenz, Hz} \\ v_V && v_V &\quad \text{Fahrgeschwindigkeit, m/s} \\ L && L &\quad \text{Abstand zwischen Fahrbahnwellen, m} \\ T && T &\quad \text{Periodendauer, s}\end{aligned}$$



Die Vergrößerungsfunktion $a_{1,Bo}/\hat{h}$ weist zwei Maxima auf: Einmal bei der Aufbauresonanz ($\eta_{1,Bo} = 1$) und einmal bei der Eigenfrequenz der Radmasse ($\eta_{1,Bo} = 10$). Das Verhältnis der beiden Massen ist 10 und die zugehörigen Federsteifigkeiten verhalten sich genau umgekehrt. Daraus folgt mit (3.4) und (3.5) das angegebene Verhältnis der Resonanzfrequenzen. Mit wachsendem Dämpfungsmaß verringert sich die Amplitude der Aufbaubewegung deutlich. In dem Diagramm ist auch der Verlauf der Radlastschwankung als Vergrößerungsfunktion $a_{Fw}/(c_T \hat{h})$ eingetragen (blaue und grüne Kurve). Auch dieser zeigt die beiden erwähnten Maxima, wenn auch wesentlich weniger ausgeprägt. Eine stärkere Dämpfung verringert die Amplituden der Radlastschwankung im Resonanzfall kaum, verbreitert aber den betroffenen Bereich (grüne Kurve). Der geringe Abbau der Radlastamplitude in der Umgebung der Fahrzeugresonanz ($\eta_{1,Bo} = 1$) ist bei einem echten Fahrzeug höher zu bewerten, weil bei langen Fahrbahnwellen (also kleiner Erregerfrequenz) die Erregeramplitude \hat{h} wesentlich größer ist als bei kurzen Wellen.

Die Dämpferkräfte und die dadurch hervorgerufenen Beschleunigungen beeinflussen das Fahrverhalten erheblich:

Dämpfkrafteinstellung:	niedrige Dämpfkraft	→ hoher Fahrkomfort, geringe Aufbaubeschleunigung
	hohe Dämpfkraft	→ geringer Fahrkomfort, aber geringere Radlastschwankungen – höhere Sicherheit bei sportlicher Fahrweise

Bei Serienfahrzeugen ergibt sich dadurch ein Zielkonflikt. Einerseits soll der Fahrkomfort hoch sein und andererseits darf die Fahrsicherheit jedoch nicht zu sehr darunter leiden. Eine Lösung dieses Zielkonflikts ermöglichen variable Dämpfer, (Abb. 3.26).

Dass eine hohe Dämpferkraft nicht uneingeschränkt die Fahrsicherheit erhöht, führt (Abb. 3.27) vor Augen. Wenn die Dämpferkraft zu groß wird, überschreitet die Radlastschwankung ein Minimum und wird dann wieder größer (!), während der Komfort drastisch schlechter wird. Bei zu straffer Dämpfung schafft es die Feder nicht mehr, das Rad den Bodenwellen nachzuführen, und das Rad hüpfst von einer Wellenspitze zur

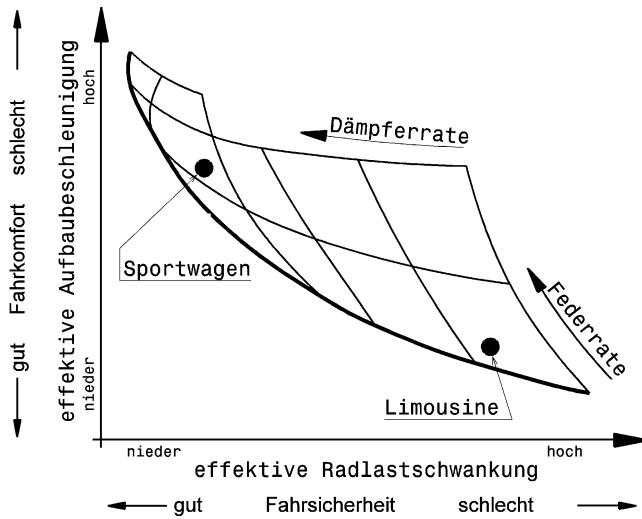


Abb. 3.26 Einfluss von Federhärte und Dämpferrate auf das Fahrverhalten, nach [16]

Eine steife Aufbaufeder und ein harter Dämpfer erhöhen die Fahrsicherheit enorm, reduzieren jedoch durch die hervorgerufenen hohen Aufbaubeschleunigungen den Fahrkomfort. Für Rennfahrzeuge ist die Wahl von Feder- und Dämpferrate in dieser Hinsicht leichter. Bei ihnen zählt nur die Fahrsicherheit

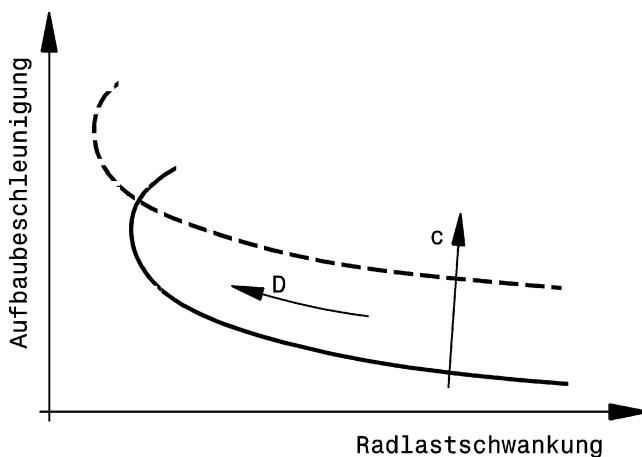


Abb. 3.27 Abstimmungsspielraum zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit (schematisch), nach [15]

Zur Bedeutung der Achsen (siehe auch Abb. 3.26)

D Dämpferrate

c Rate der Aufbaufeder

nächsten [15]. Eine härtere Federabstimmung (strichlierte Linie) ändert grundsätzlich nichts daran. Die Bodenhaftung wird zwar leicht besser, bei zu starker Dämpfung tritt aber ebenfalls wieder eine Zunahme der Radlastschwankung auf.

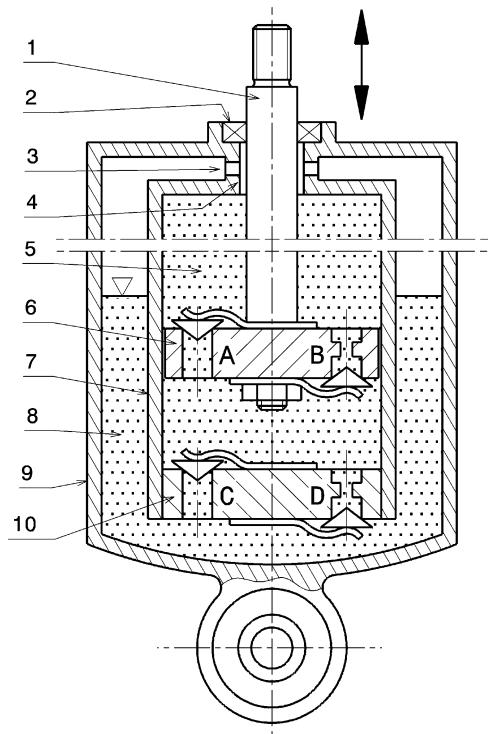
Es ist vorteilhafter weichere Aufbaufedern einzusetzen. Bei einer gewünschten Dämpfung D folgt daraus eine kleinere Dämpfungsrate k (D ist direkt proportional der Dämpfungsrate k und indirekt zur Wurzel der Federrate c). Diese wiederum schlägt sich in kleineren Dämpferkräften nieder und somit geringeren Beanspruchungen des Fahrzeugs sowie seiner Insassen.

Dämpferbauarten Damper Designs

Von den unterschiedlichen grundsätzlichen Bauarten hat sich der Teleskop-Dämpfer durchgesetzt. Bei diesem wiederum gibt es zwei unterschiedliche Ausführungen. Der ältere Zweirohdämpfer und der daraus entwickelte Einrohr oder Gasdruckdämpfer.

Zweirohdämpfer twin tube damper (Abb. 3.28) zeigt die prinzipielle Wirkungsweise eines Zweirohdämpfers. Beim Einfahren der Kolbenstange (1) strömt das Öl durch das Ventil A des Dämpferkolbens. Dieses Ventil weist allerdings keine große Drosselung auf,

Abb. 3.28 Wirkweise eines Zweirohdämpfers
1 Kolbenstange *piston rod*.
2 Kolbenstangendichtung *piston rod seal*. **3** Rücklaufbohrung *return hole*.
4 Kolbenstangenführung *piston rod guide*. **5** Arbeitsraum *working chamber*. **6** Kolben mit Ventilen A und B *piston with valves*. **7** Zylinderrohr *inner tube*. **8** Ausgleichsraum *reservoir*. **9** Außenrohr *outer tube*. **10** Bodenventil mit den Ventilen C und D *foot valve*



weil das Öl im Arbeitsraum (5) praktisch nur unter Atmosphärendruck steht und Dampfblasenbildung (Kavitation) bei großen Druckabfällen die Folge sein könnte. Im Bodenventil (10) erfolgt die Hauptdrosselung in der Druckstufe, wie das Einfahren der Kolbenstange genannt wird. D. h. die Drossel D des Bodenventils muss für den Ölstrom einen größeren Widerstand erzeugen als die Bohrung A. Das Öl strömt dabei in den Ausgleichsraum (8). Der Ausgleichsraum muss etwa zur Hälfte gefüllt sein. Dadurch wird vermieden, dass bei extremen Fahrzuständen Luft durch das Bodenventil in den Arbeitsraum gesaugt wird. Der Ölspiegel im Ausgleichsraum sinkt bei einer Schräglage des Dämpfers an der Oberseite relativ zum Bodenventil noch weiter ab. Deshalb sind einem schrägen Einbau Grenzen gesetzt.

Bei der umgekehrten Bewegung, die Zugstufe, muss das Öl durch die Drosselbohrung B. Oberhalb des Kolbens ist das Öl-Volumen kleiner als unterhalb, weil die Kolbenstange ja einen Raum einnimmt. Das dadurch fehlende Öl unterhalb des Kolbens wird durch die Bohrung C im Bodenventil aus dem Ausgleichsraum nachgesaugt. Das Öl wird dabei oberhalb des Kolbens komprimiert und zwangsläufig wird eine geringe Ölmenge auch durch den Dichtspalt der Kolbenstangenführung (4) gedrückt. Dieses Öl gelangt über die Rücklaufbohrung (3) in den Ausgleichsraum.

Der Zweirohrdämpfer arbeitet auch bei geringem Ölverlust, hat aber den Nachteil, dass seine Einbaulage um einen 45° -Bereich um die Senkrechte im zusammengedrückten Zustand eingeschränkt ist.

Vorteile:

- einfache Bauart
- kostengünstig
- geringe Reibung durch Kolbenstangendichtung mit relativ geringen Anpresskräften
- kleine Baulänge.

Nachteile:

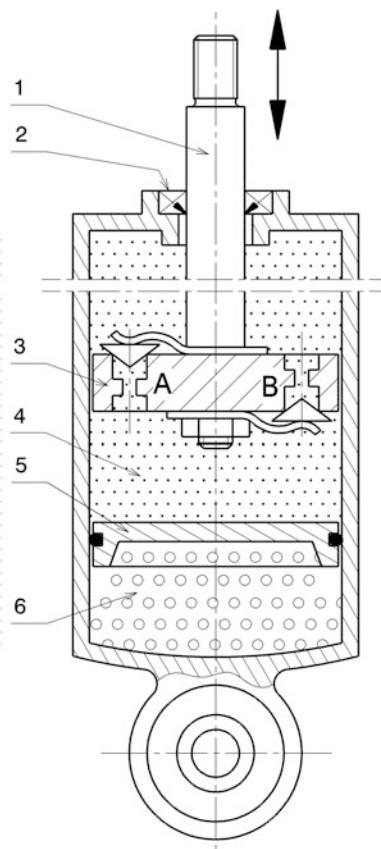
- wirksame Ölkühlung nur im ringförmigen Ausgleichsraum
- kleinerer Kolbendurchmesser bei gegebenem Dämpferaußendurchmesser führt zu größeren Arbeitsdrücken bzw. Fading-Gefahr
- Luft und Öl können sich vermischen: Schaumbildung führt zu nachlassender Dämpfung
- Einbaulage stark eingeschränkt
- Absinken der Ölsäule im Arbeitstraum bei längerer Stillstandszeit des Fahrzeugs.

Einrohrdämpfer mono tube damper Die gängige Ausführung für Serien- und Rennfahrzeuge ist der Gasdruckdämpfer, (Abb. 3.29). Im Gegensatz zum Zweirohrdämpfer weist bei dieser Bauart der Dämpferkolben (3) zwei Drosselventile A und B auf. Damit in der Druckstufe Dampfblasenbildung unterbunden wird, steht das Öl unter Druck. Dafür weist der Dämpfer ein Gasvolumen (6) auf, das durch den Trennkolben (5) vom Arbeits-

Abb. 3.29 Wirkweise eines

Einrohrdämpfers

(Gasdruckdämpfer)

1 Kolbenstange *piston rod*.**2** Kolbenstangendichtung *piston rod seal*.**3** Kolben mit den Ventilen A und B *piston with valves*. **4** Arbeitsraum *working chamber*. **5** Trennkolben *floating piston*. **6** Ausgleichsraum *reservoir*

raum (4) getrennt wird. Als Gas wird meist Stickstoff (N_2) eingesetzt, das zwischen 10 und 30 bar Vordruck aufweist. Ohne kompressiblen Gasraum würde der Dämpferkolben gar nicht eingefahren werden können. Diese Gasfeder gleicht auch das von der Kolbenstange (1) freigegebene Volumen in der Zugstufe aus. Der hohe Gasdruck muss allerdings entsprechend abgedichtet werden. Die Dichtung (2) ist deshalb kräftiger dimensioniert als jene des Zweirohrdämpfers. Als Folge sind die Losbrechkräfte des Einrohrdämpfers höher. Dafür kann er in jeder Lage eingebaut werden und wegen der Vorspannung des Öls spricht dieser Dämpfer rascher an. Die unterschiedlichen Flächenverhältnisse an Kolbenober- und Unterseite wirken sich durch den Gasdruck zwar nicht beim Drosseln aber nach außen hin spürbar aus. Auf den Kolbenstangenquerschnitt wirkt der Differenzdruck des Gases zur Atmosphäre hin. Das resultiert in einer Kraft (z. B. 196 N bei 10 mm Kolbenstangendurchmesser und 25 bar), die das Fahrzeug beim bloßen Wechsel von Zweirohr auf Einrohrdämpfer anheben kann.

Der Ausgleichsraum mitsamt dem Trennkolben kann auch vom restlichen Dämpfer baulich getrennt werden und wird dann durch eine Druckleitung mit dem Arbeitsraum verbunden. Dadurch kann dieser Nachteil der längeren Bauweise gegenüber der Zweirohrausführung entkräftet werden.

Die Einrohrausführung hat gegenüber der Zweirohrvariante eine Reihe von Vorteilen:

- gute Kühlung, weil das Zylinderrohr direkt die Wärme an die Umgebung abgeben kann
- bei gleichem Außendurchmesser ist ein größerer Kolbendurchmesser möglich
- Einbaulage beliebig
- kein Verschäumen des Öls (wegen der Druckvorspannung)
- mehrteilige Ausführung möglich (Dämpferelement und Ausgleichsraum baulich getrennt). Dadurch wird die Unterbringung erleichtert.

Als Nachteile ergeben sich dabei:

- größere Losbrechkräfte (Ansprechen des Dämpfers)
- temperaturabhängige Kolbenstangen-Ausfahrkraft
- höhere Kosten.

Einbauarten Types of Installation

Dämpfer können – wie auch die Federn – entweder direkt zwischen Rahmen bzw. Chassis und dem Radträger oder einem Lenker angeordnet sein, oder aber indirekt über Umlenkhebel betätigt werden. Üblicherweise sind die Dämpfer so eingebaut, dass beim Einfedern die Druckstufe und beim Ausfedern die Zugstufe zur Wirkung kommt. Ist die Einbaulage bei einem Dämpfer freigestellt, was bei einem Gasdruckdämpfer der Fall ist, wird man jene Anordnung bevorzugen, bei der die ungefederten Massen kleiner sind. Das heißt konkret das schwerere Zylinderrohr mit dem Ausgleichsraum soll rahmenfest sein, während die leichtere Kolbenstange sich mit den anderen ungefederten Massen mitbewegt.

Eine typische Konsole zur Aufnahme eines Dämpferbeinauges ist in (Abb. 3.30) dargestellt.

Die Wahl der geeigneten Dämpferübersetzung kann bei Dämpfern mit konventionellen Ventilen zu einem Problem werden. Der auftretende Geschwindigkeitsumfang des

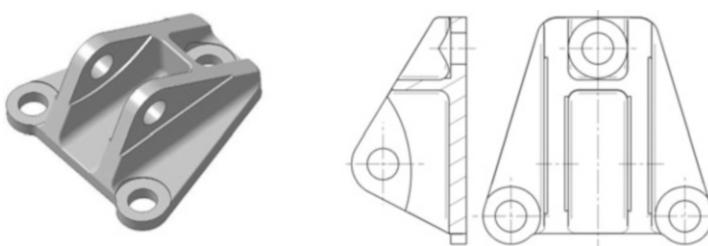


Abb. 3.30 Konsole für einen Dämpfer

Die Konsole wird wagenseitig verbaut, also am Rahmen bzw. Chassis, am Getriebe usw. ange schraubt

Sie ist auf die bevorzugte Zug/Druckrichtung des Dämpfers – etwa parallel zur Auflagefläche – ausgelegt

Dämpferkolbens wird zu groß. Die Tendenz zu geringen Federwegen kombiniert mit steifen Aufbaufedern führt zu geringen Dämpferkolbengeschwindigkeiten. Werden die Ventile nun im Dämpfer für diese Geschwindigkeiten abgestimmt, was für einen Großteil der Fahrzeuggeschwindigkeiten auf der Rundstrecke passt, sind sie bei Stößen überfordert. Zu solchen Stößen kommt es auf der Rundstrecke bei einer engen Linienwahl mit Überfahren der Curbs oder auf Straßenkursen durch Bankett und Schlaglöcher. Umgekehrt wird die Ventileinstellung für hohe Kolbengeschwindigkeiten unbrauchbar für die restlichen Bedingungen. Die Lösung bieten Dämpfer mit zusätzlichen Druckstufenventilen für große Kolbengeschwindigkeiten.

Die Dämpfer nehmen funktionsbedingt Arbeit auf. Diese wandeln sie in Wärme um, die an die Umgebung abgeführt werden muss. Liegen Dämpfer im Wageninneren, müssen sie bei manchen Fahrzeugen (z. B. an der Hinterachse von Produktionssportwagen) zwangsgekühlt werden, z. B. durch Luftsäume, die an die Außenseite der Arbeitsräume geführt werden.

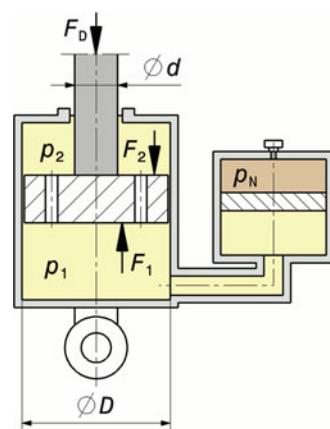
Dämpferkennlinien Damper Characteristics

Die Dämpfungskraft, wie sie z. B. Hydraulikdämpfer bereitstellen, ist geschwindigkeitsproportional. Bei geringen Hubgeschwindigkeiten des Dämpfers sind die Reaktionskräfte klein und mit zunehmender Geschwindigkeit wachsen die Kräfte an. Das bedeutet aber auch, wenn die Kolbenstange bzw. genauer der Kolben sich nicht bewegt, wird keine (Dämpfungs-)Kraft bereitgestellt. Werden solche Kräfte gebraucht, z. B. zum Stützen des Wagenkastens bei konstanter Kurvenfahrt, so müssen diese von Aufbaufedern und/oder Stabilisatoren aufgebracht werden.

Die Dämpferkraft entsteht durch eine Druckdifferenz zwischen Ober- und Unterseite des Dämpferkolbens sowie der wirksamen Kolbenfläche. Im statischen Fall sind die Drücke jedoch gleich und es gilt (siehe auch Abb. 3.31):

$$\begin{aligned} p_1 &= p_2 = p_N \\ F_D &= F_0 = F_1 - F_2 = p_1 D^2 \frac{\pi}{4} - p_2 (D^2 - d^2) \frac{\pi}{4} \\ \rightarrow F_0 &= p_N d^2 \frac{\pi}{4} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Abb. 3.31 Berechnungsskizze für Dämpferkraft F_D eines Gasdruckdämpfers



p_1, p_2	Druck im Ölraum, N/mm ²
p_N	Druck im Ausgleichsraum, N/mm ²
F_D	Dämpferkraft, N
F_1, F_2	Hilfskräfte, N
F_0	Statische Dämpferkraft, N
D	Dämpferkolbendurchmesser, mm
d	Kolbenstangendurchmesser, mm

Ist der Dämpfer in Ruhe wirkt also der Gasdruck auf die Kolbenstange und der Dämpfer fährt auf den Zuganschlag.

Ändert der Dämpfer durch die äußere Kraft F_D seine Länge, wird Öl durch die Drosselbohrungen gedrückt und dadurch eine Druckdifferenz in den Arbeitsräumen hervorgerufen. Die Dämpferkraft stellt sich nun so dar:

$$\begin{aligned} p_1 &= p_N \quad p_1 \neq p_2 \\ \Delta p &= p_1 - p_2 \\ F_D &= F_1 - F_2 = F_0 + \Delta p (D^2 - d^2) \frac{\pi}{4} \end{aligned} \tag{3.12}$$

Δp Druckdifferenz, N/mm²

Zu beachten ist, dass die in der Abb. eingetragene Kraft die Dämpferkraft der Druckstufe ist. Bei der Zugstufe ist $p_2 > p_1$ und die Druckdifferenz wird negativ. Somit wird auch die Dämpferkraft negativ. Sie weist also in die entgegengesetzte Richtung.

Der Druckabfall Δp repräsentiert gemeinsam mit dem dabei verschobenen Volumen ΔV des Dämpferöls die Arbeit W_D , die der Dämpfer aufnimmt und in Wärme Q_D umwandelt. Aus dieser Gleichheit kann die Temperaturerhöhung ΔT (unter Vernachlässigung der Wärmeabfuhr an die Umgebung) bei einem Dämpferhub ermittelt werden:

$$W_D = \Delta p \Delta V \equiv Q_D = m_D c_p \Delta T$$

$$\Rightarrow \Delta T = \Delta p \frac{\Delta V}{m_D} \frac{1}{c_p} = \Delta p \frac{1}{\rho_D} \frac{1}{c_p}$$

m_D Masse des Dämpferöls, kg

ρ_D Dichte des Dämpferöls, kg/m³. $\rho_D = 850$ bis 1200 kg/m³ (bei 40°C)

c_p spezifische Wärmekapazität des Dämpferöls, J/(kgK). $c_p \approx 2000$ J/(kgK) (bei 0 bis 100°C)

Für $\Delta p = 1$ N/mm² = 1 MPa ergibt sich eine Temperaturerhöhung von ca. $0,6^\circ\text{C}$ je Hub im wärmedichten Zustand.

Der gewünschte Verlauf des Druckabfalls Δp und damit der Dämpferkräfte wird über die Drosselventile eingestellt. Zur prinzipiellen Beeinflussung gibt es dabei mehrere Möglichkeiten, die auch kombiniert werden können. Zum Einsatz kommen unabgedeckte

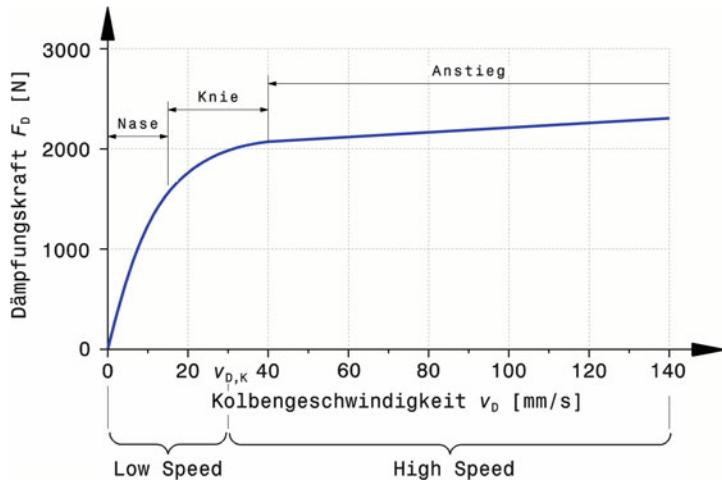


Abb. 3.32 Allgemeine Dämpferkennlinie

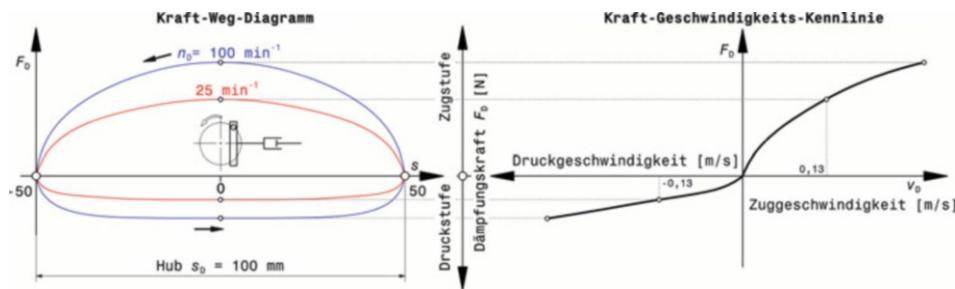
Der Verlauf der Kennlinie kann typischerweise in drei Bereiche eingeteilt werden: Nase *nose*, Knie *knee*, Anstieg *slope*

$v_{D,K}$ Kniegeschwindigkeit *knee speed*. Die Kniegeschwindigkeit stellt die Grenze zwischen Low- und High-Speed-Bereich dar

Drosselbohrungen und solche mit federbelasteten Ventilen. Die Ventilfedern können vorgespannt sein oder es können mehrere Drosselbohrungen von unterschiedlichen starken Ventilfedern hintereinander freigegeben werden.

Im Allgemeinen wird die Kennlinie eines vollständigen Dämpfers für eine Bewegungsrichtung (Druck oder Zug) aussehen wie in (Abb. 3.32). Auffallend sind drei ausgeprägte Bereiche: Nase, Knie und Anstieg. Der erste Bereich (Nase) beschreibt die Dämpfung der Aufbaubewegungen (Wanken, Nicken, Heben) und der letzte (Anstieg) beschreibt jene der Radbewegungen. Der dazwischen liegende Übergangsbereich (Knie) kann mehr oder weniger stark ausgeprägt sein. Die Steigung der Kurve entspricht der Dämpfungsrate k ($k = dF_D/dv_D$). Man erkennt, dass die Dämpfung im Low-Speed-Bereich (Aufbaubewegungen) wesentlich größer ist, als im High-Speed-Bereich (Radhubbewegungen).

Jüngste Entwicklungen bereichern die Verstellmöglichkeiten um einen entscheidenden Parameter, nämlich die Viskosität des Dämpferöls selbst. So genannte elektro-rheologische Flüssigkeiten aus Silikonöl und Polymeren sowie magneto-rheologische Flüssigkeiten, eine Suspension mit eisenhaltigen Teilchen, ändern ihre Eigenschaften unter Einfluss eines elektrischen Stroms. So kann über ein elektrisches Signal im Millisekundenbereich die Viskosität und damit die Reaktionskraft des Dämpfers geändert werden. Dämpfer solcher Bauart sind bereits bei Pkw der Oberklasse im Serieneinsatz.

**Abb. 3.33** Ermittlung von Dämpferkennlinien, nach [5]

Die Werte von der Prüfmaschine (links) werden als Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie aufgetragen

Zur Bestimmung von Dämpferkennlinien (Kraft-Geschwindigkeitskennlinie) wird der Dämpfer auf einer Prüfmaschine³ mit konstantem Hub betrieben und die Drehzahl n_D der Maschine stufenweise variiert und damit die Dämpfergeschwindigkeiten. Das ergibt das Kraft-Weg-Diagramm, (Abb. 3.33) links. Die größten gemessenen Kräfte in Zug- und Druckrichtung werden in dem Diagramm rechts bei der zugehörigen Geschwindigkeit eingetragen. Die Größtwerte folgen dabei der Beziehung:

$$v_{D,\max} = \frac{\pi \cdot s_D \cdot n_D}{60}$$

$v_{D,\max}$ max. Kolbengeschwindigkeit, m/s

s_D Dämpferhub, m

n_D Drehzahl der Prüfmaschine, min^{-1}

Es kommen auch Prüfmaschinen zum Einsatz, bei denen der Hub bei festgehaltener Drehzahl stufenweise geändert wird.

Die Kolbengeschwindigkeiten für Straßen- und Rundstreckenfahrzeuge können grob in diese Bereiche unterteilt werden [4]:

nieder	0–0,05 m/s
mittel	0,05–0,13 m/s
hoch	0,13–0,20 m/s
sehr hoch	0,23–0,30 m/s
extrem hoch	über 0,33 m/s

Rallye- und Off-Road-Fahrzeuge erreichen bis 3 m/s bei entsprechend größeren Dämpferhüben. In Extremfällen – bei harten Landungen – wurden auch 7 bis 8 m/s gemessen [17].

³Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5 *Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung*, Kap. 6 *Entwicklung*.

Der grundsätzliche Verlauf einer Widerstandskraft durch eine Drosselbohrung wächst mit dem Quadrat der Ölgeschwindigkeit (also progressiv). Durch entsprechende Gestaltung von Bohrungen und Ventilen können aber auch lineare und abnehmende (degressive) Kennlinien erzielt werden, Abb. 3.34.⁴

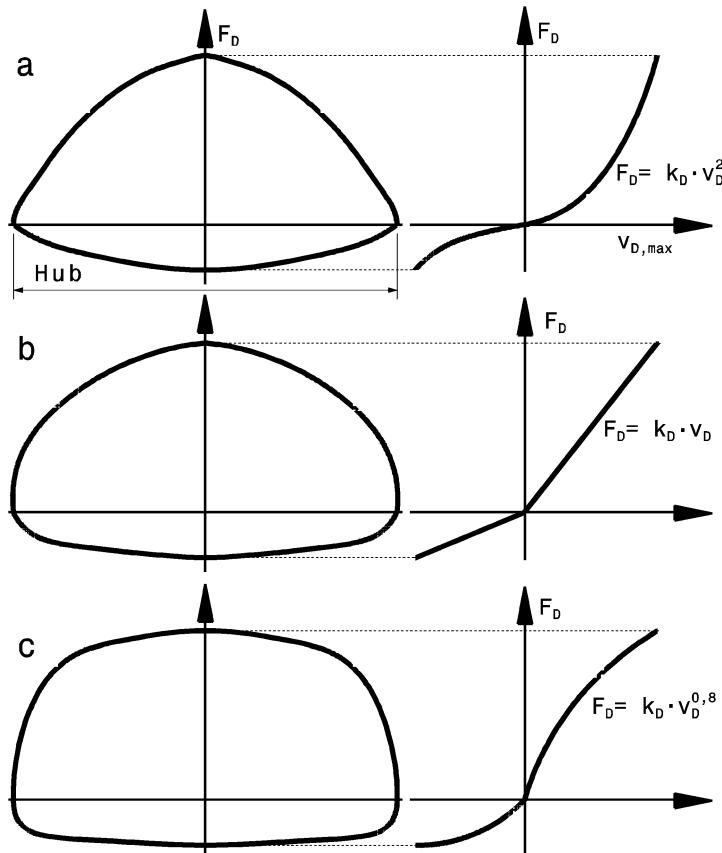


Abb. 3.34 Dämpferdiagramme [5]

Die Dämpfungskennlinie $F_D(v_d)$ kann progressiv (a), linear (b) oder degressiv (c) sein. Kurvenverlauf und Diagrammform $F_D(Hub)$ hängen direkt zusammen. Die kleinste Fläche und damit die geringste Dämpfung hat das zu einer progressiven Kurve gehörende Diagramm und die größte das der degressiven Dämpfung

Der Verlauf der Dämpfungskennlinie lässt sich durch den Exponenten n in einer Gleichung ausdrücken: $F_D = k_D \cdot v_D^n$

$n > 1 \rightarrow$ progressiv, $n = 1 \rightarrow$ linear, $n < 1 \rightarrow$ degressiv

F_D Dämpferkraft, N

k_D Dämpferkonstante, N(s/m)ⁿ

v_D Kolbengeschwindigkeit, m/s

⁴Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5 *Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung*, Kap. 6 *Entwicklung*.

$$F_D = k_D v_D \quad (3.13)$$

F_D Dämpferkraft, N

k_D Dämpferkonstante, Ns/m

v_D Kolgengeschwindigkeit des Dämpfers, m/s

In die Bestimmung der Rad- und Aufbaudämpfung gehen vereinfacht nur die maximale Kolgengeschwindigkeit $v_{D,\max}$ sowie die größten Dämpferkräfte in Zug- F_2 und in Druckrichtung F_1 ein. Beide sind leicht messbar. Bei dieser Vereinfachung bleibt die Form des Diagramms unberücksichtigt. Die mittleren Kräfte könnte man aus der Höhe des flächengleichen Rechtecks bestimmen, (Abb. 3.35).

Mit verstellbaren Dämpfern lässt sich der Zielkonflikt zwischen Komfort und Sicherheit bei Serienfahrzeugen lösen. In (Abb. 3.36) sind drei verschiedene Kennlinien eines Dämpfers zu sehen, die durch Einstellen von zwei Stellventilen erreicht werden. Man erkennt, dass bei der Komfort-Einstellung wesentlich geringere Kräfte auftreten als bei der Sport-Einstellung und dass in der Zugstufe, also beim Ausfedern, höhere Kräfte bereitgestellt werden als in der Druckstufe.

Diese Grunderkenntnis, dass die Zugstufe wichtiger als die Druckstufe ist, findet sich bei allen Fahrzeugen unabhängig von ihrem Verwendungszweck. Die tatsächliche Aufteilung der Dämpferkräfte variiert natürlich in Abhängigkeit vom Einsatz. Das Verhältnis Zugkraft zu Druckkraft liegt bei etwa 3:1 bei Straßenfahrzeugdämpfern, (Abb. 3.37). Bei Rennfahrzeugen liegen die Verhältnisse bei 2:1 bis 1,5:1 in Extremfällen bei 1:1 [4]. Bei Rallye-Fahrzeugen im Besonderen wird dagegen gerne ein Verhältnis von 1:2 eingestellt, damit die Druckstufe die Aufbaufedern bei der Landung als „dynamische Feder“ nach einem Sprung unterstützt.

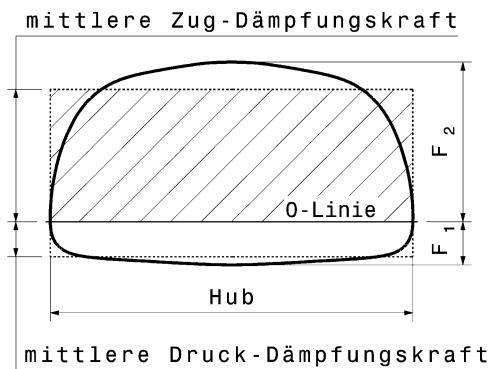


Abb. 3.35 Mittlere Dämpfungskraft, nach [5]

Die mittlere Dämpfungskraft in Zugrichtung ist die Höhe des Rechtecks mit der Länge = Hub, das denselben Flächeninhalt aufweist wie der Abschnitt unter der Dämpferkurve oberhalb der 0-Linie. Die mittlere Dämpfungskraft in Druckrichtung ergibt sich in sinngemäßer Weise unterhalb der 0-Linie

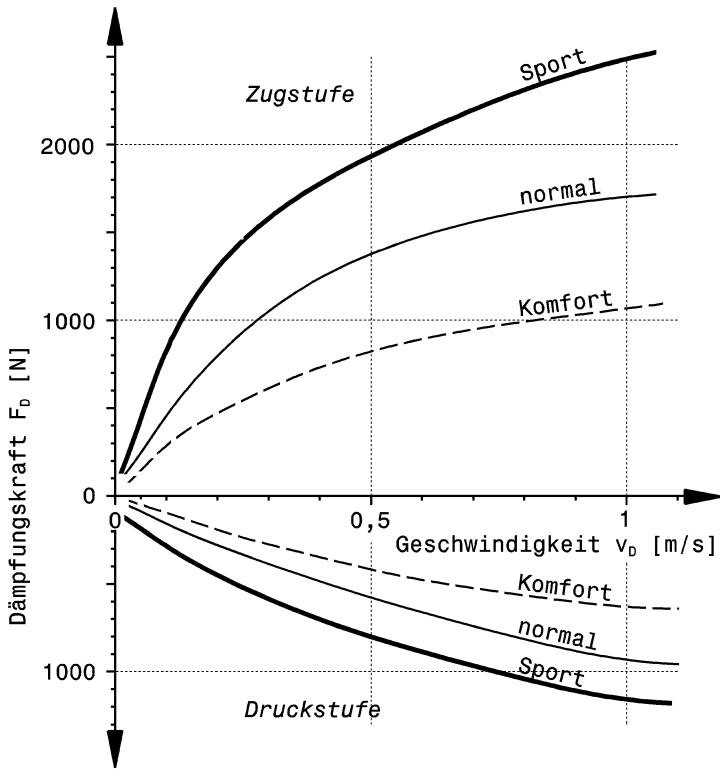


Abb. 3.36 Variable Dämpfung eines Zweirohdämpfers mit zwei Stellventilen

Die Einstellung „Sport“ ist die Grundkennlinie. Die beiden weiteren Kennlinien ergeben sich durch verschiedene Öffnungsquerschnitte der zwei Stellventile

Für die Grundkennlinie ergibt sich bei der Zugstufe: $n = 0,5$ und $k_D = 2773,5 \text{ N}(\text{s}/\text{m})^{0,5}$ und bei der Druckstufe: $n = 0,64$ und $k_D = 1214 \text{ N}(\text{s}/\text{m})^{0,64}$

$$\varepsilon = \frac{F_{D,\text{Zug}}}{F_{D,\text{Druck}}} \quad (3.14)$$

ε Verhältnis Zug- zu Druckkräfte eines Dämpfers, -.

Ganz grob betrachtet, kontrolliert die Zugstufe die Bewegung der gefederten Masse und die Druckstufe jener der ungefederten: Beim Überfahren einer Bodenwelle bleibt die Höhenlage des gefederten Aufbaus wegen seiner Trägheit praktisch gleich und die Feder nimmt die Höhendifferenz kurzfristig auf. Das unkontrollierte Zurückschnellen der Feder und damit das Anheben des Aufbaus bremst die Zugstufe. Das verhältnismäßig leichte, ungefederete Rad könnte beim raschen Überfahren einer Bodenwelle den Fahrbahnkontakt verlieren. Diese Tendenz wird durch die Druckstufe eingeschränkt. In dem Sinne spiegelt das Verhältnis von Zug- zu Druckkräften auch das Verhältnis dieser Massen wider (genauer: Den Wurzelwert des Massenverhältnisses, siehe Definition der Dämpfung D (3.9)).

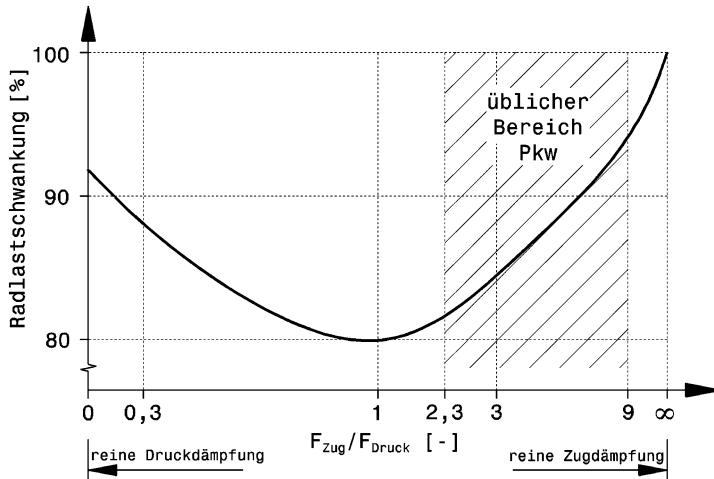


Abb. 3.37 Einfluss der Dämpferauslegung auf die Radlastschwankungen

Bei einem Verhältnis Zug- zu Druckstufe von 1 erreichen die Radlastschwankungen ein Minimum. Die Bodenhaftung ist also bei dieser Auslegung am besten. Der Federungskomfort ist dabei allerdings nicht optimal, weswegen für Pkw der schraffierte Bereich bevorzugt wird

Eine asymmetrische Kräfteaufteilung zwischen Ein- und Ausfedern führt bei ununterbrochener Schwingungsanregung zwangsläufig zum Absinken des Fahrzeugs. Diese dynamische Absenkung ergibt sich etwa zu [15]:

$$\Delta h_{\text{ref}} \approx \frac{4s_D \eta D}{\pi} \cdot \frac{k_{D,2} - k_{D,1}}{k_{D,2} + k_{D,1}}$$

Δh_{ref} Änderung des Bodenabstands, mm

s_D Dämpferhub, mm. Für diese Gleichung wird angenommen, dass die Erregeramplitude gleich groß ist.

η Frequenzverhältnis, -. $\eta = \omega/\omega_0$. ω_0 ist die Eigenfrequenz. Die obige Annahme zum Dämpferhub stimmt oberhalb von $\eta = 5$.

D Lehr'sches Dämpfungsmaß, -.

Bei kleinen Erregeramplituden oder annähernd symmetrischer Dämpferauslegung bleibt diese Absenkung vernachlässigbar klein. Dieses Phänomen lässt sich im praktischen Betrieb allerdings sehr wohl beobachten, wenn der Dämpfer für die Aufbaufeder zu straff ausgelegt ist.

Zu groÙe Zugstufendämpfung ist auf jeden Fall schlecht, weil dann das gedämpfte Rad beim Wanken in der Kurveneinfahrt zu wenig Aufstandskraft erhält und damit weniger Seitenkraft aufbaut, als es möglich wäre. Das führt zum Untersteuern bei zu starker Zugstufe vorne und zum Übersteuern, wenn hinten die Zugstufe zu straff ist.

Den gesamten Ablauf der Berechnung der Dämpferkennlinien zeigt (Abb. 3.38) im Überblick. Im Grunde fasst die Darstellung (Abschn. 3.2.1 und 3.2.2) zusammen und

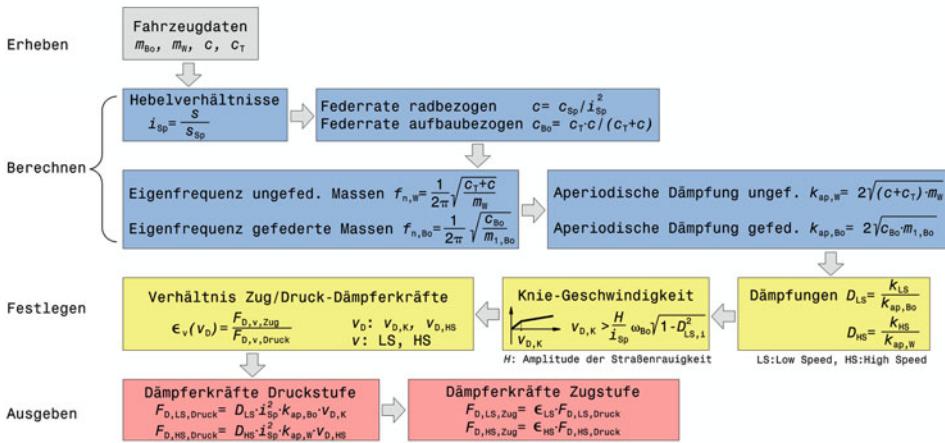


Abb. 3.38 Ablauf der Berechnung von Dämpferkennlinien, nach [18]

Die Abbildung fasst die (Abschn. 3.2.1 und 3.2.2) zusammen

erweitert das Vorgehen. Basierend auf Daten vom Fahrzeug werden zunächst die benötigten Federraten berechnet, (3.1), (3.2). Damit lassen sich die Eigenfrequenzen der ungefederten und der gefederten Massen ermitteln, (3.4), (3.5). Als nächstes werden die aperiodischen Dämpfungsichten dieser Massen ausgerechnet. Nun müssen einige Entscheidungen getroffen werden. Als erstes werden die Dämpfungen für High- und Low-Speed-Bereich festgelegt, (3.10). In diese Entscheidung fließen die aufbaubezogene Federrate, die Nickfrequenz und die Wankfrequenz ebenso ein wie Fahrerwünsche. Diese Dämpfungen sind die Folge der widersprüchlichen Anforderungen, die durch die Begrenzung der Bewegungen von ungefederten und gefederten Massen induziert durch Aufbauverlagerungen und Bodenwellen an den Dämpfer gestellt werden. Typische Startwerte bei Rennfahrzeugen sind $D = 0,5$ bis $0,7$ für Low Speed (Aufbaubewegungen) und $D = 0,3$ bis $0,5$ High Speed (Radbewegungen). Anschließend wird die Kollengeschwindigkeit festgelegt bei der Übergang von Low- auf High-Speed erfolgt, die sogenannte Knie-Geschwindigkeit $v_{D,K}$ (*knee speed*), vgl. Abb. 3.32.⁵ Üblicherweise wird eine Geschwindigkeit ober der Resonanz-Geschwindigkeit der gefederten Massen gewählt: Um 30 mm/s bei Asphalt, um 500 mm/s für Rallyefahrzeuge auf Schotter. Im Kasten der Abb. ist eine Näherungsformel dafür angegeben. Das Verhältnis von Zug- zu Druckkräften, (3.14), legt man typischerweise für die Knie-Geschwindigkeit und die Resonanz-Geschwindigkeit der ungefederten Massen fest. Damit liegen die Eckwerte für die Dämpferkonstruktion fest und es können zum Erstellen eines Dämpferdiagramms mit (3.13) die Dämpferkräfte für Zug und Druck bei Knie-Geschwindigkeit und bei Geschwindigkeit bei Eigenfrequenz der ungefederten Massen (High-Speed) berechnet werden. Der gesamte Vorgang wird für Vorder- und Hinterachse durchgeführt.

⁵Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5 *Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung*, Kap. 6 *Entwicklung*.

Ein Hinweis zum Einordnen der Rechenergebnisse: Bei baugleichen Dämpfern können Kraftunterschiede bei gleicher Kolbengeschwindigkeit von bis zu ± 50 N auftreten.

Zum Vergleich von Dämpferauslegungen stehen in (Abb. 3.39) zwei unterschiedliche Abstimmungen einander gegenüber. Beide Fahrzeuge haben zu Vergleichszwecken dieselben ungefederten und gefederten Massen sowie statische Achslasten. Der Unterschied liegt allein bei den aerodynamischen Abtriebshilfen. Der Wagen mit aerodynamischer Auslegung (b) weist allerdings steifere Aufbaufedern sowie steifere Reifen auf. Seine Auslegung zielt auf eine parallele Lage des Wagenkastens zur Fahrbahn hin ab. Die Low-Speed Dämpfungen werden daher stark überdämpft gewählt ($D = 6$). Das Fahrzeug ohne Abtriebsauslegung (a) fährt im Low-Speed-Bereich mit $D = 0,71$. Im High-Speed-Bereich weisen beiden unterdämpfte Abstimmungen auf. Das Indy-Car allerdings $D = 0,9$ vorne und $0,7$ hinten, das Vergleichsfahrzeug $0,4$ an beiden Achsen.

Dämpfer wirken nicht nur bei Hubbewegungen eines Rads sondern bei jeglicher Lageänderung des Wagenkastens zur Fahrbahn. Man unterscheidet daher beim Gesamtfahrzeug zwischen Hub-, Wank- und Nickdämpfung. Bei Sportwagen liegen Zielwerte für das Abklingen dieser Bewegungen bei $D = 0,25$ für Hub-, $D = 0,55$ für Wank- und $D = 0,7$ für Nickschwingungen [19]. Bei diesen Betrachtungen sind die Masse des Wagenkastens und die Gesamtfederrate bzw. –dämpferrate, gebildet aus allen vier radbezogenen Einzelgrößen, maßgeblich.

Die analytische Betrachtung dieser Bewegungen erfolgt im Grunde analog zur Betrachtung des Einmassenschwingers mit der Eigenfrequenz nach (3.3) und der Dämpfung gemäß (3.9). Allgemein lassen sich diese Beziehungen so formulieren:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_{ref}}{m_{ref}}}, D = \frac{k_{ref}}{2\sqrt{c_{ref}m_{ref}}} \quad (3.15)$$

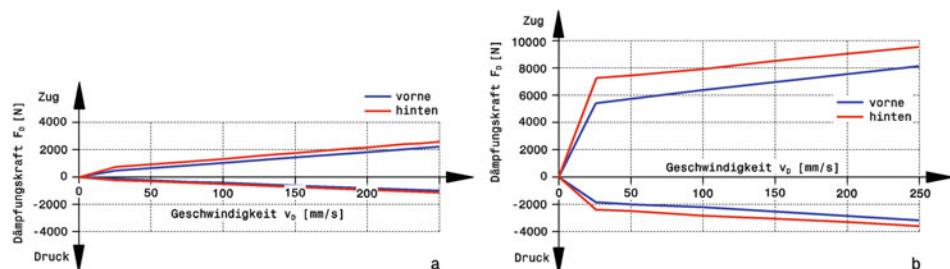


Abb. 3.39 Vergleich zweier Dämpferauslegungen, nach [18]

a Fahrzeug ohne aerodynamische Abtriebshilfen, b Fahrzeug mit Abtriebshilfen (Indy Car)
Fahrzeuggmasse 726 kg, Achslastverteilung v/h 40/60 %, ungefederten Massen vorne 54,4 kg, ungefederte Massen hinten 63,6 kg, Federraten Fahrzeug a: Vorne 280, hinten 364 N/mm, Reifen 525 N/mm; Fahrzeug b: Vorne 525, hinten 612 N/mm, Reifen 787 N/mm
Die Knie-Geschwindigkeit liegt bei beiden Ausführungen bei 25 mm/s

Der Index ref weist darauf hin, dass die für die betrachtete Bewegung maßgebenden Bezugs-Größen eingesetzt werden, siehe auch Abb. 3.40. Angewandt auf die Lageänderungen des Wagenkastens stellen sich diese Beziehungen konkret folgend dar.

Hubschwingungen (Wogschwingungen *heave mode*, periodische Bewegung in Z-Richtung):

$$\omega_{Hub} = \sqrt{\frac{2(c_f + c_r)}{m_{Bo}}}, D_{Hub} = \frac{2(k_f + k_r)}{2\sqrt{2(c_f + c_r)m_{Bo}}} \quad (3.16)$$

Wankschwingungen (*roll mode*, periodische Bewegung um X-Achse):

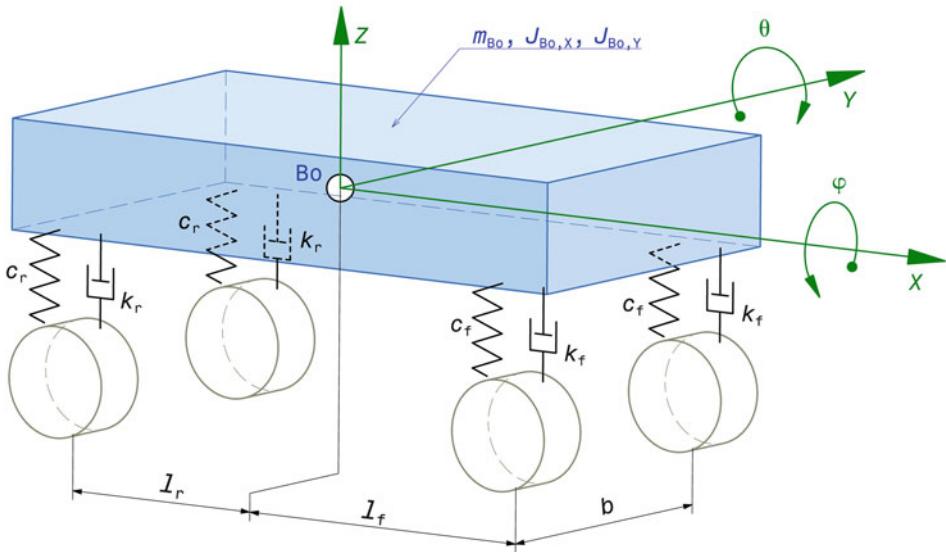


Abb. 3.40 Skizze zu Fahrzeugschwingungen

Der Wagenkasten, Masse m_{Bo} mit Schwerpunkt Bo, ist über Federn und Dämpfern auf den Rädern gelagert. Die Feder- und Dämpferwirkung der Reifen wird hier vernachlässigt. Je nach betrachteter Schwingungsform wirken verschiedene Kombinationen der Federn und Dämpfer auf die Masse ein. Die Bewegungsgleichungen folgen aus Schwerpunkt- und Drallsatz. Ihnen können die für (3.15) benötigten Terme für Masse m_{ref} sowie für Federrate c_{ref} und Dämpfungskoeffizient k_{ref} direkt entnommen werden

Wogen: $m_{Bo}\ddot{z} + 2(k_f + k_r)\dot{z} + 2(c_f + c_r)z = 0$

Wanken: $J_{Bo,X}\ddot{\varphi} + 2(k_f + k_r)\left(\frac{b}{2}\right)^2\dot{\varphi} + 2(c_f + c_r)\left(\frac{b}{2}\right)^2 = 0$

Nicken: $J_{Bo,Y}\ddot{\theta} + 2\left(k_f l_f^2 + k_r l_r^2\right)\dot{\theta} + 2\left(c_f l_f^2 + c_r l_r^2\right)\theta = 0$

$$\begin{aligned}\omega_{Wank} &= \sqrt{\frac{2(c_f + c_r)\left(\frac{b}{2}\right)^2}{J_{Bo,X}}}, \\ D_{Wank} &= \frac{2(k_f + k_r)\left(\frac{b}{2}\right)^2}{2\sqrt{2(c_f + c_r)\left(\frac{b}{2}\right)^2 J_{Bo,X}}}\end{aligned}\quad (3.17)$$

Nickschwingungen (*pitch mode*, periodische Bewegung um *Y*-Achse):

$$\omega_{Nick} = \sqrt{\frac{2(c_f l_f^2 + c_r l_r^2)}{J_{Bo,Y}}}, D_{Nick} = \frac{2(k_f l_f^2 + k_r l_r^2)}{2\sqrt{2(c_f l_f^2 + c_r l_r^2) J_{Bo,Y}}}\quad (3.18)$$

Bei Rennfahrzeugen mit extremer Auslegung auf aerodynamischen Abtrieb ist das Ziel, dass beim Fahren der Wagenkasten möglichst parallel zur Fahrbahn bleibt. Die Dämpfung soll daher so stark wirken, dass stationäre Endlagen (z. B. max. Wankwinkel, max. Nickwinkel) bei typischen Manövern nicht erreicht werden. Zusätzlich werden Hub- und Wankbewegungen unabhängig von den Aufbaudämpfern zusätzlich bedämpft. Bei der Hubbewegung erfolgt dies durch eine Dreifeder-Aufhängung (z. B. Abb. 3.54), bei der nicht nur eine dritte Feder sondern auch ein dritter Dämpfer an dieser Stelle vorgesehen wird.

Für die zusätzliche Dämpfung der Wankbewegung funktionieren diese Systeme im Wesentlichen so, dass die Hub- und die Wankbewegung entkoppelt werden, (Abb. 3.41). Das Kernelement ist ein zentraler Umlenkhebel, der im Gegensatz zu konventionellen Ausführungen zwei Freiheitsgrade aufweist. Die Schwenkbewegung um Achse *b* entspricht der üblichen Umlenkung der Radaufstandschaft beim gleichseitigen Federn. Der Hebel bedient dabei den Hubdämpfer samt der Hubfeder (8). In der dargestellten Ausführung wird der Hebel allerdings über den unteren(!) Federteller verbunden, die Kolbenstange beim Einfedern also gezogen. Beim wechselseitigen Federn dreht sich der Umlenkhebel um Achse *a* und stützt sich über die Hohlwelle mit Ausleger (4) am Wankdämpfer (6) ab. Dieser Dämpfer arbeitet somit ausschließlich bei Wankbewegungen. Die Rückstellkräfte erzeugt ein Torsionsstab (3), der einerseits mit der Hohlwelle (4) und andererseits mit der Aufnahme (5) am Getriebegehäuse verbunden ist. Die Hohlwelle ist drehbar oben in der Lagerbrücke (1) und unten in der Getriebeaufnahme (5) gelagert.

Ausführungen *Designs*

Dämpfer werden in unterschiedlichsten Ausführungen angeboten. Für Rennfahrzeuge sind einstellbare Dämpfer mit separater Feder (*coil over damper*) Standard, (Abb. 3.42). Die

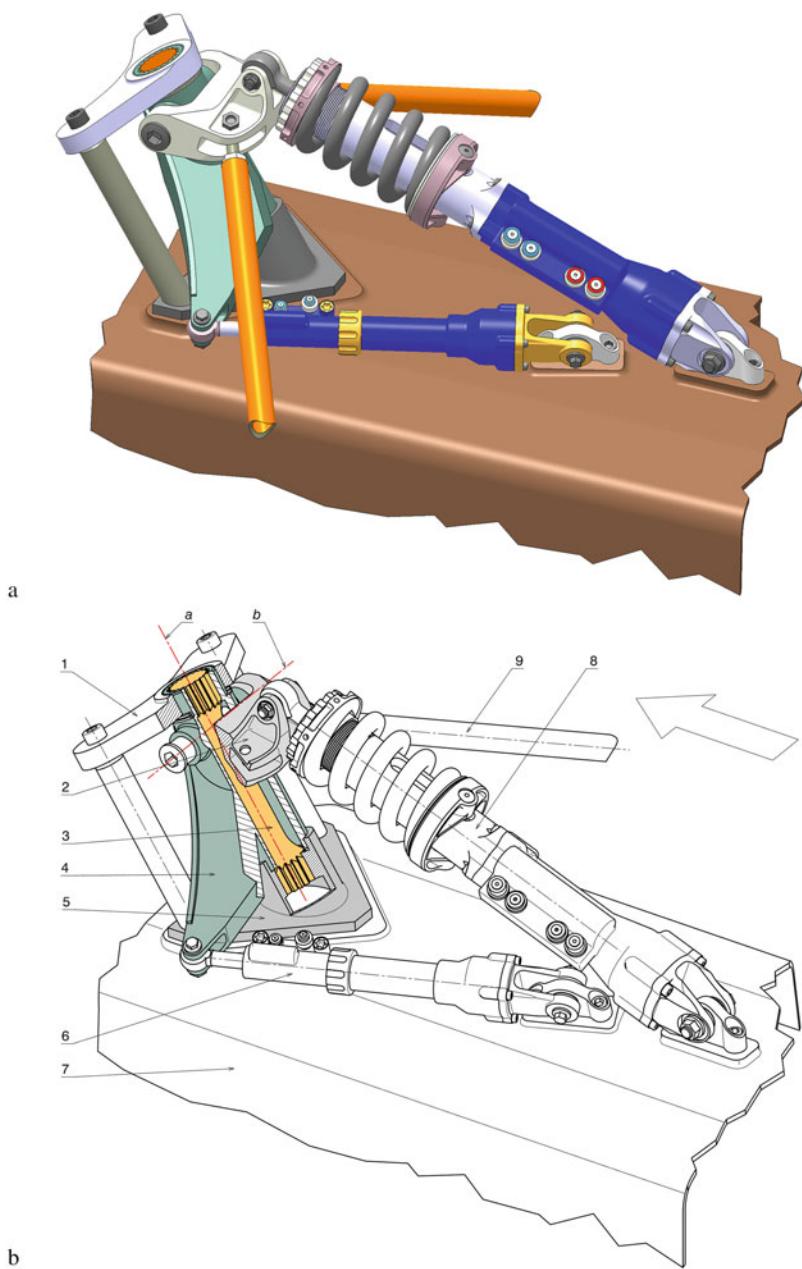


Abb. 3.41 Hinterradfederung mit separatem Wankdämpfer (LMP1 Porsche 919 Hybrid)
a Axonometrische Darstellung, **b** geschnittene Darstellung, linker Druckstab entfernt
Dargestellt ist das zentrale Hubfederbein (8), das in Fahrtrichtung (Pfeil) über dem Getriebegehäuse (7) angeordnet ist. Der zentrale Umlenkhebel (2) übernimmt über die Druckstäbe (9) die Ra-

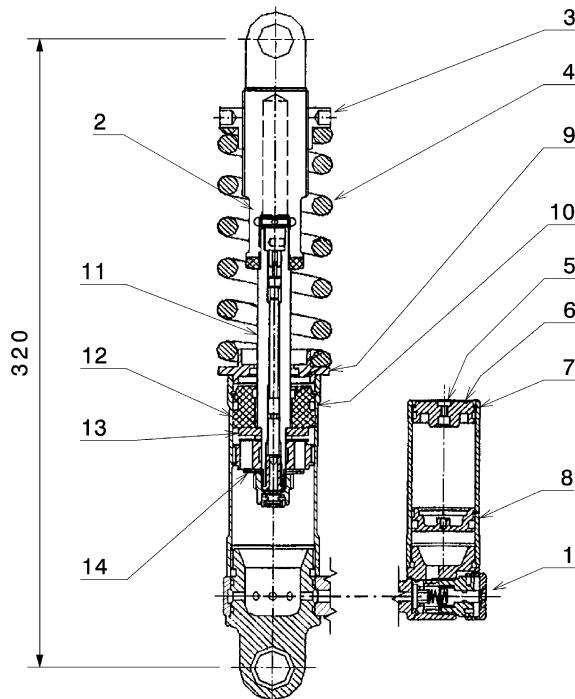


Abb. 3.42 Dämpfer-Federbein eines Rennfahrzeugs, nach [20]

Das Element wird als Monofederbein an der Vorderachse über Schubstrebe betätigt. Zug- und Druckstufe sind getrennt einstellbar

1 Druckstufenverstellung über Drehknopf. Schraube hineindrehen = härter stellen. **2** Zugstufenverstellung über Drehung der Kolbenstange. **3** Federteller verstellbar (Federvorspannung). **4** Feder, Steifigkeiten zwischen 120 und 210 N/mm. **5** Verschlusschraube im Stopfen **6**. Sie dient zum Druckablassen, zur Druckmessung und zum Befüllen des Behälters mit Stickstoff. Fülldruck 8 bis 9 bar. **6** Verschlussstopfen Stickstoffbehälter. **7** Sprengring, hält Stopfen **6**. **8** Trennkolben zwischen Arbeitsraum und Stickstoffbehälter. **9** Federsitz. **10** Sprengring, sichert Führung **12**. **11** Kolbenstange. **12** Kolbenstangenführung. **13** Ventilplatten für Druckstufe (3 Stück). **14** Ventilplatten für Zugstufe (6 Stück)

Feder lässt sich so mühelos tauschen, was vor allem in der Entwicklungsphase eines neuen Wagens von Vorteil ist. Ein Nachteil dieser sonst extrem kompakten Bauweise ist das Biegemoment, das die Feder in die Kolbenstange einleitet. Das erhöht die Reibung und den (einseitigen) Verschleiß der Stangendichtung. Will man diesem Nachteil entgehen, müssen

Abb. 3.41 (Fortsetzung) daufstandskräfte der beiden Hinterräder. Beim Wanken kommt der Wankdämpfer (**6**) zum Einsatz

a Achse für Wanken, *b* Achse für Heben

1 Lagerbrücke, **2** Umlenkhebel, **3** Torsionsstab, **4** Umlenkhebellagerung mit Ausleger, **5** Aufnahme am Getriebegehäuse, **6** Wankdämpfer, **7** Getriebegehäuse, **8** Hubdämpfer, **9** Druckstäbe

Federn und Dämpfer separat angeordnet werden. Das erhöht einerseits den baulichen Aufwand, lohnt andererseits jedoch, weil unterschiedliche Übersetzungen (*motion ratio*) möglich sind. Dem Dämpfer wird man seiner Funktionsweise geschuldet die größere Übersetzung (3.1) zuordnen. So spricht er schon bei kleinen Radhüben wirkungsvoll an.

Die getrennte Einstellung von Zug- und Druckstufe ermöglichen Stellräddchen mit Rasten. So kann eine Feineinstellung ohne Zerlegungsarbeiten vorgenommen werden, vorausgesetzt der Dämpfer ist nicht allzu „versteckt“ im Fahrzeug angeordnet. Für die grobe Voreinstellung können bei manchen Typen ganze Ventilpakete ausgetauscht werden, dazu ist allerdings der Dämpfer vollständig zu entleeren und zu zerlegen.

Abb. 3.43 zeigt ein Dämpfer/Federbein mit den wichtigsten Anschlussmaßen. Der maximale Hub ist bauartbedingt vorgegeben und muss den gesamten Federweg (Ein- und Ausfederweg abdecken). Der Druckanschlag kann allerdings angepasst werden, indem das Elastomerstück (3) ausgetauscht wird. Die Gesamtlänge ergibt sich durch den maximalen Hub und die Bauart. Bei gleicher Bauart zieht eine Erweiterung des Hubs eine Vergrößerung der Gesamtlänge um die doppelte Erweiterung nach sich. So weist ein typischer

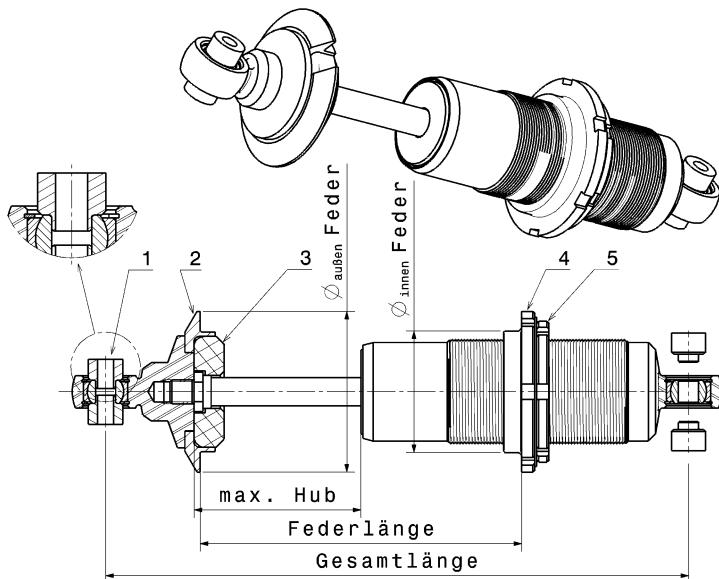


Abb. 3.43 Einbaumaße eines Dämpfers

Die Schraubenfeder wird von einem anderen Lieferanten bezogen und ist am Dämpfer noch nicht vorhanden. Der obere Federteller weist eine Aussparung auf und kann so ohne Demontage des Dämpfers entfernt werden. Der untere Federteller ist als Mutter ausgebildet und ermöglicht eine Änderung der Federvorspannung. Die Schraubenfeder wird über den Dämpfer geschoben, danach wird der obere Federteller montiert

Der maximale Hub ist ohne Druckanschlag gemessen

1 Gelenklager mit Distanzhülsen *spherical bearing with spacer bushes*. **2** Federteller oben *spring perch*. **3** Druckanschlag *bump stop*. **4** Federteller unten *lower spring platform*. **5** Kontermutter *lock nut*

Einrohrdämpfer mit integriertem Ausgleichsvolumen mit 50 mm Hub eine Gesamtlänge von 250 mm auf. Wird aus derselben Baureihe ein Dämpfer mit 130 mm Hub verbaut, müssen die Aufnahmepunkte 410 mm ($= 250 + 2 \times 80$) entfernt sein.

Dämpferkolben weisen einen Durchmesser in der Größenordnung von 30 bis 46 mm auf bei einem Kolbenstangendurchmesser von 11 mm.

Übliche Dämpferhübe reichen von 50–83 mm für Einsitzer, kleine Sportwagen sowie Kit Cars bis 150 mm für Tourenwagen. Für den Rallye- und Geländeeinsatz werden noch größere Hübe erforderlich.

Die Gelenke in den Aufnahmeaugen sollen Gelenklager sein. Diese haben sich bewährt und erzeugen keine zusätzlichen (nicht linearen) Elastizitäten, wie dies bei den Pkw-üblichen Gummilagern und Stiftgelenken der Fall ist. Gummilager können auch nachträglich gegen Gelenklager getauscht werden. Die Aufnahmebohrungen passen zu gängigen Lagern (mit 1/2" oder 15 mm Innendurchmesser). Es müssen bloß zwei Distanzhülsen zusätzlich vorgesehen werden, soll die ursprüngliche Lagerbreite erreicht werden, beispielsweise um die vorhandene Aufnahmekonsole zu verwenden.

Wie kaum mehr bei anderen Bauteilen an Rennfahrzeugen darf man nicht mehr für sein Geld erwarten als man investiert. Die Leistungsspanne ist weit und ebenso verhalten sich die Kosten. Grob sehen die Verhältnisse wie folgt aus. Die Vergleichsbasis sei ein nicht einstellbarer Dämpfer eines Serien-Pkw mit dem Preis K . Dann ergeben sich diese Preise [4]:

- Zug/Druckstufe kombiniert einstellbar, Aufnahme in Silentblocks: $3K$.
- Zug/Druckstufe kombiniert einstellbar, Leichtmetall-Federteller, Aufnahme in Gelenklager, hohe Qualität: $6K$ – $7K$.
- Zug- und Druckstufe getrennt einstellbar, mittlere Qualität: $12K$.
- Zug- und Druckstufe getrennt einstellbar, zerlegbar, Spitzenqualität: $15K$ – $20K$
- Zug- und Druckstufe getrennt einstellbar, zerlegbar, separater Ausgleichsbehälter, Spitzenqualität: $23K$.

Mehrfach einstellbare Ventile für unterschiedliche Geschwindigkeitsbereiche, zerlegbar, separater Ausgleichsbehälter, Spitzenqualität: bis $40K$.

Werkstoffe. Kolbenstangen: Vergütungsstahl C45E V (war Ck45 V) vergütet auf $R_m = 750$ – 900 N/mm². Randschichtgehärtet auf 58 + 2 HRC, zusätzliche Hartchromschicht mit Superfinish-Behandlung auf eine Rautiefe $R_t = 0,2$ µm (für das Zusammenspiel mit der Stangendichtung eines Einrohrdämpfers) [5].

Kolbenstangenführung: Aluminiumknetlegierung (AlMgSi 1 F 28) mit hartenodisierter Lauffläche [5].

Gehäuse: Aluminiumknetlegierung, fließgepresst und hartenodisiert.

Schwingungstilger Mass Damper

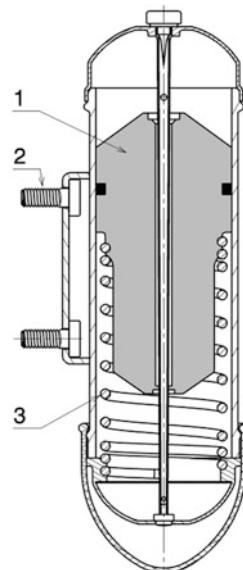
Eine interessante Alternative zur Verringerung der Radlastschwankungen (z. B. Abb. 3.23) bietet eine Tilgermasse, Abb. 3.44. Der Schwingungstilger wird auf der Fahrzeugmittelebene auf einer Achse so rahmenfest montiert, dass die bewegliche Masse (1) auf

Abb. 3.44 Schwingungstilger,
nach [21]

1 bewegliche Tilgermasse
moving damper mass.

2 Befestigung *fastening*. **3** Feder
spring

Das Gehäuse wird über die Befestigung (2) am Rahmen angebracht. Die Tilgermasse (1) gleitet angeregt durch die Fahrzeughubbewegungen auf und ab. Eine Feder (3) und die eingeschlossene Luft bewirken Kräfte, die die Bewegung der Masse beeinflussen



und ab gleiten kann. Durch die Hubbewegung des Fahrzeugs wird die eigentliche Tilgermasse zu Schwingungen angeregt, die wiederum auf die Schwingungen des Fahrzeugs rückwirkt. Die Ausschläge der Fahrzeugschwingungen (ist ein Maß für die Radlastschwankungen) werden in einem bestimmten Frequenzbereich durch den Tilger stark verringert. Durch die Masse, der Feder und die eingeschlossene Luft, die über Bohrungen als Dämpfungsmedium wirkt, kann der Tilger auf das Fahrzeug abgestimmt werden. In der Regel wird seine Eigenfrequenz leicht über der des Rads (Radschwingzahl) eingestellt. Die Wirkung ist also auf einen ausgesuchten Bereich eingeschränkt. Für Rennfahrzeuge, die auf Rundstrecken fahren, stellt das kein Problem dar. Der Schwingungstilger kann ja für jede Strecke mit ihren eingeprägten Unebenheiten abgestimmt werden. In der Formel 1 wurden von einigen Teams erfolgreich Tilger eingesetzt. Renault fuhr so beispielsweise mit je einem Tilger an der Vorder- und der Hinterachse in der Größenordnung von 10 kg [22]. Dieses Mehrgewicht von 20 kg mag den Schwerpunkt leicht angehoben haben (die Gesamtmasse blieb davon unberührt – es werden ja wesentlich mehr Ballastmassen mitgeführt), die ausgleichende Wirkung auf die Radlastschwankungen haben dies aber mehr als überkompensiert. Inzwischen wurde der Einsatz solcher Hilfsmittel vom Reglement wohl aus Angst vor zu großen beweglichen Massen unterbunden.

Bei Fahrzeugen, die auf unterschiedlichen Untergründen unterwegs sind, ist der Einsatz eines Schwingungstilgers naturgemäß begrenzt. Passt die Abstimmung auf einer Asphaltstrecke, ist die Wirkung des Tilgers auf Schotter stark eingeschränkt, wenn die Radhubbewegungen wesentlich stärker sind.

Tilgermassen werden auch im Serien-Pkw-Bau geschickt eingesetzt. So werden für die bauartbedingt torsionsweichen Karosserien von Cabriolets die Schwingausschläge über vorhandene Massen wie Batterien und Hydraulikpumpen, aber auch über Zusatzmassen klein gehalten.

3.3 Stabilisatoren *Stabilisers, Anti-Roll Bars, AE: Sway Bars*



Die Aufbaufedern nehmen zwar einen Teil des Wankmoments auf, das bei Kurvenfahrt den Aufbau neigt, werden aber nicht dafür ausgelegt. Das Wankmoment setzt der Torsionsstabilisator ins Gleichgewicht, indem er bei wechselseitiger Federung gebogen und/oder torquiert wird, (Abb. 3.45). Bei gleichseitiger Federung ist er nicht aktiv. Wegen dieser Wirkung des Stabilisators braucht die Aufbaufeder zur Reduzierung des Wankens nicht unnötig steif ausgeführt werden. Der Stabilisator dient also der Stabilisierung der Lage des Fahrzeugaufbaus parallel zur Fahrbahn. Sein Name ist aber nicht in seinem Einfluss auf die Fahrstabilität begründet, denn zur Verbesserung der Fahrstabilität sind andere Maßnahmen geeigneter. So kommen bei Straßenfahrzeugen elastokinematische

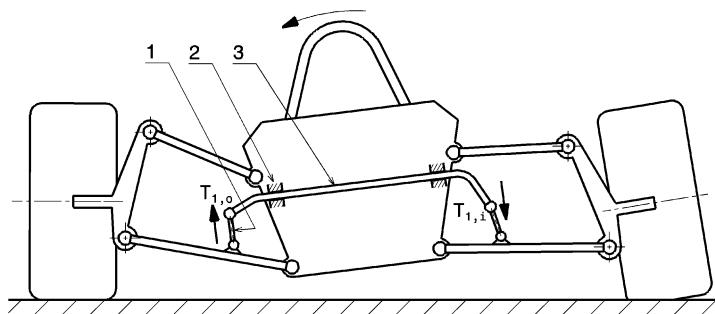


Abb. 3.45 Stabilisator bei geneigtem Wagenkasten, Schema

1 Koppelstange *linkage*. **2** Lagerung *bearing*. **3** Stabilisator *anti roll bar*

Der Stabilisator (3) ist in den Lagern (2) drehbar geführt und an seinen Enden in den Gelenken T₁ über die beiden Koppeln (1) mit der Radaufhängung verbunden

Gelenke oder elektronisch gesteuerte Einzelrad-Bremseingriffe zum Einsatz. Zur Verhinderung der Rollneigung von durch Transportaufgaben bedingten hohen Aufbauten, wie z. B. Containertransport, sind die Stabilisatoren unentbehrlich.

Der Stabilisator bedeutet eine Koppelung der beiden Räder einer Achse und führt die Einzelradaufhängung schwingungstechnisch etwas an die Starrachse heran. Bei Fahrzeugen mit Einzelradaufhängung sollte man den Stabilisator vermeiden, wo es möglich ist. Bei nur in einer Fahrspur auftretenden Hindernissen wirkt die Federung durch die Wirkung des Stabilisators härter. Aus diesem Grund sollte bei der Fahrzeugentwicklung zuerst versucht werden, alle Mittel, die ebenfalls der Rollneigung entgegenwirken, maßvoll einzusetzen. Das sind einmal die Mittel, die das Wankmoment selbst verkleinern, wovon die Verringerung der Schwerpunktshöhe das wichtigste ist. Zum anderen gibt es Mittel am Fahrzeug, die die Rollsteifigkeit der Achse erhöhen: größere Spurweite, geeignete Elastokinematik mit angemessen hohem Rollzentrums unter Beachtung der Spurweitenänderung oder progressive Federung. Am elegantesten lässt sich die Rollneigung mit Hilfe einer aktiven Federung verhindern.

An Rennfahrzeugen sind Stabilisatoren das Mittel zum Einstellen des gewünschten Eigenlenkverhaltens, welches ja nicht nur konzeptbedingt vorgegeben ist, sondern sich durch änderndes Reifenverhalten, auftretende Antriebs-/Bremskräfte, Wetterverhältnisse usw. ändert. Es kann für die Balance des Wagens genügen, an nur einer Achse einen Stabilisator anzubringen. Der Stabilisator ist das wirksamste Mittel, bei Kurvenfahrt die Radlastdifferenzen an einer Achse, also deren Rollsteifigkeit, zu erhöhen. Eine größere Radlastdifferenz zwischen Innen- und Außenrad führt zu größerem Reifenschräglaufwinkel, weil der Reifen Seitenkräfte degressiv also nicht linear über der Radlast aufbaut. Soll am ausschlaggebenden kurvenäußersten Reifen eine überproportional größere Seitenkraft mit einer größeren Radlast hervorgerufen werden, so ist ein größerer Schräglaufwinkel hierfür erforderlich, vgl. Abb. 2.1 und Abb. 1.38. Ein steifer Stabilisator an der Vorderachse erhöht im Allgemeinen so z. B. die Neigung zum Untersteuern (Abb. 3.46), eine höhere Stabilisierung der Hinterachse lässt den vorderradangetriebenen Wagen neutraler werden.

Dadurch dass der Stabilisator beim Wanken die Radlast des kurvenäußersten Rads an dieser Achse erhöht (das kann so weit gehen, dass er das innere Rad abhebt, Abb. 3.47), erhöht er auch die Radlast des diagonal gegenüber liegenden Rads, also dem „benachteiligten“ kurveninneren. An dieser Achse werden die Radlasten demnach etwas ausgeglichen, was der übertragbaren Gesamtseitenkraft an diesem Fahrzeugende zu Gute kommt. Im gleichen Sinne wird auch die Traktion dieser Achse verbessert, gleichzeitig wird allerdings die Traktion der anderen Achse, wo der Stabilisator direkt wirkt, schlechter.

Für die geplante Wirkung eines Stabilisators ist ein steifer Fahrzeughrahmen Voraussetzung. Ein (zu) weicher Rahmen wird vom Stabilisator tordiert ohne dass die Radlasten sich wesentlich ändern.

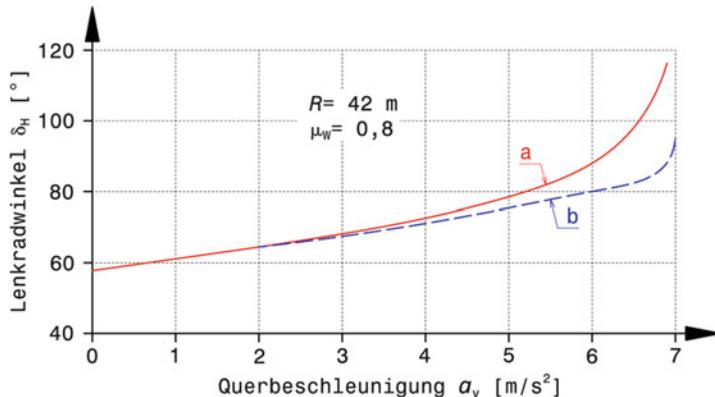


Abb. 3.46 Einfluss eines Stabilisators auf das Fahrverhalten [23]

Das Diagramm zeigt das Ergebnis eines Fahrversuchs für einen Pkw: Stationäre Kreisfahrt mit konstantem Radius R (ISO 4138). Der Verlauf des Lenkradwinkels ist für zwei unterschiedliche Abstimmungen dargestellt. Die Abstimmung mit dem steiferen Stabilisator vorne (a, rot) zeigt eine wesentlich größere Untersteuertendenz (überproportional mehr Lenkwinkel bei steigender Querbeschleunigung) und erreicht auch nicht die max. Querbeschleunigung, die der Reibwert $\mu_W = 0,8$ zuließe.

Man erkennt nebenbei in dem Diagramm auch, dass Stabilisatoren im linearen Bereich des Reifenverhaltens $F_{W,y} = f(\alpha)$ keine Wirkung zeigen. Bei niedrigen Querbeschleunigungen (bis 2 m/s²) und damit bei kleinen Reibwerten hat eine Änderung der Stabilisatorsteifigkeit keinen Einfluss auf das Fahrverhalten. Erst bei höheren Querbeschleunigungen macht sich die größere Radlastverlagerung vorne von Abstimmung a im Fahrverhalten bemerkbar.

Fahrzeugmasse $m_{V,t} = 1544$ kg

a Stabilisatorraten $c_{Ro,S,f} = 16,5$ N/mm, $c_{Ro,S,r} = 3,0$ N/mm, **b** Stabilisatorraten $c_{Ro,S,f} = c_{Ro,S,r} = 9,75$ N/mm

Stabilisatoren werden an einer Achse manchmal gänzlich weggelassen. An der angetriebenen Hinterachse kann so die Traktion bei Kurvenfahrt erhöht werden, allerdings auf Kosten eines stärker belasteten kurvenäußereren Vorderrads [4]. Der Radlastbeitrag, um den das hintere kurveninnere Rad stärker belastet wird, stammt ja vom diagonal gegenüberliegenden Vorderrad, dessen Feder der Stabilisator verhärtet hat.

Stabilisatoren sollen so angebracht sein, dass Einstellarbeiten oder Änderungen leicht vorgenommen werden können. Die Stabilisatoren beanspruchen einen Bewegungsraum beim vollen Radhub, der auch bei eingeschlagenen Vorderrädern zu keiner Kollision führen darf. Der Stabilisatorrücken soll leichtgängig gelagert sein. Ähnlich wie bei den Aufbaufedern (Abschn. 3.3.1) ist auch bei Stabilisatoren eine lineare oder progressive Federkennlinie erwünscht. Dieses Verhalten kann durch entsprechendes Anordnen der Koppelstreben am Fahrwerk erreicht werden. Degratives Verhalten von Stabilisatoren



Abb. 3.47 Auswirkung eines Stabilisators

Bei einem Fronttriebler ist die Neigung zum Untersteuern naturgemäß groß. Ein steifer Stabilisator an der Hinterachse hilft bei Kurvenfahrt die Radlasten an der Vorderachse zu vergleichsmäßigen, allerdings auf Kosten der Radlastverschiebung an der Hinterachse. In einer Linkskurve hebt so im Bild das innere Rad der Hinterachse sichtbar ab

muss unbedingt vermieden werden. Ein solches Fahrzeug reagiert auf Änderungen von Stabilisatoreinstellungen praktisch nicht.

Es werden auch Stabilisatoren verbaut, deren Steifigkeit sich vom Fahrer während der Fahrt verstetzen lässt. Der bauliche Aufwand – vorausgesetzt das Reglement lässt dies zu – lohnt sich in bestimmten Fällen. Bei längeren Rennen können sich Streckenverhältnisse ebenso ändern, wie Tankinhalt und Reifenzustand. Das alles zusammen beeinflusst das Fahrverhalten des Wagens, der sich dadurch vom eingestellten Wunschzustand entfernt. Ein geübter Fahrer hat durch einen solchen Verstellhebel nun die Möglichkeit, das Fahrzeug wieder in die gewünschte Richtung zu trimmen und die Rundenzeiten weiterhin niedrig zu halten.

Diese Systeme sind stufenlos veränderbar, was allerdings mehr im Mechanismus als in einer Notwendigkeit begründet ist. Tatsächlich werden Änderungen bei der Fahrzeugabstimmung ja in spürbaren Sprüngen durchgeführt. Bei sprintartigen Rennen reicht die Einstellbarkeit über auswechselbare Stabilisatorelemente unterschiedlicher Steifigkeit aus. Verstellbare Stabilisatoren finden sich meist an der Hinterachse. Und zwar aus dem einfachen Grund, dass die Realisierung leichter fällt, weil weniger Bauteile die Unterbringung stören.

Jüngste Entwicklungen zielen bei Pkw auf aktive Stabilisatoren. Dabei ist der Stabilisatorrücken nicht einteilig, sondern getrennt und die beiden Enden werden über einen Stellmotor verbunden. Durch diesen Stellmotor können die beiden Stabilisatorschenkel gezielt gegeneinander verdreht werden, wodurch die Steifigkeit erhöht bzw. vermindert werden kann [24]. (Abb. 3.48) zeigt ein Kennfeld für ein Fahrzeug mit aktiven Stabilisatoren

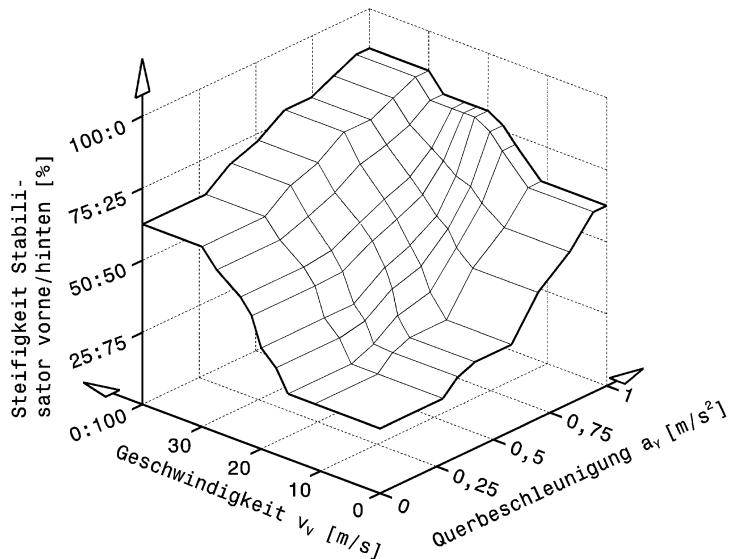


Abb. 3.48 Kennfeld von aktiven Stabilisatoren

Das Kennfeld stellt für ein bestimmtes Fahrzeug und einen bestimmten Reibwert die Verteilung der Stabilisatorsteifigkeiten vorne zu hinten dar

an beiden Achsen auf trockener Fahrbahn ($\mu_w \approx 0,8$). Das Fahrzeug ist ein typischer Pkw, also mit leicht untersteuernder Basisauslegung. Bei geringen Fahrgeschwindigkeiten und niedrigen Querbeschleunigungen wird der hintere Stabilisator von einem Bordrechner steif gestellt und das Fahrzeug im Eigenlenkverhalten dadurch neutral. Das Fahrzeug weist in dem Zustand bessere Handlingeigenschaften auf und ist deutlich lenkwilliger. Je näher der Fahrzustand an kritische Bereiche herankommt, desto mehr wird die Charakteristik des Wagens untersteuernd eingestellt. Bei hohen Geschwindigkeiten und/oder hohen Querbeschleunigungen wird also der vordere Stabilisator steifer und der hintere weicher gestellt.

3.3.1 Berechnung *Calculation*

Grundsätzlich wird man bei einer Basisauslegung nach einem leicht untersteuernden Verhalten des Fahrzeugs trachten und so den Anteil der Vorderachse an der Wankesteifigkeit leicht höher wählen.⁶ An dieser Stelle folgt eine genauere Betrachtung zum

⁶Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5 *Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung* Kap. 5 *Abstimmung*.

Tab. 3.7 Typische Rollgradienten (Wankgradient) einiger Fahrzeuge, tw. nach [26]

Fahrzeugtyp	Rollgradient, °/g	Fahrzeugtyp	Rollgradient, °/g
Mittelklasse-Pkw	5 bis 6	Rennfahrzeug mit großem Abtrieb	0,2 bis 0,7
Sportwagen	3	Indy Car (2001)	0,1 bis 0,2
Tourenwagen mit wenig Abtrieb	1,0 bis 1,8	Formel 1 Wagen (2002)	0,03 bis 0,1

Bestimmen eines Startwerts für die Stabilisatorsteifigkeit. Als Ausgangsbasis dient die Empfehlung den max. Wankwinkel von $2,5^\circ$ bei Tourenwagen und von $1,5^\circ$ bei Einsitzern bei einer Querbeschleunigung von $1g$ nicht zu überschreiten [4]. Generell sollen die Wankwinkel unter 4° bleiben. Zum Vergleich wanken Serien-Pkw bei $1g$ Querbeschleunigung um etwa 5 bis 6° [25], falls sie eine solche Reifenhaftung überhaupt aufzubauen imstande sind, vgl. auch Abb. 5.2. Tab. 3.7 bietet zusammenfassend eine Übersicht typischer Rollgradienten.

Die für die Berechnung benötigten Größen sind im (Abb. 3.49) zusammengestellt.

Betrachtung der beteiligten Massen:

$$m_{Bo} = m_{Bo,f} + m_{Bo,r} \quad (3.19)$$

m_{Bo} Masse des Aufbaus (gefederete Masse), kg

$m_{Bo,f}$ auf die Vorderachse wirkender Teil der Aufbaumasse, kg

$m_{Bo,r}$ auf die Hinterachse wirkender Teil der Aufbaumasse, kg

$$m_{Bo,f} = m_{V,f} - m_{U,f} \quad (3.20)$$

$m_{V,f}$ bzw. $m_{V,r}$ Achslast vorne bzw. hinten, kg

$m_{U,f}$ bzw. $m_{U,r}$ ungefederte Massen vorne bzw. hinten, kg

$m_{U,f} =$ Radmassen vorne (Radträger vorne, Reifen, Räder, Bremsen)
plus der halben Masse von Verbindungsteilen zwischen Vorderrädern
und Wagenaufbau (Lenker, Federn, Dämpfer, . . .)

Die jeweiligen Größen für die Hinterachse ergeben sich analog durch Einsetzen der entsprechenden Werte für die Hinterachse (Index r statt f). Daher sind nachstehend immer nur die Gleichungen für die Vorderachse angeführt.

Folgende Berechnung bezieht sich auf eine Querbeschleunigung a_y von $1g$ ($= 9,81 \text{ m/s}^2$).

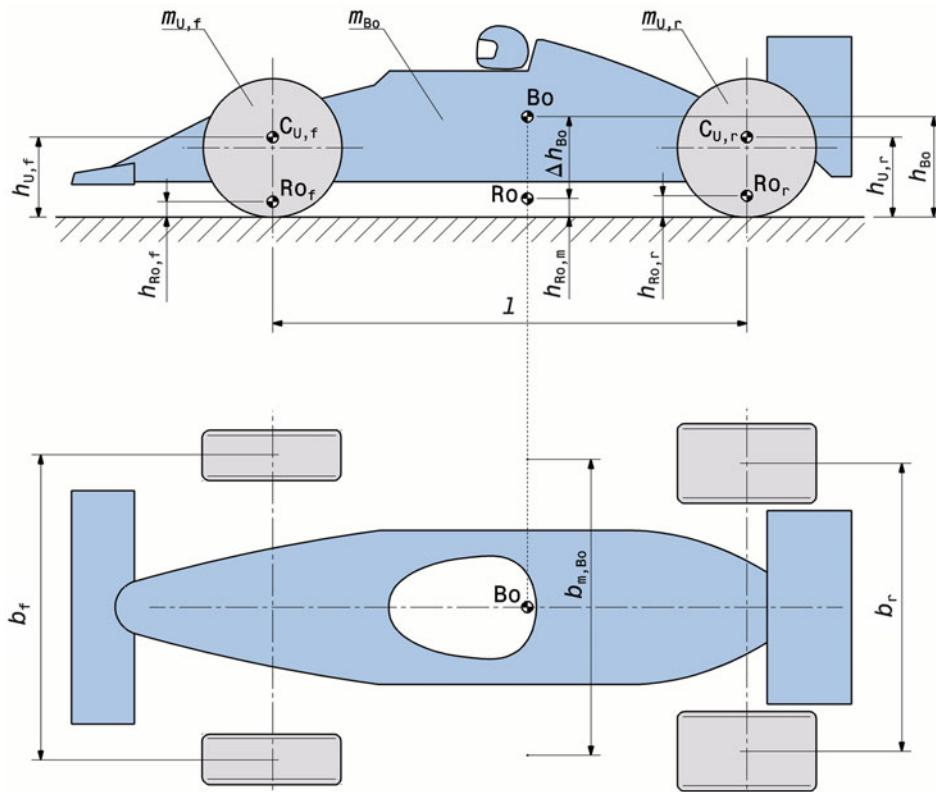


Abb. 3.49 Definitionen der für die Berechnung erforderlichen Strecken

Indizes: f vorne, r hinten

Bo Aufbauschwerpunkt

C_U Schwerpunkt der ungefederten Massen

Ro Rollzentrums

Anteil der Radkraftänderung durch ungefederte Massen vorne bzw. hinten (vgl. auch Abb. 2.13):

$$\Delta F_{U,f} = m_{U,f} \cdot g \cdot h_{U,f} / b_f \quad (3.21)$$

$\Delta F_{U,f}$ Anteil der Radkraftänderung vorne durch ungefederte Massen, N

$h_{U,f}$ Lage des Schwerpunktes der ungefederten Massen vorne, m

b_f Spurweite vorne, m

Anteil der Radkraftänderung durch Querbeschleunigung der Aufbaumassen vorne bzw. hinten, die sich in den Rollzentren abstützen:

$$\Delta F_{Bo,f} = m_{Bo,f} \cdot g \cdot h_{Ro,f} / b_f \quad (3.22)$$

$\Delta F_{Bo,f}$ Anteil der Radkraftänderung vorne durch Aufbaumasse vorne (geometrischer Anteil), N

$h_{Ro,f}$ Höhe des Rollzentrums vorne, m

Anteil der Radkraftänderung durch Wanken des Aufbaus um die Rollachse durch die Querbeschleunigung:

$$\Phi_m = \frac{m_{Bo,r}}{m_{Bo}} \quad (3.23)$$

$$b_{m,Bo} = ((b_r - b_f) \cdot \Phi_m) + b_f \quad (3.24)$$

$$h_{Ro,m} = ((h_{Ro,r} - h_{Ro,f}) \cdot \Phi_m) + h_{Ro,f} \quad (3.25)$$

$$h_{Bo} = (h_{Bo,r} - h_{Bo,f}) \cdot \Phi_m + h_{Bo,f} \quad (3.26)$$

$$\Delta h_{Bo} = h_{Bo} - h_{Ro,m} \quad (3.27)$$

$$\Delta F_{Ro} = m_{Bo} \cdot g \cdot \Delta h_{Bo} / b_{m,Bo} \quad (3.28)$$

Φ_m	Verhältnis der auf die Hinterachse wirkenden Aufbaumasse zur gesamten Aufbaumasse, -
$b_{m,Bo}$	mittlere Spurweite unter dem Aufbauschwerpunkt, m
$h_{Ro,m}$	mittlere Rollzentrumshöhe unter dem Aufbauschwerpunkt, m
h_{Bo}	Höhe des Aufbauschwerpunkts, m
$h_{Bo,f}$ bzw. $h_{Bo,r}$	Höhe des Schwerpunkts des Aufbauanteils über der Vorderachse bzw. über der Hinterachse, m
Δh_{Bo}	Hebelarm des Aufbaus um Rollachse, m
ΔF_{Ro}	Anteil der Radkraftänderung durch Rollen der Aufbaumasse (elastischer Anteil), N

Gesamte Radkraftänderung durch Querbeschleunigung:

$$\Delta F_{W,Z} = \Delta F_{U,f} + \Delta F_{U,r} + \Delta F_{Bo,f} + \Delta F_{Bo,r} + \Delta F_{Ro} \quad (3.29)$$

$\Delta F_{W,Z}$ gesamte Radkraftänderung, N

Zur überschlägigen Kontrolle der Radkraftänderung kann das „starre“ Gesamtfahrzeug herangezogen werden:

$$\Delta F_{W,Z} = m_{V,t} \cdot a_y \cdot \frac{h_V}{b_m} \quad (3.30)$$

- $m_{V,t}$ Gesamtmasse des Fahrzeugs inkl. Fahrer, kg
- a_y Querbeschleunigung. Hier: $a_y = 9,81 \text{ m/s}^2$
- h_V Höhe des Gesamtschwerpunktes des Fahrzeugs, m
- b_m mittlere Spurweite unter Gesamtschwerpunkt, m

Wankwiderstand des Aufbaus durch die Aufbaufederung:

$$c_{Ro,Sp,f} = \frac{c_{Sp,f}}{2 \cdot (s_f / s_{Sp,f})^2 \cdot b_f^2 \cdot \frac{\pi}{180^\circ}} \quad (3.31)$$

- $c_{Ro,Sp,f}$ auf die Vorderachse bezogene Wanksteifigkeit der Aufbaufederung vorne, $\text{N m}^{1/2}$
- $c_{Sp,f}$ Rate der Aufbaufeder vorne, N/m
- $s_{Sp,f}$ Eindrückung der Aufbaufeder vorne bei Radhubweg s_f , m
- s_f Radhubweg vorne, m
- Anm.: $s/s_{Sp} = i_{Sp}$ Federübersetzung, siehe (3.1)

Für die Berechnung der Stabilisatorsteifigkeit werden die im Abb. 3.50 angegebenen Größen herangezogen. Die Wirkung des gezeigten Stabilisators setzt sich aus drei in Serie geschalteten Federn zusammen, nämlich der Torsion des Rückens und der Biegung der

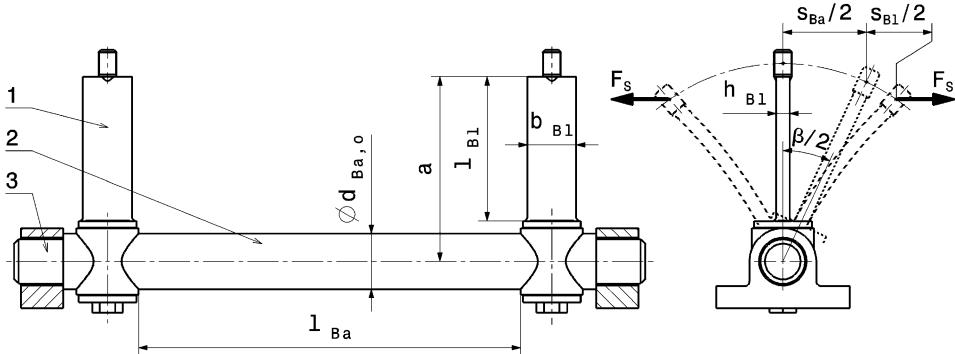


Abb. 3.50 Stabilisatorberechnung
1 Schenkel *blade*. 2 Rücken *bar*. 3 Lager *bearing*

beiden Schenkel. Aus der Gesamtverformung und den angreifenden Kräften wird eine Federrate für den Stabilisator ermittelt, gemäß der Beziehung: Federrate = Gesamtkraft/Gesamtverformung.#

Flächenträgheitsmomente von Stabilisatorrücken und -schenkel:

$$I_{p,Ba} = \frac{\pi \cdot (d_{Ba,o}^4 - d_{Ba,i}^4)}{32} \quad (3.32)$$

$I_{p,Ba}$ polares Trägheitsmoment des Rückens, m^4

$d_{Ba,o}$ Außendurchmesser des Rückens, m

$d_{Ba,i}$ Innendurchmesser des Rückens (wenn hohl), m

$$I_{Bl} = \frac{b_{Bl} \cdot h_{Bl}^3}{12} \quad (3.33)$$

I_{Bl} axiales Trägheitsmoment des Schenkels, m^4

b_{Bl} Querschnitts-Breite des Schenkels, m

h_{Bl} Querschnitts-Höhe des Schenkels, m

Die Beanspruchung und insbesondere die Biegebeanspruchung sind im Vergleich zu den Aufbaufedern geringer. Aus diesem Grund sind auch die häufig anzutreffenden Lösungen beim Pkw, dass der Seitenarm des Stabilisators als ergänzende Längsstrebe des unteren Lenkers bei den Radaufhängungen mit Federbeinführung benutzt wird, vertretbar.

Die Verformungen der elastischen Stabilisatoreteile folgen zu:

$$\beta = \frac{F_S \cdot a}{G \cdot I_{p,Ba}} \cdot l_{Ba} \quad (3.34)$$

β Verdrehwinkel des Rückens, rad. Wert in $^\circ$: $\beta^o = \beta \cdot 57,3^\circ$

F_S Kräfte an den Schenkelenden, N

a Hebelarm der Kraft F_S , m

G Schubmodul des Rückenwerkstoffes, N/m^2 . $G = 80 \cdot 10^9 \text{ N}/\text{m}^2$ bei Federstahl

l_{Ba} federnde Länge des Rückens, m

$$s_{Ba} = a \cdot \beta \quad (3.35)$$

s_{Ba} Verschiebung der Schenkelenden durch Torsion des Rückens, m

$$s_{Bl} = 2 \frac{F_S \cdot l_{Bl}^3}{3E \cdot I_{Bl}} \quad (3.36)$$

s_{Bl} Verschiebung der Schenkelenden durch Biegung der Schenkel, m

l_{Bl} federnde Länge des Schenkels, m

E E-Modul des Schenkelwerkstoffes, N/m². $E = 206 \cdot 10^9$ N/m² bei Federstahl

Daraus ergibt sich die Gesamtverformung des Stabilisators zu:

$$s_t = s_{Ba} + s_{Bl} \quad (3.37)$$

s_t Gesamtverschiebung der Schenkelenden, m

Die Federkonstanten für die Stabilisatoreile folgen damit zu:

$$c_{Ba} = \frac{F_S}{s_{Ba}} = \frac{G \cdot I_{p,Ba}}{a^2 \cdot l_{Ba}} \quad (3.38)$$

c_{Ba} linearisierte Federrate einer Drehstabfeder bezogen auf den Endpunkt eines Hebels mit der Länge a, N/m

$$c_{Bl} = \frac{F_S}{s_{Bl}} = \frac{3}{2} \frac{E \cdot I_{Bl}}{l_{Bl}^3} \quad (3.39)$$

c_{Bl} linearisierte Federrate der Schenkel bezogen auf die Anlenkpunkte der Kräfte F_S , N/m

Die Federrate für den gesamten Stabilisator folgt daraus zu:

$$c_S = \frac{c_{Ba} \cdot c_{Bl}}{c_{Ba} + c_{Bl}} \quad (3.40)$$

c_S gesamte, linearisierte Federrate eines Stabilisators nach (Abb. 3.50) bezogen auf die beiden Anlenkpunkte der Kräfte F_S , N/m

Wankwiderstand des Aufbaus durch Stabilisatoren:

$$c_{Ro,S,f} = \frac{c_{S,f}}{\left(s_f/s_{S,f}\right)^2} \cdot b_f^2 \cdot \frac{\pi}{180^\circ} \quad (3.41)$$

$c_{Ro,S,f}$ auf die Vorderachse bezogene Wanksteifigkeit des Stabilisators vorne, N m/°.
Ohne Term $\pi/180^\circ$ ist die Einheit [N m/rad].

$c_{S,f}$ linearisierte Federrate des vorderen Stabilisators bezogen auf seinen Hebelendpunkt, N/m

$s_{S,f}$ Weg des Stabilisatorhebelendes (ist Gelenk T_1 in Abb. 3.45) der Vorderachse bei Hubweg des Vorderrads s_f , m

Gesamter Wankwiderstand des Aufbaus durch Aufbaufederung und Stabilisatoren:

$$c_{Ro,f} = c_{Ro,Sp,f} + c_{Ro,S,f} \quad (3.42)$$

$c_{Ro,f}$ gesamter Wankwiderstand der Vorderachse, N m/ $^{\circ}$

$$\Phi_{c,Ro,f} = \frac{c_{Ro,f}}{c_{Ro,f} + c_{Ro,r}} \quad (3.43)$$

$$\Phi_{c,Ro,r} = 1 - \Phi_{c,Ro,f} \quad (3.44)$$

$\Phi_{c,Ro,f}$ Verhältnis der Wanksteifigkeit der Vorderachse zur gesamten Wanksteifigkeit, -
 $\Phi_{c,Ro,r}$ Verhältnis der Wanksteifigkeit der Hinterachse zur gesamten Wanksteifigkeit, -

Dynamische Radlastverlagerung der entscheidenden kurvenäußereren Räder:

$$\Delta F_{W,Z,f,o} = \Delta F_{Ro} \cdot \Phi_{c,Ro,f} + \Delta F_{Bo,f} + \Delta F_{U,f} \quad (3.45)$$

$\Delta F_{W,Z,f,o}$ Radkraftänderung des vorderen kurvenäußereren Rads, N

Querverlagerung der Radlasten von einer Achsseite zur anderen bei Kurvenfahrt:

$$\Delta F_{W,Z,f} = \Delta F_{W,Z,f,o} - \Delta F_{W,Z} \cdot \frac{m_{V,f}}{m_{V,t}} \quad (3.46)$$

$\Delta F_{W,Z,f}$ Radkraftänderung an der Vorderachse, N
 $m_{V,t}$ Gesamtmasse des Fahrzeugs inkl. Fahrer, kg

$m_{V,t} = m_{V,f} + m_{V,r}$
mit: $m_{V,f}$ bzw. $m_{V,r}$ Achslast vorne bzw. hinten, kg

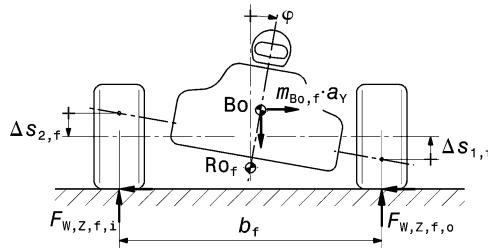
Resultierende Radaufstands Kräfte durch Radlastverlagerung:

$$F_{W,Z,f,o} = \frac{m_{V,f}}{2} \cdot g + \Delta F_{W,Z,f,o} \quad (3.47)$$

$$F_{W,Z,f,i} = \frac{m_{V,r}}{2} \cdot g - \Delta F_{Z,W,f,o} \quad (3.48)$$

$F_{W,Z,f,o}$ resultierende Radaufstandskraft am vorderen kurvenäußereren Rad, N
 $F_{W,Z,f,i}$ resultierende Radaufstandskraft am vorderen kurveninneren Rad, N

Wankwinkel des Aufbaues, (Abb. 3.51):

**Abb. 3.51** Zur Definition des Wankwinkels *roll angle* φ

Ansicht eines Fahrzeugs von vorne in einer Rechtskurve

Die Reifenseitenkräfte beschleunigen als Aktionskräfte den Wagen nach rechts und rufen so die Reaktionskraft $m_{Bo,f} \cdot a_Y$ des trügen Wagenkastens hervor, der um das Rollzentrum Ro wankt

$$\varphi = \frac{m_{Bo} \cdot g \cdot \Delta h_{Bo}}{c_{Ro,f} + c_{Ro,r}} \quad (3.49)$$

$$\varphi = 57,3^\circ \cdot \frac{\Delta s_{1,f} + \Delta s_{2,f}}{b_f} \quad (3.50)$$

φ Wankwinkel des Aufbaus, $^\circ$

$\Delta s_{1,f}$ Radhubweg des kurvenäußerem Vorderrads beim Einfedern durch Wanken, m

$\Delta s_{2,f}$ Radhubweg des kurveninneren Vorderrads beim Ausfedern durch Wanken, m

3.3.2 Gestaltung von Stabilisatoren *Design of Anti-Roll Bars*

Stabilisatoren sind eine zusätzliche Feder im System der Radaufhängung, die die Räder einer Achse verbindet. Die Federwirkung wird im Allgemeinen über Torsion und Biegung erzielt. Dementsprechend finden sich U-förmige und T-förmige Stabilisatoren im Einsatz. Bei hoher Wanksteife werden aber auch Tellerfederpakete zur Reduzierung des Wankwinkels eingesetzt, (Abb. 3.52).

U-förmige Stabilisatoren Je näher der Stabilisator am Rad angreift, desto kleiner sind die Kräfte und er kann leichter ausgeführt werden. Von diesem Prinzip kann mit U-förmigen Stabilisatoren Gebrauch gemacht werden. Diese finden sich vor allem an Serienfahrzeugen und an älteren Rennfahrzeugen. Sie bestehen meist aus einem Stück Rohr- oder Stangenmaterial, an dessen Enden Koppelstangen zu den radseitigen Aufnahmen führen. Bei einteiliger Ausführung müssen die Stabilisatorlager für die Montage teilbar sein.

Die Abmessungen der Stange bzw. des Rohrs hängen natürlich von den Hebelverhältnissen und Radlasten ab, für einen groben Vergleich kann jedoch folgender Wertebereich dienen. Bei Einsitzern weisen die Stabilisatorrücken einen Außendurchmesser ab 10 mm auf, bei

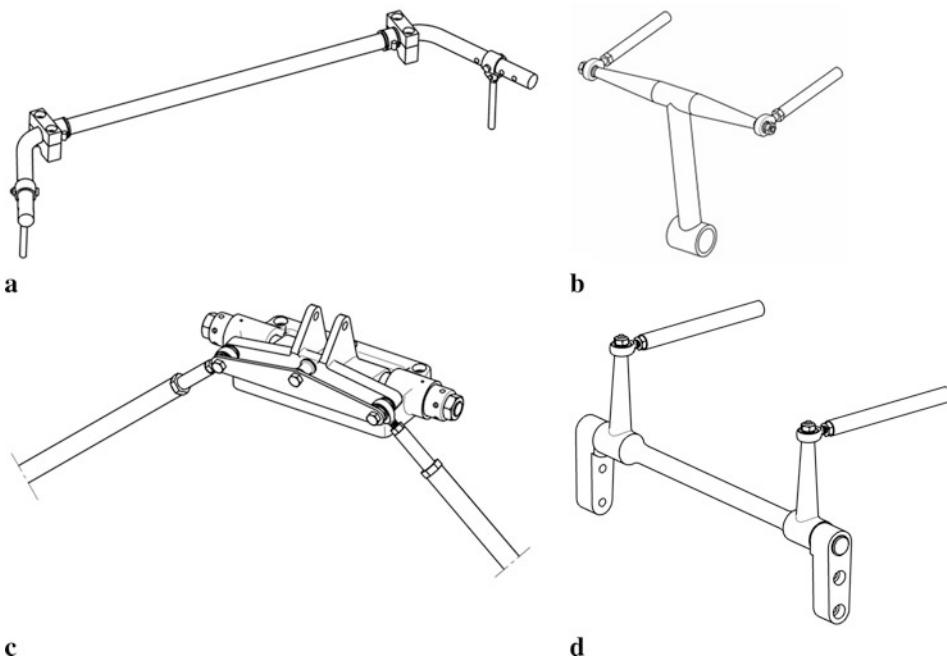


Abb. 3.52 Arten von Stabilisatoren

a U-förmig, aus einem Stück gebogen. **b** T-förmig. **c** Tellerfedern bei Monodämpferanordnung.
d U-förmig, mehrteilig (Welle mit Hebeln)

schweren Tourenwagen ist dieser kaum größer als 25 bis 30 mm. Die Gelenkköpfe für die Anschlüsse überschreiten die Größe mit M8-Gewinde nicht.

Ausführung Welle mit Hebel Diese Ausführung bietet die Möglichkeit die Hebel außen zu lagern. So können Wellen unterschiedlichen Durchmessers ohne weitere Änderungen verbaut werden und damit leicht unterschiedliche Steifigkeiten des Stabilisators realisiert werden.

Stabilisator für Monofedersystem Solche Systeme finden sich an Hinter- oder Vorderachsen. Aufbau und Funktion zeigt (Abb. 3.53).

Das Einzelfederbein wird über den Umlenkhebel (1) betätigt. Dieser ist auf der Achse (5) so gelagert, dass er sich drehen (= Federn) und entlang der Achse verschieben kann (= Wanken). Die Hebellagerung (2) weist dazu neben den beiden Radiallagern (6) auch Axiallager (7) auf. Gegen diese stützen sich Tellerfederpakete ab, die mit Widerlagern (4) vorgespannt werden. Zwei Schaulöcher (9) ermöglichen eine symmetrische Einstellung. Bei einer Wankbewegung wird der Hebel (1) durch einen Druckstab (3) längs der

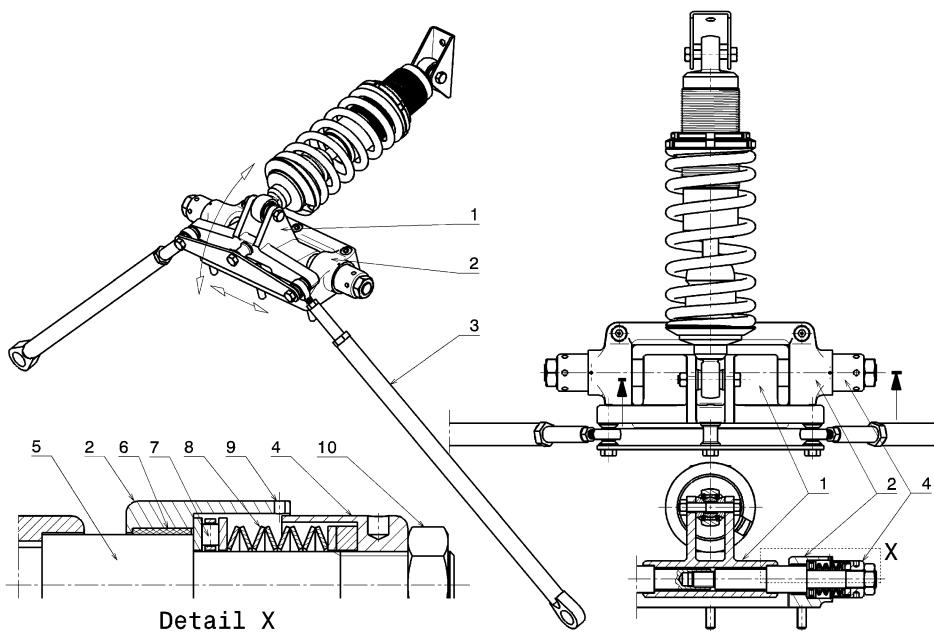


Abb. 3.53 Stabilisator für Monofeder

1 Umlenkhebel. 2 Hebellagerung. 3 Druckstab. 4 Widerlager. 5 Hebelachse, 2-teilig. 6 Radiallager. 7 Axiallager. 8 Tellerfederpaket. 9 Schauloch. 10 Kontermutter

Achse (5) verschoben. Erfolgt diese Bewegung z. B. nach links, drückt das rechte Widerlager (4, Detail X) die Tellerfedern gegen das Axiallager (7). Die Einstellung der Stabilisatorwirkung erfolgt durch unterschiedliche Anordnung der Tellerfedern. Werden sie O-förmig eingebaut (<><>), wirken sie am weichsten. Werden sie gleichsinnig angeordnet (<<<<), sind sie am steifsten. Dazwischen bieten sich Kombinationen und verschiedene Anzahlen an: <<<>>>, <>><<, <<<<, <><, ...

T-förmige Stabilisatoren Diese werden eingesetzt, wenn der Abstand zwischen den Hebeln zu kurz für einen „herkömmlichen“ Stabilisatorrücken wird. Der auf Torsion beanspruchte Teil des Stabilisators wird dann nahezu senkrecht angeordnet. Bei diesem Stabilisator bietet sich noch eine dritte Feder an, die nur beim gleichseitigen Federn wirksam wird. Diese Variante wird für Fahrzeuge mit großer Dynamik und aerodynamischen Abtrieb bevorzugt, (Abb. 3.54).

Vom Fahrerplatz aus verstellbare Stabilisatoren cockpit-adjustable anti roll bar Eine Möglichkeit, die Steifigkeit des Stabilisators ohne Zerlegungsarbeiten zu ändern, bietet ein mehrteiliger Aufbau. Wird ein oder beide Hebel drehbar gelagert so lässt sich das Widerstandsmoment eines schwertförmigen Hebels durch Drehen variieren. (Abb. 3.55) zeigt ein Beispiel einer solchen Hebellagerung, die Wirkungsweise ist in (Abb. 3.56) illustriert. Die

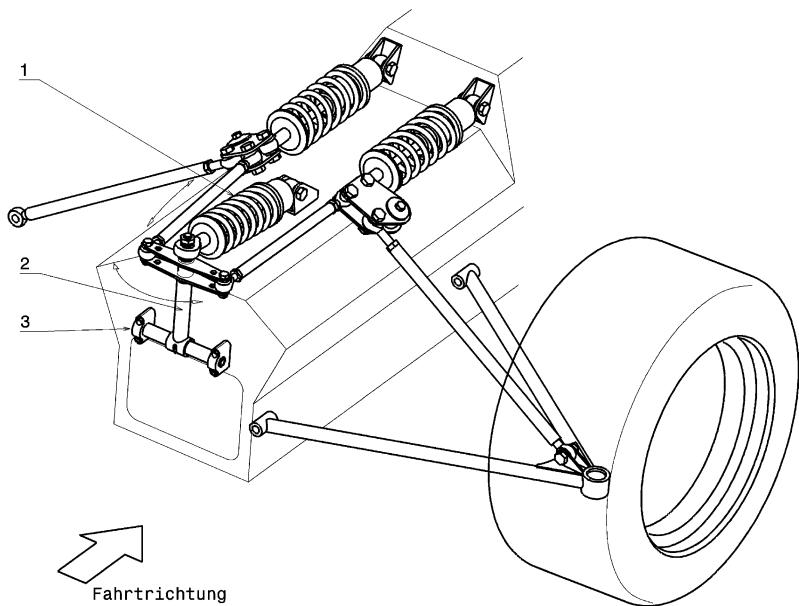


Abb. 3.54 Dreifeder-Radaufhängung

Das Bild zeigt eine Hinterradaufhängung

1 Zusatzfeder (dritte Feder). **2** T-Stabilisator. **3** Stabilisatorlager

Beim wechselseitigen Federn wird der Stabilisator (2) torquiert. Die Lager (3) sind entsprechend weit auseinander angebracht, damit sie das Drehmoment als kleine Kräfte in das Chassis einleiten. Beim gleichseitigen Federn bzw. bei hoher Fahrgeschwindigkeit (Abtrieb) wirkt die dritte Feder (1) zusätzlich zu den beiden Aufbaufedern. Der Stabilisator schwingt dabei um die Achse der Lager (3)

Auswirkung der Drehung auf die Steifigkeit des gesamten Stabilisators kann beispielhaft (Abb. 3.57) entnommen werden. Die Verstellung erfolgt entweder über einen Zug-Druck-Seilzug, ein Gestänge oder über Hydrauliksysteme. Natürlich bedeutet diese Verstellmöglichkeit eine weitere Belastung des Fahrers, wenn sie im Rennen während der Fahrt ausgenutzt werden soll. Es gibt daher auch Teams, die auf eine solche direkte Verstellmöglichkeit des Stabilisators verzichten und ihre Fahrer „schonen“ – gibt es doch bereits über 15 Verstellknöpfe im Cockpit.⁷ Ein möglicher weiterer Nachteil kann sich unangenehm bemerkbar machen. In der Zwischenstellung zwischen steif und weich kann das Schwert kippen, d. h. es weicht unter der Last seitlich aus. Dies ist eine instabile Versagensform, wie das Beulen von Schalen oder das Knicken von Druckstäben. Sie tritt also plötzlich ohne merkbare Vorankündigung auf. Der Stabilisator wird in dem Fall während der Kurvenfahrt schlagartig weicher. Besonders unangenehm tritt diese auch „*Roll Rock*“ genannte Erscheinung zu Tage, wenn beide Hebel in derselben Zwischenstellung stehen und somit gleichzeitig versagen.

Werkstoff. Aus einem Stück gebogene U-förmige Stabilisatoren bestehen aus Vergütungsstahl, z. B. nahtlos gezogenes Rohr aus 25CrMo4 (DIN EN 10083) für Durchmes-

⁷Siehe z. B. Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug* Kap. 4, insbesondere Abb. 4.25.

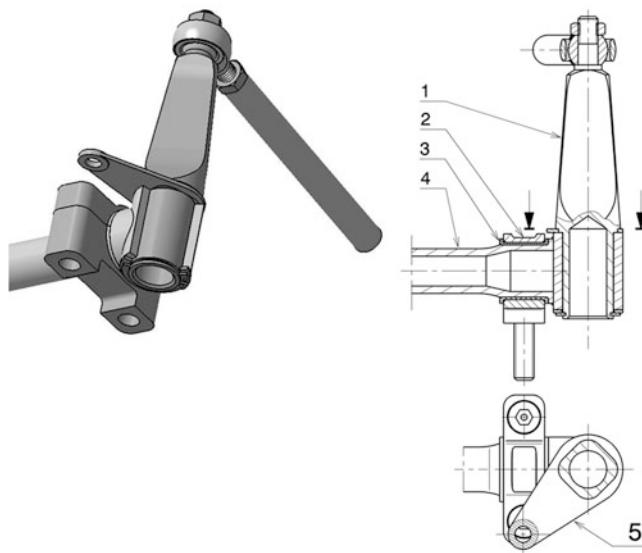


Abb. 3.55 Verstellbarer Stabilisator, Aufbau

1 Schenkel *lever arm*. 2 Lagerbock, zweiteilig *mount, two-piece*. 3 Lagerschale, zweiteilig *bearing shell, two-piece*. 4 Stabilisatorrücken *stabiliser bar*. 5 Stelllasche *adjusting plate*

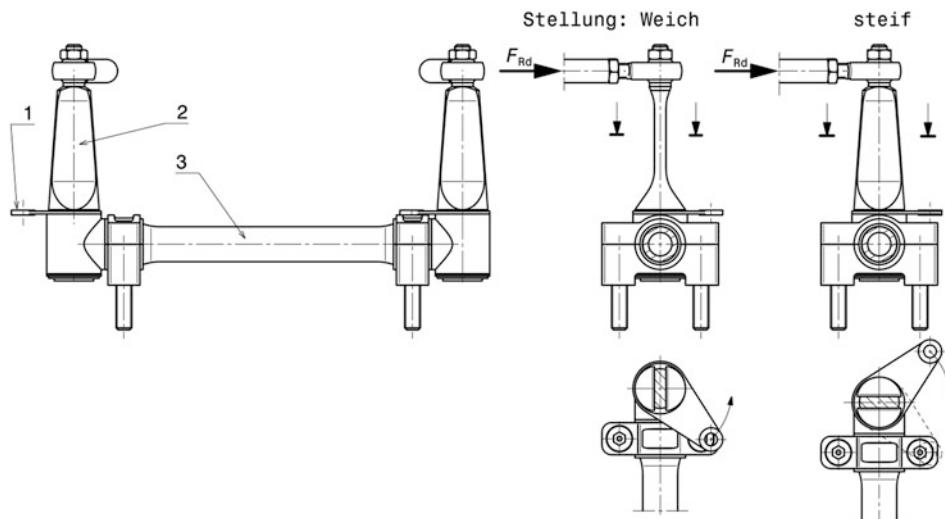


Abb. 3.56 Verstellbarer Stabilisator, Funktion

Die Kraft F_{Rd} der Strebe biegt den schwertförmigen Hebel. Dieser Hebel kann gegenüber der Kraft verdreht werden. Die beiden Extremstellungen weich (*soft*) und steif (*stiff*) sind in Grund- und Aufriss eingezeichnet. Zwischen den Endlagen ergeben sich Steifigkeiten, die innerhalb der Extremwerte liegen

1 Stelllasche. 2 Schenkel. 3 Rücken

ser bis 25 mm, 36CrNiMo4 (EN 10250) oder 16CrMnMoV8-7-5-2 (1.7951) für größere Durchmesser. Weitere Werkstoffe können der Tab. 3.3 „Warmgewalzte Stähle für vergütbare Federn“ entnommen werden, weil Stabilisatoren die selbe Beanspruchung erfahren wie Aufbaufedern.

In (Abb. 3.58) werden Rohr- und Stangenmaterial als Stabilisatorrücken, also als reine Drehfeder, gegenübergestellt. Die reine Drehfederrate folgt aus obigen Gleichungen (3.34) zu $c_\beta^\circ = G \cdot I_{p,Ba} / (57,3 l_{Ba})$. Benötigt man einen Rücken mit 200 N m° , so kann man eine Stange mit 19,5 mm Durchmesser verbauen, die eine Masse von 234 g aufweist. Dieselbe Steifigkeit hat ein Rohr mit 24,5 mm Außendurchmesser und 1,5 mm Wandstärke bei nur

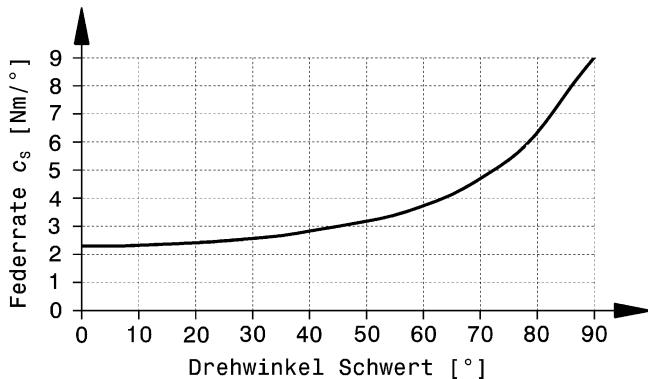


Abb. 3.57 Steifigkeit eines verstellbaren Stabilisators über dem Verdrehwinkel der Schenkel
Die Steifigkeit des gesamten Stabilisators ergibt sich aus drei in Serie geschalteten Federn (Rücken und 2 Schenkel). Der Steifigkeitsverlauf zwischen den Extremlagen der Schenkel – weich (0°) und steif (90°) – ist nicht linear

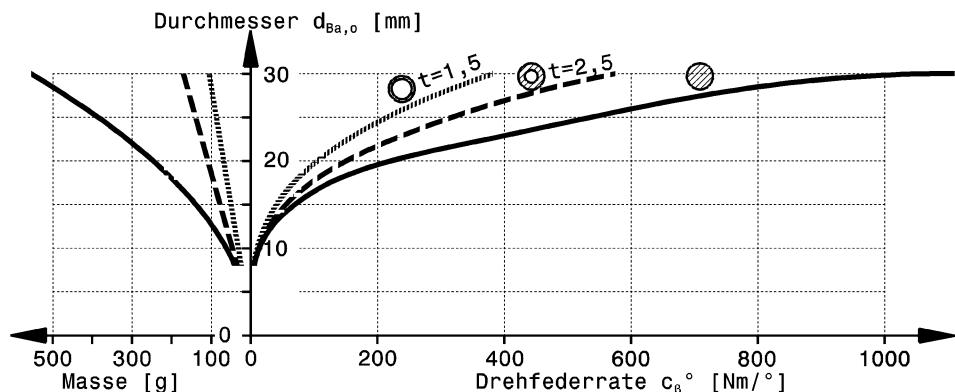


Abb. 3.58 Vergleich von Drehfedern aus Stahl
Es sind drei verschiedene Ausführungen von Stabilisatorrücken dargestellt mit einer Länge von $l_{Ba} = 100 \text{ mm}$, nämlich 2 Rohre mit Wandstärken von 1,5 und 2,5 mm und eine massive Welle

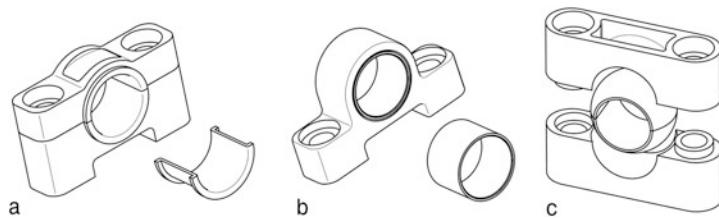


Abb. 3.59 Lagerungen von Stabilisatoren

a Zweiteiliger Lagerbock mit Bundlagerschalen, b einteiliger Lagerbock mit eingepresstem Trockengleitlager, c einstellbares Kunststofflager mit geteiltem Gehäuse und geteilter Kugelkalotte. Die Kalotte kann auch einteilig sein

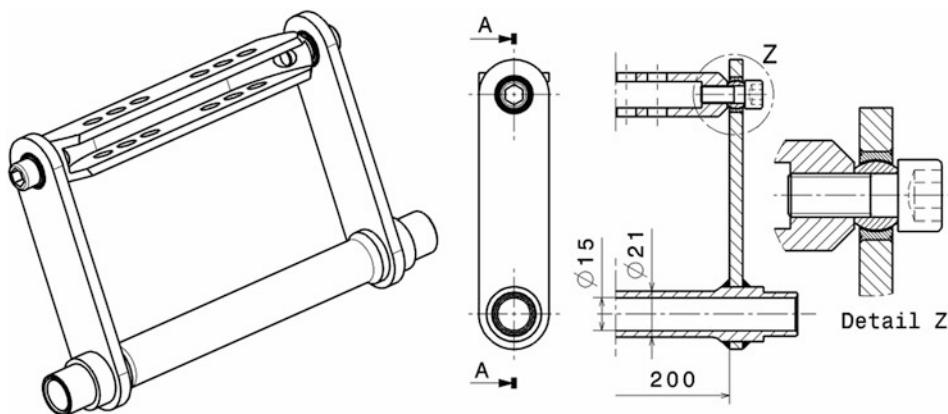


Abb. 3.60 Stabilisator an der Vorderachse eines Formel-BMW-Fahrzeugs

Der Stabilisator ist außen mit dem Lenkgetriebe gelagert und wird über Schubstrennen vom Umlenkhebel über das U-förmige Profil beaufschlagt. Die Elastizität ist praktisch nur auf den Rohrab schnitt beschränkt. Mehrere Bohrungen im U-Profil ermöglichen eine Feinabstimmung bei unver ändertem Rohrdurchmesser

Abb. 3.61 U-förmiger Stabilisator an einem älteren Formelwagen (Lola T-328 SV, links vorne)
Der Stabilisator wird durch Verschieben der Befestigungsschelle der Koppelstange eingestellt



Abb. 3.62 Hinterer Stabilisator

an einem Formel-Ford

Bei diesem Stabilisator wirkt praktisch nur die Biegung der beiden Hebel elastisch. Die Torsion des Rückens kommt nicht zum Tragen. Die Verstellung erfolgt durch Ändern der wirksamen Hebellänge, indem eine oder beide Verbindungsmuffen (1) nach oben oder unten geschoben werden. In der gezeigten Anordnung ist der Stabilisator am weichsten



85 g Masse. Wählt man ein Rohr mit 2,5 mm Dicke, so muss es 21,8 mm Durchmesser haben und bringt 119 g auf die Waage.

Lagerung Mount Stabilisatoren werden direkt in einem Aluminium-Block gelagert oder eine wartungsfreie Gleitbuchse (Trockengleitlager mit PTFE-Gleitschicht) mit Anlaufbund wird zusätzlich in den Lagerbock eingepresst. Gummilager finden nur bei Serienfahrzeugen Verwendung. Ein guter Kompromiss für Rennfahrzeuge bei U-förmigen Stabilisatoren bzw. wenn der Rücken im Betrieb gebogen wird, ist eine Buchse in kugelförmiger Aufnahme einzusetzen (einstellbares Lager). Die Lagerung soll möglichst reibungsarm die nötige Drehbewegung ermöglichen. Sind die Lager zu sehr vorgespannt, spricht die Aufbaufederung wegen der Koppelwirkung des Stabilisators beim Befahren von welligen Strecken schlecht an und der Wagen „kopiert“ den Fahrbahnverlauf.

Die Lagerblöcke sind einteilig, wenn sie an den Stabilisatoren angebracht werden können. Befinden sich die Lagerstellen innerhalb der beiden Hebel, müssen die Blöcke natürlich geteilt ausgeführt werden, (Abb. 3.59).

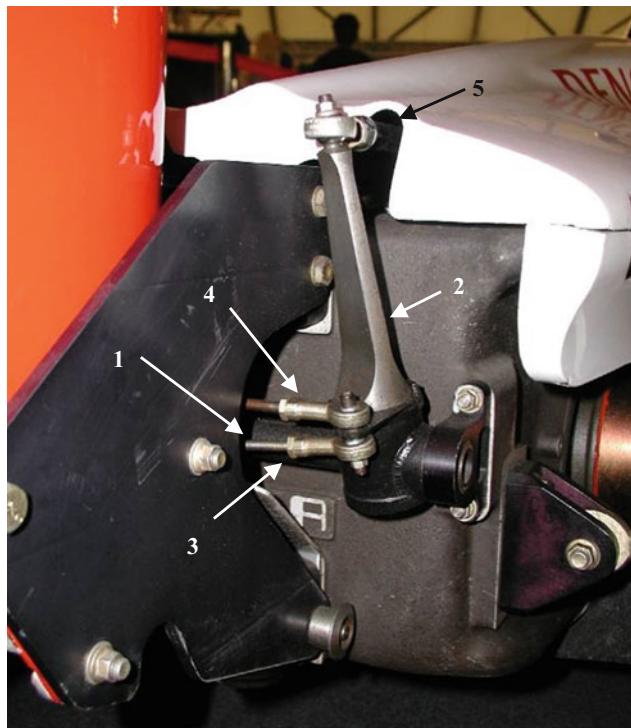


Abb. 3.63 Verstellbarer hinterer Stabilisator eines Indy Cars (Toyota RV8B)

Der gezeigte Abschnitt des Stabilisators ist der Schenkel, der auf Biegung beansprucht wird. Durch Drehen um die Längsachse lässt sich das maßgebende Widerstandsmoment und damit das Verhalten des Stabilisators ändern

1 Stabilisatorrücken. 2 Stabilisatorhebel rechts. 3 Schubstange zum Verdrehen des Schenkels vom Fahrerplatz aus. 4 Koppelstange zum Stabilisatorschenkel links. 5 Koppelstange zum Umlenkhebel zwischen Schubstrebe und Federbein

3.3.3 Beispiele von Stabilisatoren *Examples of Anti-Roll Bars*

Nachfolgend sollen einige Beispiele ausgeführter Stabilisatoren vor Augen führen wie unterschiedlich das Problem der verstellbaren Radlastverlagerung gelöst werden kann. (Abb. 3.60) zeigt einen schmalen Stabilisator, der auf dem Bug eines Formelwagens sitzt. Eine klassische, U-förmigen Ausführung ist auf (Abb. 3.61) zu sehen. An Fahrzeugen mit ausgeprägten aerodynamischen Abtriebshilfen kommen extrem steife Stabilisatoren wie in (Abb. 3.64) zum Einsatz. Der Stabilisator auf (Abb. 3.63) kann vom Fahrerplatz aus verstellt werden. Einen rein auf Biegung beanspruchten Stabilisator präsentierte (Abb. 3.62).

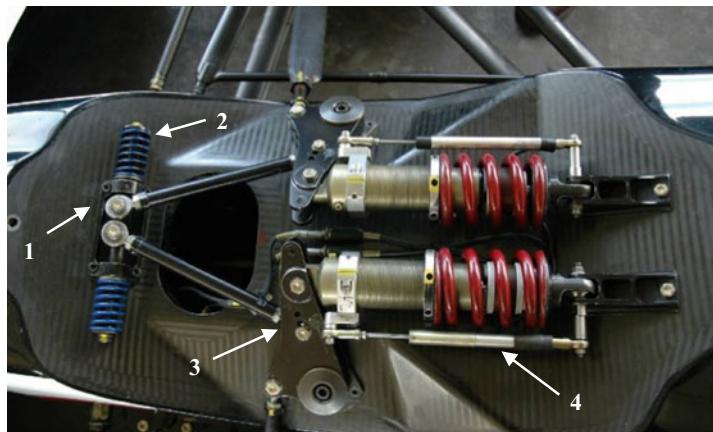


Abb. 3.64 Wankstabilisator vorne (Formel 3000 Zytec), Fahrtrichtung nach links

Der Stabilisator (1) ist auf extreme Rollsteifigkeit ausgerichtet und funktioniert ähnlich jenem von (Abb. 3.53). Die Verstellung erfolgt über unterschiedliche Federn (2) und verschiedene Anlenkpunkte (3) der Umlenkhebel

An den Federbeinen sind Wegaufnehmer (4) zur Erfassung des Federwegs angebracht

Literatur

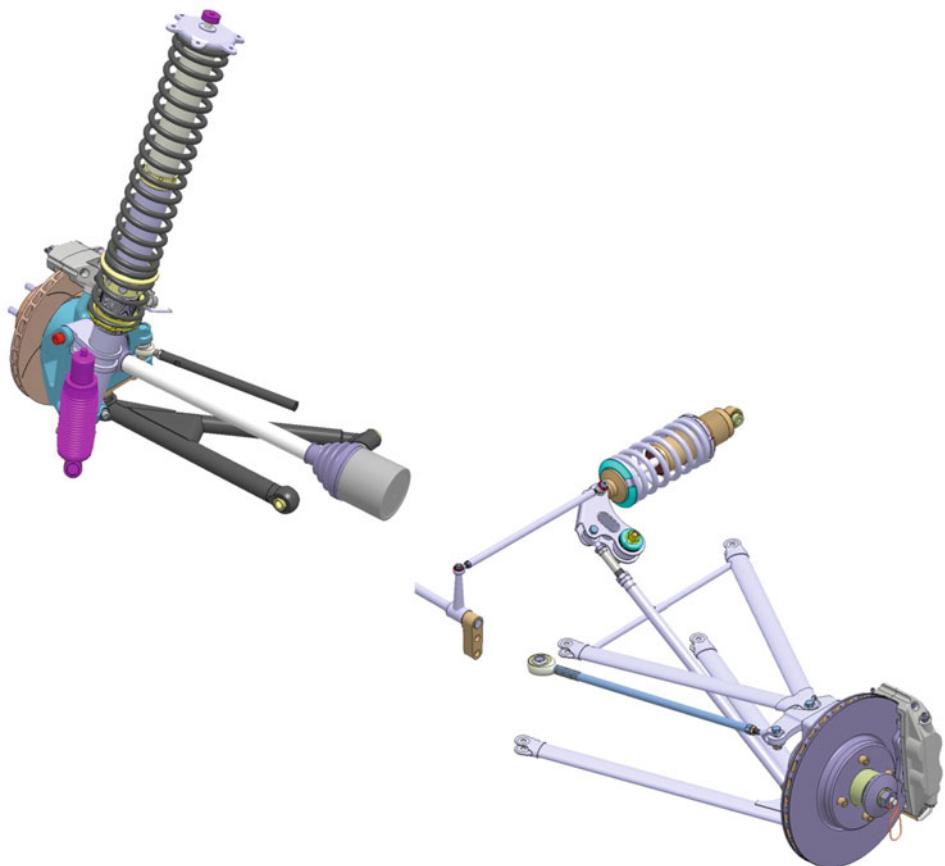
1. Henker, E.: Fahrwerktechnik. Springer Vieweg, Wiesbaden (1993)
2. Richter, W.: Konstruieren neuartiger Produkte. Konstruktion Heft 47, S. 268–276. Springer, Düsseldorf (1995)
3. Crahan, T.C.: Modelling Steady-State Suspension Kinematics and Vehicle Dynamics of Road Racing Cars, Part II. SAE Paper 942506. In: Smith, C. (Hrsg.) Racing Chassis and Suspension Design. SAE International, Warrendale (2004)
4. Staniforth, A.: Competition Car Suspension, 3. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
5. Reimpell, J., Betzler, J.: Fahrwerktechnik: Grundlagen, 4. Aufl. Vogel, Würzburg (2000)
6. Anderson, D.: Quicker Corners with Bump Stops. In: Speedway Illustrated, S. 68–71 (2008)
7. Smith, C.: Tune to win. Aero Publishers, Fallbrook (1978)
8. Incandela, S.: The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)
9. Muhs, D. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, 17. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2005)
10. Heißing, B.: Moderne Fahrwerksauslegung, Vortrag im Rahmen der ÖVK-Vortragsreihe, Graz 12. Mai (2004)
11. Milliken, W., Milliken, D.: Race Car Vehicle Dynamics, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (1995)
12. Rouelle, C.: Race Car Vehicle Dynamics and Data Acquisition. Seminar Binder, OptimumG (2012)
13. Haney, P.: The Racing & High-performance Tire, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (2003)
14. Braess, H.-H., Seiffert, U.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 4. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2005)
15. Matschinsky, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge, 2. Aufl. Springer, Berlin (1998)

16. Krimmel, H. et al.: Elektronische Vernetzung von Antriebsstrang und Fahrwerk. ATZ **5**, 368–375 (2006)
17. Thomas, C.: Off-road suspension. High flying birds, in Professional Motorsport World Heft Jul.–Aug. 2017, S. 36–39. UKi Media & Events, Dorking (2017)
18. Kasprzak, J.: KAZ Technologies. Damping Calculations Seminar, Michigan (2011)
19. Fuhr, F. et al.: Optimizing vehicle dynamics by in-house function development. In: Pfeffer, P. (Hrsg.) 7th International Munich Chassis Symposium, S. 143–158. Springer Vieweg, Wiesbaden (2016)
20. N.N.: Formula Renault 2000 Manual. Renault Sport Promotion Sportive (2001)
21. Milliken, W.F.: Chassis Design: Principles and Analysis. Society of Automotive Engineers, Warrendale (2002)
22. Formula One Technology: Sonderheft von Race Engine Technology. High Power Media, Somerset (2007)
23. Zomotor, A.: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, 2. Aufl. Vogel Buchverlag, Würzburg (1991). In: Reimpell J. (Hrsg.): Vogel Fachbuch: Kraftfahrzeugtechnik
24. Ötgen, O., Bertram, T.: Modellgestützte Entwicklung eines mechatronischen Fahrwerkregelungssystems. ATZ **6**, 546–553 (2007)
25. Der neue BMW 5er, Sonderausgabe ATZ MTZ. Springer Vieweg, Wiesbaden (2003)
26. Segers, J.: Analysis Techniques for Racecar Data Acquisition, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (2008)



Bauformen von Achsen *Types of Suspensions*

4



Bei den meisten Rennfahrzeugen hat sich die Doppelquerlenkerachse für vorne und für hinten durchgesetzt. Sie weist die größten Freiheiten bei der Auslegung für den Konstrukteur, aber auch nachträglich beim Setup für den Renningenieur auf. Die bewegten Massen lassen sich auch bei großen Spurweiten gering halten. Außerdem ist diese Bauform für angetriebene wie nicht angetriebene Achsen einsetzbar. Rallyefahrzeuge benutzen vorne wie hinten radführende Federbeine.

4.1 Pkw-Achsen *Suspensions of Passenger Cars*

Je nach Anforderung bzw. Reglement haben sich verschiedene Bauarten etabliert. Bei Pkw ist neben Komfort wichtig, dass der (im Allgemeinen vorne untergebrachte) Motor Platz findet und die Vorderräder genügend Einschlag aufweisen. Die Hinterachse soll für große Kofferräume und einfache Kraftstofftankformen möglichst flach sein. Die Abb. 4.1 und 4.2 zeigen Bauformen, die diese Forderungen erfüllen und deshalb weit verbreitet sind.

Diese Bauformen unterscheiden sich neben ihren technischen Eigenschaften auch nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten. Deshalb gibt es Bauarten, die nur bei anspruchsvolleren Fahrzeugen zum Einsatz kommen. Tab. 4.1 bietet eine Übersicht über Kombinationen von Achsen, wie sie derzeit am Markt zu finden sind.

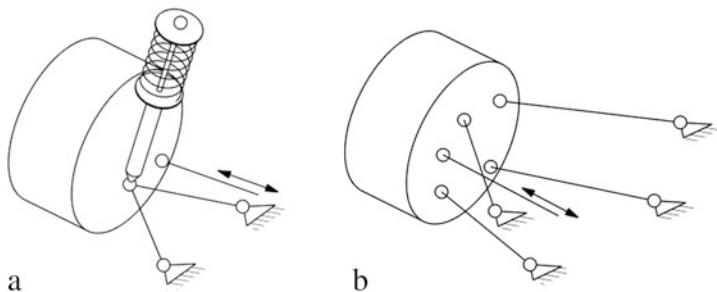


Abb. 4.1 Pkw-Vorderachsen *car front axles*

a McPherson-Achse *McPherson axle*. b Mehrlenkerachse, weist max. 4 Lenker auf *multilink suspension*

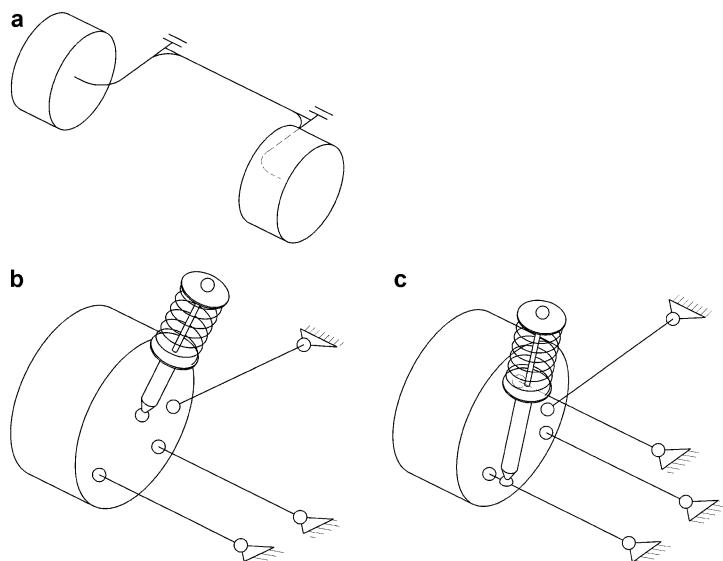


Abb. 4.2 Pkw-Hinterachsen *car rear axle*

a Verbundlenkerachse *twist beam axle*. b McPherson-Achse *McPherson axle*. c Mehrlenkerachse, weist max. 5 Lenker auf *multilink suspension*

4.2 Achsen von Rennfahrzeugen *Racecar Suspensions*

4.2.1 Doppelquerlenkerachse *Double Wishbone Suspension*



Die Doppelquerlenkeraufhängung ist vor allem bei Formelfahrzeugen und Produktions-sportwagen die dominierende Bauart, man findet sie aber auch bei allen anderen Renn-fahrzeugen wie Tourenwagen oder Raid-Fahrzeugen. Sie gestattet große Variabilität im

Tab. 4.1 Gesamtfahrwerke von Pkw, nach [1]

Klasse	Antrieb	Vorderachse	Hinterachse	Bemerkung
Kompaktklasse	Front	McPherson	Verbundlenker	
	Allrad	McPherson	Mehrlenker	
			McPherson	
Mittelklasse	Front	McPherson	Verbundlenker	
		Mehrlenker		schwimmender Hilfsrahmen vorne,
	Allrad	McPherson	Mehrlenker	
		Mehrlenker	McPherson	schwimmender Hilfsrahmen vorne
obere Mittelklasse	Heck	McPherson	Mehrlenker	
			McPherson	schwimmender Hilfsrahmen hinten
	Front	McPherson	Mehrlenker	schwimmender Hilfsrahmen hinten
				schwimmender Hilfsrahmen vorne
Oberklasse	Heck	Mehrlenker		
		McPherson	Mehrlenker	
			McPherson	schwimmender Hilfsrahmen hinten
Heck	Front	Mehrlenker	Mehrlenker	schwimmender Hilfsrahmen vorne
	Heck	McPherson	Mehrlenker	schwimmender Hilfsrahmen hinten
		Mehrlenker		

Verlauf der wichtigsten die Radstellung definierenden geometrischen Größen und kommt dem Ideal nahe, entfernt stehende Räder (der Gummireifen vermag nur relativ kleine Kräfte zu erzeugen) mit einem kompakten Rumpf möglichst masselos zu verbinden. Dabei können angetriebene und nicht angetriebene Achsen dargestellt werden und die Bremse kann radseitig oder fahrzeuggrumpfseitig angebracht werden. Ihr bauartbedingter Nachteil, nämlich viel Platz zu beanspruchen, kommt bei Rennfahrzeugen nicht zum Tragen. Bei Serienfahrzeugen, wo Passagiere und Kofferraum untergebracht werden müssen, sieht die Beurteilung anders aus.

Im prinzipiellen Aufbau unterscheidet nur die Lenkung (d. h. Spurstange seitlich beweglich) die Vorder- von der Hinterachse, Abb. 4.3. Das Bild zeigt die derzeit übliche Aufhängung eines Rads, die grundsätzlich links oder rechts sowie vorne oder hinten verbaut werden kann. Der Radträger (9) wird über zwei Querlenker (3) und (7) und eine Spurstange (8) mit dem Wagenkasten verbunden. Die Spurstange kann an ein Lenkgetriebe angeschlossen werden und somit kann die Achse gelenkt werden. Soll die Achse angetrieben werden, muss noch eine Gelenkwelle vom Achsgetriebe zur Radnabe geführt werden. Die Vertikalkräfte vom Reifen kommen über den Druckstab (4) über den Um-

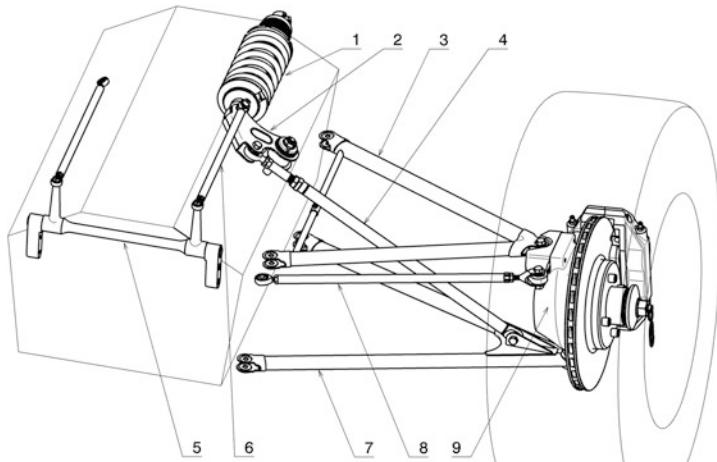


Abb. 4.3 Teile einer Doppelquerlenkerachse

Dargestellt ist die Aufhängung eines Rads. **1** Feder/Dämpferbein *coil-over spring damper unit*. **2** Umlenkhebel *rocker* **3** oberer Querlenker *upper wishbone*. **4** Druckstab *push rod*. **5** Stabilisator *anti roll bar*. **6** Verbindungsstrebe *linkage*. **7** unterer Querlenker *lower wishbone*. **8** Spurstange *tie rod*. **9** Radträger *upright*

lenkhebel (2) über die Feder (1) in den Rahmen eingeleitet. Ein Stabilisator (5) verbindet beide Räder einer Achse elastisch über deren Umlenkhebel.

Ausgehend von der prinzipiellen Bauform mit zwei Dreiecksquerlenkern der Abb. 4.3 gibt es zahlreiche Variationen um die Radlast weiterzuleiten und um den Stabilisator einzubinden.

Der Wirkabstand c der beiden Lenker (Abb. 4.4) sollte so groß wie möglich sein, um kleine Kräfte in Aufbau- und Lenkerlagerungen zu bekommen. Dadurch bleiben auch resultierende Verformungen in den Bauteilen klein und Spiele in den Gelenken wirken sich für das Rad weniger stark aus. Von diesem Ideal wird bei manchen Fahrzeugen stark abgewichen um die Luftströmung nicht negativ zu beeinflussen. Die Wirkung der Aerodynamik ist bei ihnen also vorrangig gegenüber diesen Festigkeitsüberlegungen.

Einige prinzipielle Betrachtungen zeigen, dass der untere Querlenker stärker belastet ist. Eine Umfangskraft $F_{w,x}$, z. B. eine Bremskraft, muss von den beiden Gelenken E und G am Radträger ins Gleichgewicht gesetzt werden, Abb. 4.4. Diese Bremskraft greift mit dem Hebelarm r_b an der Lenkachse EG an. Damit die Größen der Gelenkskräfte $F_{E,x}$ und $F_{G,x}$ bestimmt werden können, muss $F_{w,x}$ senkrecht auf die Lenkachse verschoben werden (gilt für den gängigen Fall der im Rad liegenden Bremse). Dadurch kommt diese als $F'_{w,x}$ unter der Fahrbahn zu liegen. In der Seitenansicht ergibt sich der Verschiebeweg a zu:

$$a = r_b \cdot \sin \sigma = +r_\sigma \cdot \cos \sigma \cdot \sin \sigma$$

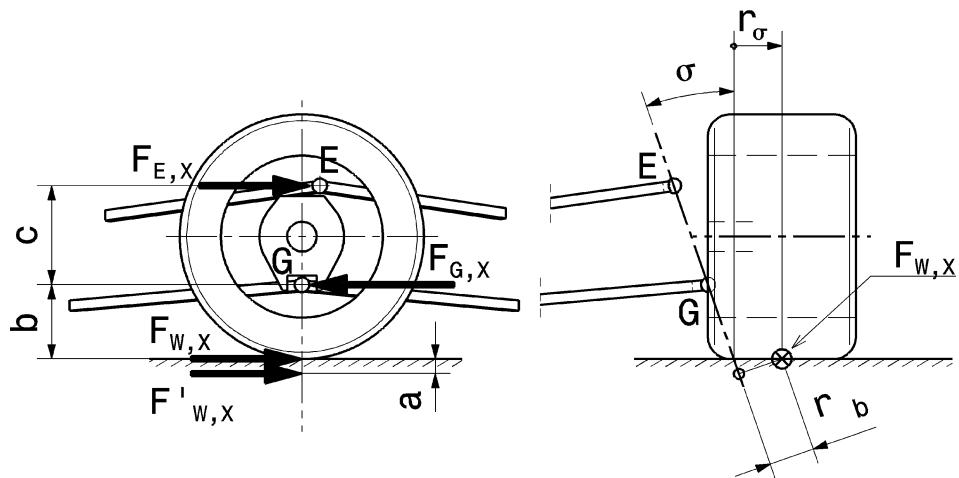


Abb. 4.4 Kräfte in den Gelenkspunkten bei Umfangskräften

Wirkung einer Brems-Umfangskraft $F_{W,X}$ auf die Kräfte in den Gelenken E und G am Radträger
Der Lenkradius r_σ ist positiv

Ist der Lenkradius r_σ negativ, liegt $F'_{W,X}$ über der Fahrbahn.

Aus der Seitenansicht folgen die Kräfte zu:

$$F_{W,X} = F_{G,X} - F_{E,X} \quad F_{G,X} = F'_{W,X} \cdot \frac{a+b+c}{c}$$

$$F_{E,X} = F'_{W,X} \cdot \frac{a+b}{c}$$

Für kleine Reaktionskräfte in den Gelenken E und G sollen demnach $(a+b)$ klein und c möglichst groß sein.

Ein negativer Lenkradius hat diesbezüglich also Vorteile, weil die Länge a hier negativ ist.

Eine prinzipielle Betrachtung des Seitenkrafteinflusses zeigt, dass auch hier der untere Querlenker die größeren Kräfte überträgt und der Wirkabstand c groß sein soll, Abb. 4.5. Der Fahrbahnabstand b des unteren Gelenks G wiederum soll möglichst klein sein. Für den Fall horizontal liegender Lenker gilt:

$$F_{W,Y} = F_G - F_E \quad F_G = F_{W,Y} \cdot \frac{b+c}{c}$$

$$F_E = F_{W,Y} \cdot \frac{b}{c}$$

Die Lenkerlängen sollten ebenfalls groß gehalten werden. Dadurch bleiben beim Ein- und Ausfedern die Winkelaußschläge klein und somit die Änderungen in der Radstellungsgeometrie ebenso. Ein Nachteil, der hierbei nicht vergessen werden darf, ist die größere Knickempfindlichkeit bei längeren, schlanken Querlenkern.

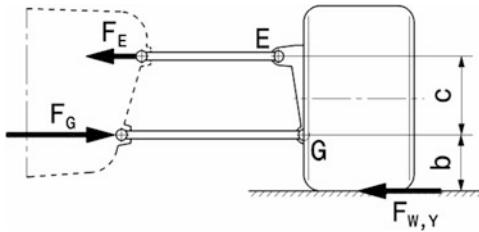


Abb. 4.5 Kräfte in den Gelenkspunkten bei Seitenkräften

Es wird nur der Einfluss der Seitenkräfte betrachtet

Eine Kurvenseitenkraft $F_{W,Y}$ ruft in den Querlenkern Reaktionskräfte F_E und F_G hervor, welche die Wankneigung des Wagenkastens nachteilig unterstützen. Die Kraft im unteren Querlenker ist am größten

Ein Dreieckslenker kann vereinfacht als zwei Stäbe betrachtet werden, die nur Zug-/Druckkräfte übertragen, was im Sinne des Leichtbaus ja ideal ist. Tatsächlich sind die Verhältnisse im Allgemeinen komplexer, weil die Lenkerarme zumindest radträgerseitig starr miteinander verbunden sind und diese Stelle somit auch Momente übertragen kann. Nun müssen die Querlenker unterschiedlich große Längs- und Querkräfte aufnehmen können. Für die Auslegung bedeutend sind zunächst die größten und häufigsten Kräfte. An einer nicht angetriebenen Vorderachse treten vornehmlich große Längskräfte entgegen der Fahrtrichtung beim Bremsen auf und beim Kurvenfahren hohe Querkräfte am kurvenäußeren Rad, also zum Wagen gerichtet. An einer angetriebenen Hinterachse sind die Antriebskräfte und die Querkräfte zum Rumpf hin bedeutend. Damit sämtliche vom Reifen stammende Kräfte von den beiden Armen einer Querlenkerbene aufgenommen werden können, wird also ein Kompromiss notwendig sein, bei dem der Winkel der Lenker zu den Kräften und Parameter, wie resultierende Kraft, Länge des Lenkers (Masse, Knickung, Kinematik) und Bauraum einfließen müssen, Abb. 4.6.

Eine genaue Betrachtung der Stabkräfte hervorgerufen durch die am Reifen wirkenden Kräfte findet sich im Abschn. 2.3.5 *Berechnung*.

An der gelenkten Vorderachse kommt noch eine beschränkende Überlegung hinzu, nämlich der maximale Einschlag der Räder, Abb. 4.7.

Variationsmöglichkeiten *options of variations* Ausgehend von der Grundanordnung paralleler, gleichlanger Lenker lassen sich drei grundlegende Variationen mit unterschiedlichem Fahrverhalten ableiten, Abb. 4.8.

Die Änderungen einiger für das Fahrverhalten wichtiger Größen beim gleichseitigen Federn und beim Rollen des Wagenkastens zeigt Abb. 4.9 für die drei grundsätzlichen Varianten von Doppelquerlenkeranordnungen.

Parallele, gleichlange Lenker *parallel links with equal length* Lenker und Radträger bilden ein Parallelogramm. Der Querpunkt liegt im Unendlichen und das Rollzentrum exakt

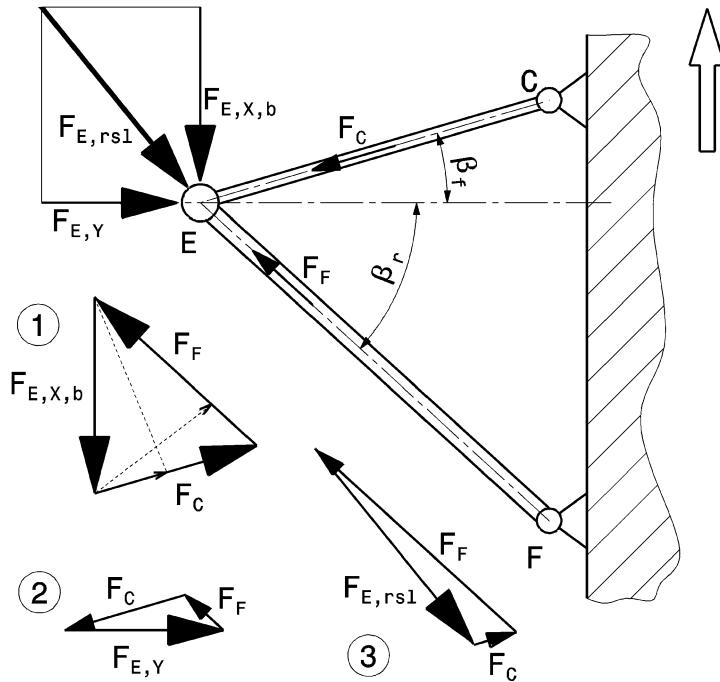


Abb. 4.6 Querlenkerauslegung nach Kräften

Es wird eine Querlenkeralebene auf der linken Fahrzeugseite betrachtet. Es handelt sich um eine Vorderachse, die Bremskräfte dominieren also bei den Längskräften

Bei der Betrachtung der Kräfte in den Lenkerarmen werden 3 Fälle einzeln betrachtet

Fall 1: Auf das Gelenk E wirkt nur der Anteil $F_{E,X,b}$ der Bremskraft. Der Arm EF nimmt eine größere Kraft F_F auf als der Arm EC (F_C), dessen Winkel β_f kleiner ist. Beim Arm EF tritt auch eine Druckkraft auf, beim Arm EC eine Zugkraft. Aus dem Kräftedreieck erkennt man: Soll die Kraft F_F kleiner werden, muss entweder der Winkel β_f größer werden (strichliert eingetragen), oder der Winkel β_r wird größer gewählt. Bei diesen Maßnahmen würde auch F_C kleiner werden, d. h. die Änderungen wären aus dieser Sicht günstig

Fall 2: Auf das Gelenk E wirkt nur die Seitenkraft $F_{E,Y}$ allein

Fall 3: Auf das Gelenk E wirken Brems- und Seitenkräfte als Resultierende $F_{E,rs1}$. In dem Beispiel werden dabei die Maximalkräfte in Längs- und Querrichtung gleichzeitig wirkend betrachtet, was in Wirklichkeit wegen der Reifencharakteristik nicht möglich ist, d. h. tatsächlich sind die kombinierten Kräfte kleiner

auf der Fahrbahn. Folglich ändert sich der Sturzwinkel beim Federn überhaupt nicht, die Spurweite variiert jedoch stark. Weil die Lenker in Konstruktionslage horizontal liegen, wird die Spurweite beim Ein- und Ausfedern kleiner. Größere Lenkerlängen reduzieren die Spurweitenänderung, können aber wegen praktischer Einschränkungen (Spurweite und Fahrzeuggrenze beschränkt) diesen systembedingten Nachteil nur mindern.

Beim Rollen des Aufbaus folgen die Räder mit demselben Winkel. Das belastete (kurvenäußere) Rad kann (je nach Sturzwinkel in Konstruktionslage) dadurch in ungünstigen positiven Sturz übergehen.

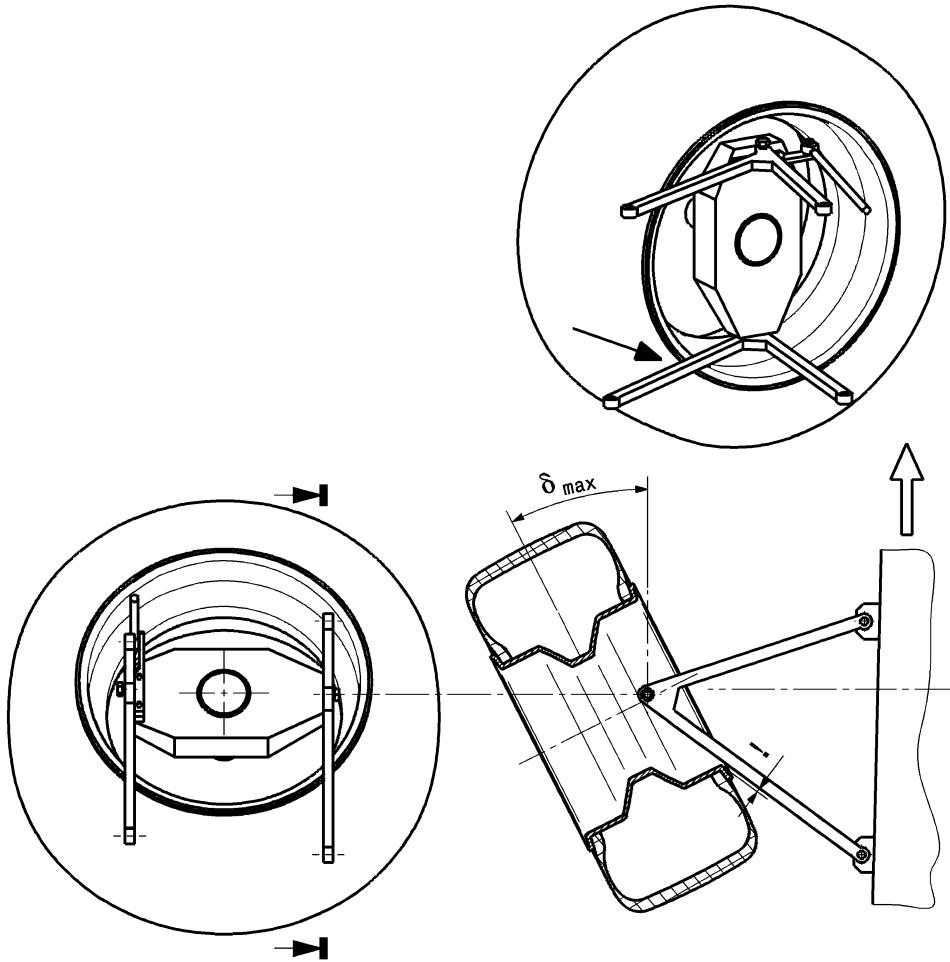


Abb. 4.7 Querlenkerauslegung nach größtem Lenkeinschlag

Bei dem Querlenker mit der größeren Pfeilung, das wird meist der untere sein, darf es beim maximalen Einschlagwinkel δ_{\max} der Vorderräder zu keiner Berührung der Felge oder des Reifens mit einem Querlenkerarm kommen. Im Gegenteil: Es muss sogar etwas Platz vorhanden sein, damit es auch durch die Wirkung von Elastizitäten in der Lenkung und dynamisches Reifenwachstum nicht zum Berühren kommen kann. Dadurch wird entweder der maximale Lenkwinkel eingeschränkt oder, falls dieser vorgegeben ist, müssen die Querlenker entsprechend gestaltet werden

Eine weitere Möglichkeit bietet das Verschieben der Radträger-Anlenkung zur Radmitte hin, wodurch der betreffende Felgenbereich weiter wird

Parallele, ungleichlange Lenker parallel, unequal links Wird der obere Lenker kürzer ausgeführt als der untere, ändert sich das kinematische Verhalten gegenüber obiger Ausgangsanordnung stark. Der Sturzwinkel ändert sich in günstiger Weise beim Ein- und Ausfedern in Richtung negativer Winkel. Durch diese Änderung der Winkelstellung des

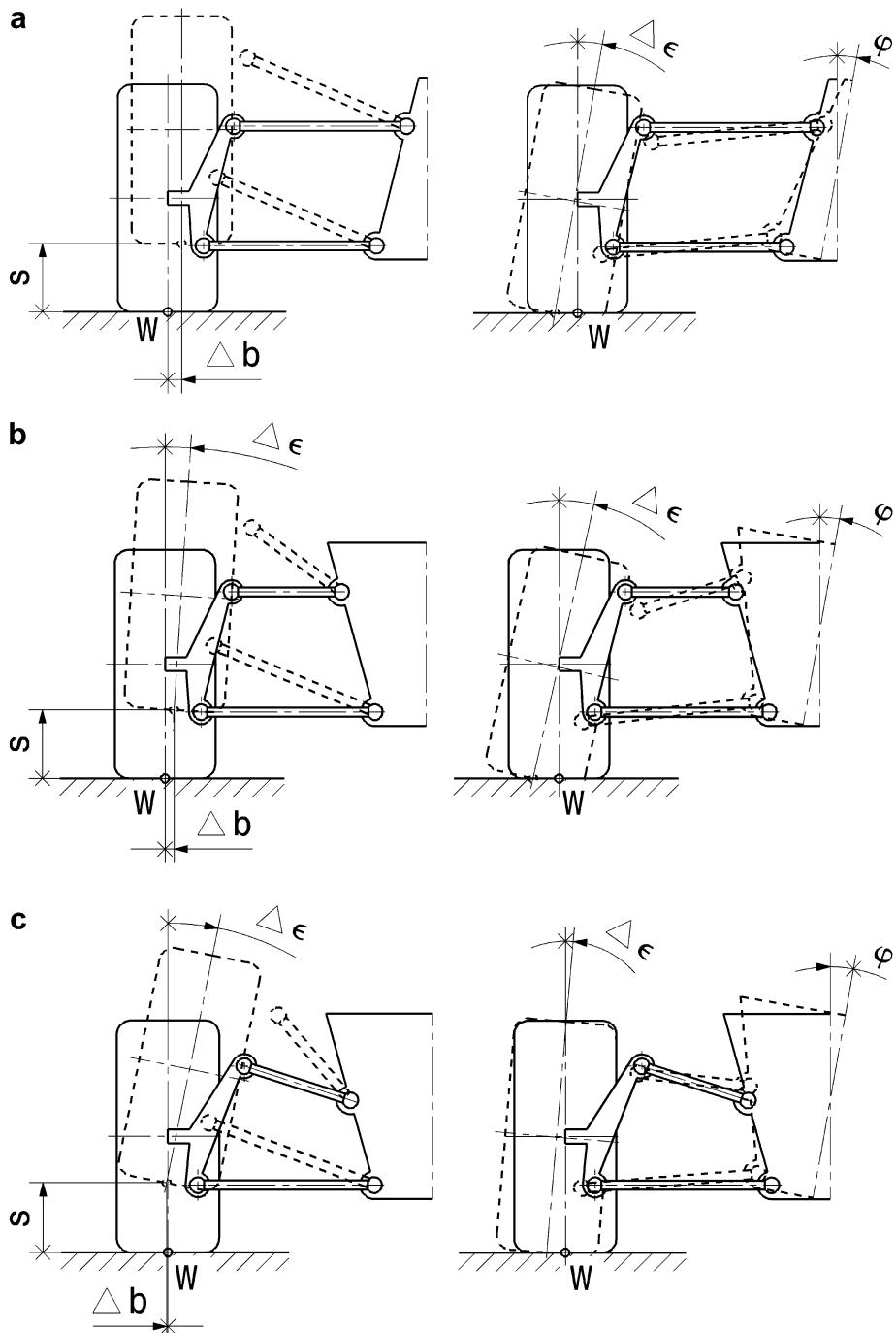


Abb. 4.8 Prinzipielle Gestaltungsmöglichkeiten von Doppelquerlenkerachsen

Rads wird auch die Spurweitenänderung günstig beeinflusst. Diese wird stark reduziert und kann bei geschickter Wahl der Lenkerlängen sowie Gelenksanordnungen brauchbar klein gehalten werden. Wird der obere Lenker zu kurz gewählt, kommt er beim Einfedern in gestreckte Lage, was unbedingt zu vermeiden ist. Das muss besonders berücksichtigt werden, wenn große Federwege angestrebt werden, z. B. für Geländeeinsatz.

Beim Rollen des Rahmens bewegt sich das belastete Rad in Richtung negativen Sturz, das entlastete Rad allerdings nachteiligerweise zu positiven Sturzwerten hin.

Nicht parallele, ungleichlange Lenker *non parallel, unequal links* Werden die Lenkerlängen und ihre Lage beliebig gewählt, können die Querpole in Konstruktionslage beliebig platziert werden und damit das kinematische Verhalten ausgewählter Größen gleichsam beliebig gestaltet werden. So lässt sich die Sturzänderung beim Rollen gegenüber der Anordnung mit parallelen Lenkern reduzieren. Die Spurweitenänderung beim Einfedern kann ebenfalls klein gehalten werden. Bei der gezeigten Ausführung, ändert sich allerdings die Spurweite beim Ausfedern stark.

Um die Sturzänderung beim Wanken gering zu halten bzw. in Richtung negativer Werte beim kurvenäußersten Rad zu lenken, werden ungleichlange und nicht parallele Querlenker eingesetzt. Durch entsprechende Neigung der wagenseitigen Querlenkerdrehachse (in der Seitenansicht) kann zusätzlich ein Brems- bzw. Beschleunigungsnickausgleich geschaffen werden.

Die kinematischen Auswirkungen geometrischer Änderungen einer typischen Aufhängung nach Abb. 4.10 beschreibt Tab. 4.2. Im Einzelfall müssen die Auswirkungen von Änderungen zwar selbstverständlich genauer untersucht werden, die tendenziellen Auswirkungen können aber als grobe Richtlinie für eine Optimierung herangezogen werden. Absenken des Gelenkpunkts C führt so z. B. unter anderem zu einer großen Zunahme der Rollzentrumshöhe, einer sehr großen Zunahme der Sturzwinkeländerung beim Federn und einer großen Verringerung der Sturzwinkelschwankung beim Wanken.

Die Abb. 4.11 und 4.12 zeigen beispielhaft die Auslegung einer Vorder- und einer Hinterachse desselben Fahrzeugs.



Abb. 4.8 (Fortsetzung) Der untere Lenker ist bei allen Varianten zu Vergleichszwecken in Konstruktionslage parallel zur Fahrbahn. Die Achsen sind in Konstruktionslage (Volllinien) sowie eingefedert und gerollt (strichliert) dargestellt

In Konstruktionslage haben alle Räder zu Vergleichszwecken Sturzwinkel 0°

s Radhub

φ Wankwinkel des Rahmens

W Radaufstandspunkt

Δb Änderung der Spurweite

$\Delta \epsilon$ Änderung des Sturzwinkels

a parallele, gleichlange Lenker. b parallele, ungleichlange Lenker. c nicht parallele, ungleichlange Lenker

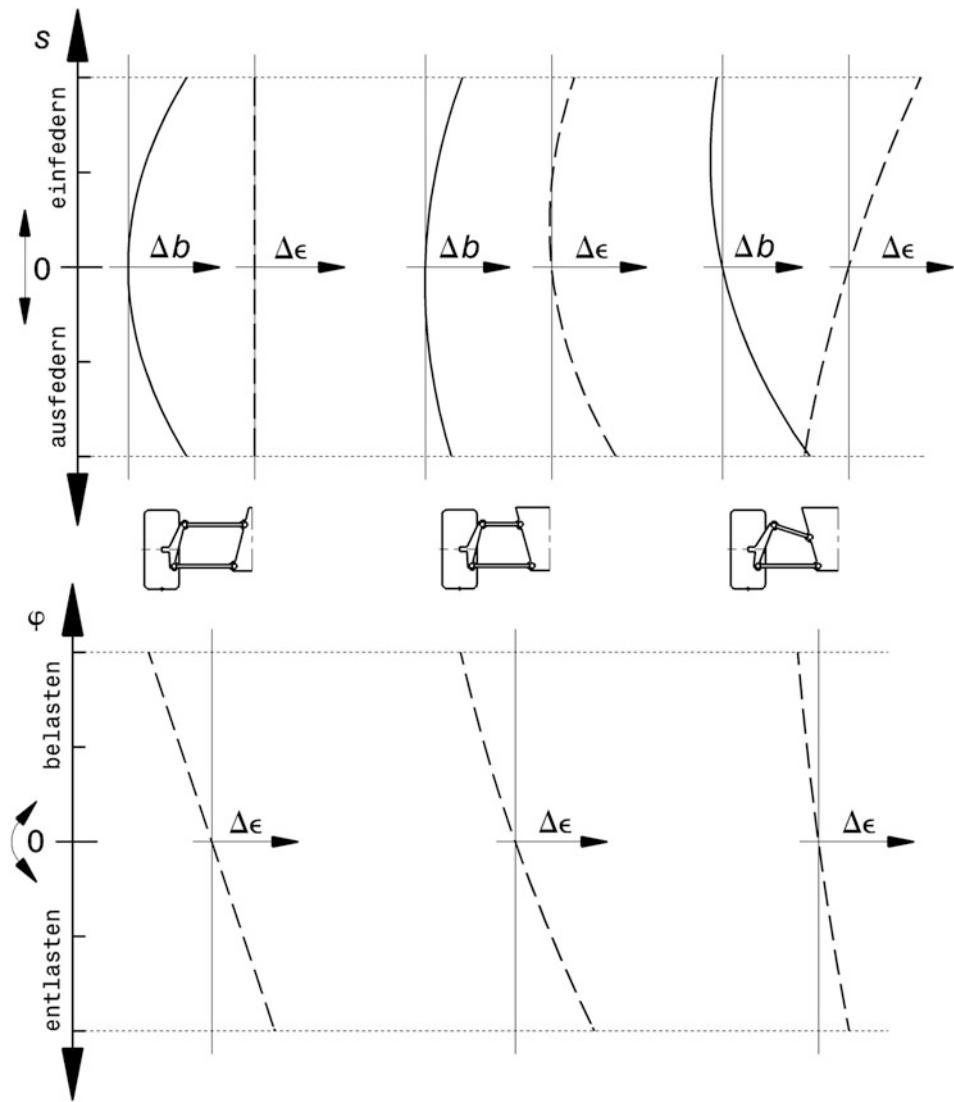
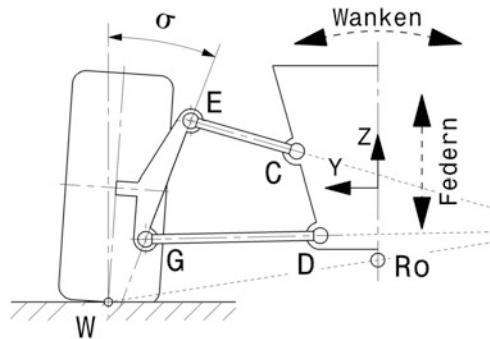


Abb. 4.9 Kinematik von drei Doppelquerlenkeranordnungen nach Abb. 4.8
 Bezeichnungen der Größen und ihrer positiven Richtung siehe Abb. 4.8
 Wert 0 entspricht der Konstruktionslage. Eingetragene Größen $\Delta\epsilon$ und Δb stehen auf der positiven Seite der Abszisse
 Beachte: $\Delta\epsilon$ ist die Änderung des Winkels im Sinne des Maßpfeils, nicht der absolute Wert. Ein negativer Wert bedeutet also, dass sich der Sturzwinkel entgegen der Maßpfeilrichtung ändert
 oben: Änderung von Spurweite und Sturzwinkel hervorgerufen durch gleichseitiges Federn
 unten: Änderung des Sturzwinkels beim Rollen des Wagenkastens

Abb. 4.10 Bezeichnung der Gelenkspunkte einer Doppelquerlenkerachse mit ungleichlangen, nicht parallelen Lenkern für Tab. 4.2



4.2.2 Bauteile von Doppelquerlenkerachsen *Parts of Double Wishbone Axles*

Nabe Hub



Die Radnabe nimmt das Rad auf, d. h. sie zentriert das Rad und stellt eine Drehmomentverbindung zwischen der Bremsscheibe und im Fall einer angetriebenen Achse zwischen der Antriebswelle und dem Rad her. Außerdem muss sie auch die Biegung, hervorgerufen durch die Seitenführungskräfte der Reifen, aufnehmen und an die Radlager weiterleiten. Die Nabe ist über die Radlagerung drehbar mit dem Radträger verbunden. Die Innenringe der Radlager sitzen also direkt auf der Nabe. Nabe und Radträger bilden so mit Lagern, Distanzhülsen und Dichtungen praktisch eine Einheit. Hier sollen diese Teile jedoch aus Gründen der Übersicht getrennt betrachtet werden.

Damit die Nabe biegesteif und trotzdem leicht ist, wird sie mit einem möglichst großen Durchmesser und hohl ausgeführt, Abb. 4.13 Radnabe eines Formelwagens. Der Durchmesser der Nabe wird begrenzt durch die Lagerreibung, die ja mit dem Durchmesser der Radlager ansteigt, und durch den Bauraum, den die Felge für Bremsscheibe und -zange übrig lässt.

Eine Zentralverschraubung ermöglicht rasche Radwechsel. Die Gewindesteigungen sollen relativ grob sein, damit das Aufsetzen der Zentralmutter in der gebotenen Eile einfach möglich ist. Die Radbefestigung wird in Abschn. 1.4 *Radbefestigung* genauer beschrieben.

So steif die Nabe auch gegen Biegung gestaltet werden muss, bei einer Zentralverschraubung ist der Halsbereich zwischen Gewinde und Radanlage der „Schaft“ der Schraube. Damit diese Schraubverbindung ein gewünschtes hohes Arbeitsvermögen hat, darf der Schaft in Zugrichtung, d. h. in Achsrichtung, nicht zu steif ausgeführt werden. Die

Tab. 4.2 Tendenzielle Änderungen kinematischer Größen bei Variation der Achsgeometrie, [2]

		Änderung des Rollzentrums				Änderung des Sturzwinkels			
		beim (gleichseitigen) Federn		beim Wanken		beim Federn		beim Wanken	
Änderungen des Ausgangsentwurfs durch Verschieben der Gelenkpunkte in 25-mm-Schritten in Y- oder Z-Richtung		Absinken beim Einfedern	Anheben beim Ausfedern	seitliche Bewegung	Vertikalbewegung	beim Einfedern	beim Ausfedern	nach links	nach rechts
Änderung der Neigung des oberen Lenkers <i>EC</i>	>>	>	<\	>>	>>	>>>	>>>	<<	<<
C nach unten	<<	<\	>>	<<	<<	<<<	<<<	>>	>>
C nach oben	<<	<\	>>	<<	<<	<<<	<<<	>>	>>
Änderung der Länge des oberen Lenkers <i>EC</i> (<i>E</i> bleibt unverändert)	=	=	=	=\	=\	=\	=\	=	=
C nach rechts	=	=\	=\	=\	=\	=\	=\	=	=
C nach links	=	=\	=\	=\	=\	=\	=\	=	=
Änderung des Spreizungswinkels (<i>G</i> und <i>C</i> bleiben unverändert)	Lenker <i>EC</i> länger	=	=\	=\	=\	=\	=\	=	=
Lenker <i>EC</i> kürzer	=	=\	=\	=\	=\	=\	=\	=	=
Änderung der Neigung des unteren Lenkers <i>GD</i>	D nach unten	<<<	<<<	<\	<\	>>>	>>>	>>	>>
D nach oben	>>>	>>>	>\	>\	>\	>>>	>>>	<<<	<<<

Änderung d. Länge des unteren Lenkers <i>GD</i> (<i>G</i> bleibt unverändert)	<i>D</i> nach rechts <i>D</i> nach links	$\vee\mid$ $\wedge\mid$	\ll \gg	\ll \ll	\wedge \vee	\wedge \wedge	\wedge \wedge	\wedge \wedge	\wedge \wedge
Änderung des Spreizungswinkels (<i>E</i> und <i>D</i> bleiben unverändert)	Lenker <i>GD</i> länger	$\vee\mid$	\ll	$\wedge\mid$	$\vee\mid$	\wedge	\vee	\wedge	\wedge
	Lenker <i>GD</i> kürzer	$\wedge\mid$	\gg	$\wedge\mid$	\vee	\wedge	\vee	\wedge	\wedge
Gleichzeitiges Ändern der Lenkerneigungen	<i>C + D</i> nach oben	$\ll\ll$	\vee	\ll	\wedge	\wedge	\vee	\wedge	\wedge
	<i>C + D</i> nach unten	$\gg\gg$	$>$	\gg	$>>$	$>$	$>>$	$>$	$>$

Legende:

- < Verringerung der Rollzentrums Höhe, der seitlichen Bewegung oder der Sturzänderung
- > Vergrößerung der Rollzentrums Höhe, der seitlichen Bewegung oder der Sturzänderung
- Ausmaß der Änderung: = keine / \leq , \geq sehr klein / $<$, $>$ klein / $<<$, $>>$ sehr groß

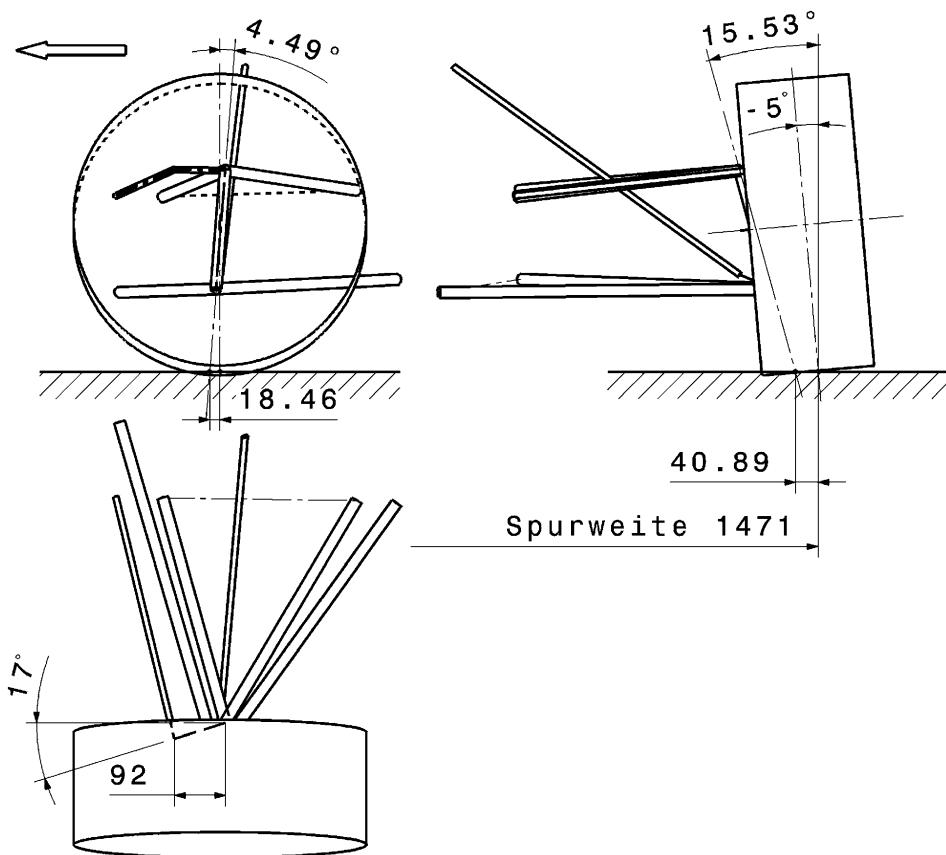


Abb. 4.11 Fahrwerkauslegung Vorderachse (Formel Renault 2000)

Dargestellt ist das linke Vorderrad. Diese Achse wird nicht angetrieben. Die Radlast leitet ein Druckstab an die Monofeder weiter

elastische Nachgiebigkeit eines Zugglieds mit der Länge l und dem Querschnitt A wird bekanntlich durch $l/(EA)$ charakterisiert (E Elastizitätsmodul des Werkstoffs). Eine große Länge und ein kleiner Querschnitt sind somit hilfreich. Einen Teil zur Elastizität kann bei entsprechender Gestaltung auch die Zentralmutter beitragen.

Zur Aufnahme von Kompaktlagern können Nabens auch mehrteilig ausgeführt werden, Abb. 4.14 Radnabe für Kompaktlager (Formel Renault Hinterachse)

Radnaben angetriebener Räder können zur Gewichtserleichterung direkt die Gegenbahn für Tripodengelenke aufnehmen. Eine Tripode ermöglicht die Übertragung einer gleichförmigen Drehbewegung bei gleichzeitig hohen Momenten und lässt der Seitenwelle die nötige Freiheit für die Radhubbewegung, deshalb wird sie gerne bei Rennfahrzeugen verbaut.¹

¹Genaueres siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 3 Antrieb, Abschn. 5.5.3 Wellengelenke.

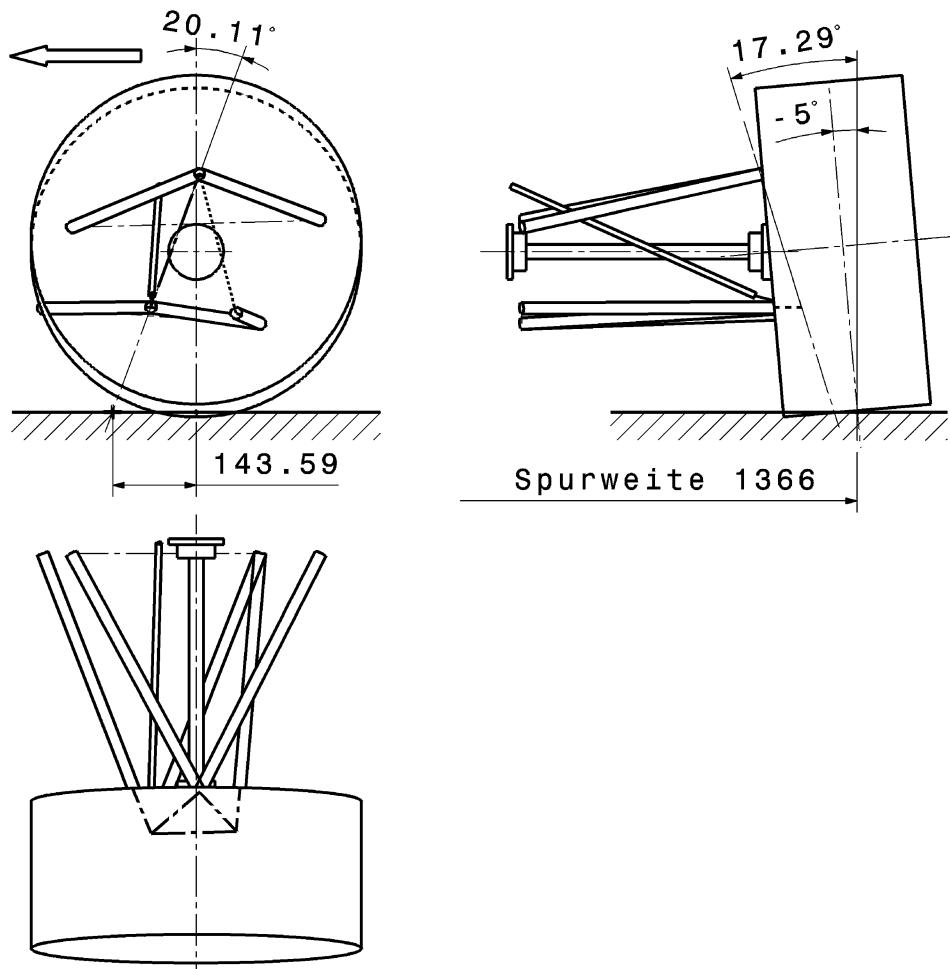


Abb. 4.12 Fahrwerkauslegung Hinterachse (Formula Renault 2000)

Dargestellt ist das linke Hinterrad. Die Achse wird über zwei Seitenwellen angetrieben. Die Dämpfer/Federbeine werden über den Druckstab durch einen Umlenkhebel betätigt

Der Radträger ist oben nur mittels eines Kugelgelenks mit dem Querlenker verbunden. Unten weist der Radträger zwei Verbindungsstellen auf. Ein Querlenker und eine in Fahrtrichtung hinten liegende Spurstange nehmen Horizontalkräfte auf. Der Grund für diese Anordnung sind die größeren Kräfte an den unten liegenden Lenkern. Der Druckstab ist so am unteren Querlenker angebracht, dass die Antriebswelle genügend Platz hat

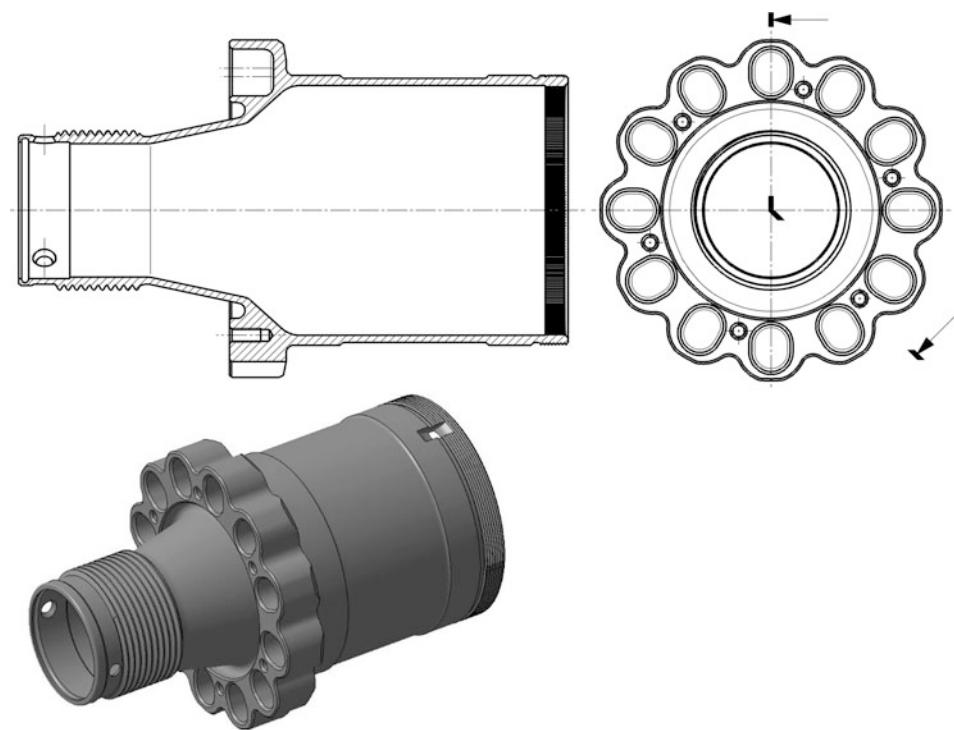


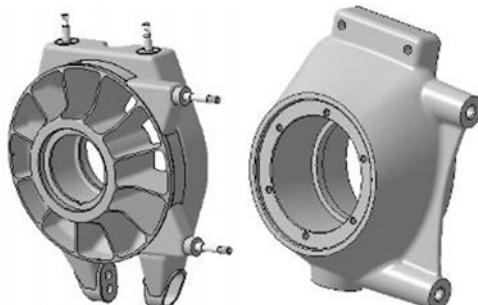
Abb. 4.13 Radnabe eines Formelwagens

Die Radnabe besteht aus Stahl mit einer Mindestwandstärke von 2 mm. Das Rad wird über einen Zentralverschluss gehalten. Einen Teil der Drehmomentverbindung stellen Zapfen her, die in das Rad eingepresst sind. Die entsprechenden Bohrungen der Nabe sind hochoval, damit die Lage des Rads durch vier oder mehr Zapfen nicht überbestimmt wird. Damit beim Radwechsel die Brems Scheibe, die ebenfalls von den Zapfen mitgenommen wird, nicht abfällt, ist sie mit einigen kleinen Schrauben an den Flansch geschraubt

Die hohle Nabe nimmt innen die automatische Sicherungseinheit für die Zentralmutter auf

Werkstoffe. Einsatzstähle, Vergütungsstähle. 41SiNiCrMoV7 6 (DIN) wärmebehandelt.

Radträger Upright



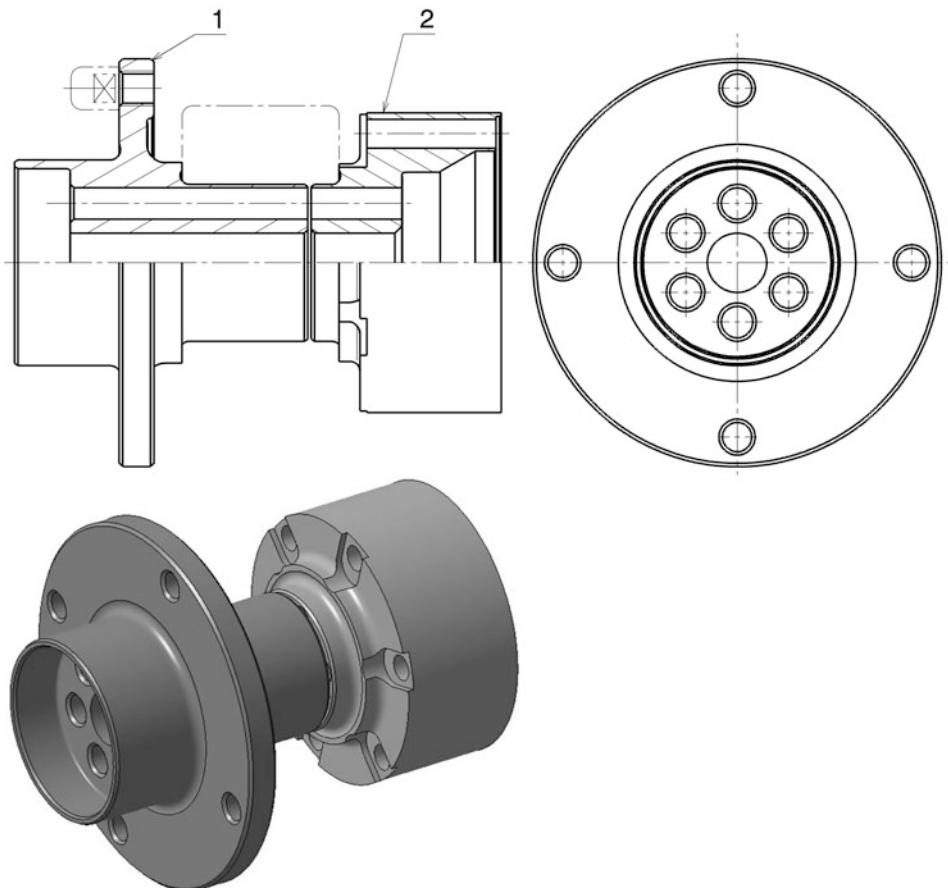


Abb. 4.14 Radnabe für Kompaktlager (Formel Renault Hinterachse)

Die Radnabe ist zweiteilig und wird an der angetriebenen Hinterachse eingebaut

1 Radflansch *hub flange*. **2** Flansch für Gelenkwellenanschluss *flange for axle shaft*

Die Momentenverbindung zum Rad stellen zum Teil Zapfen sicher, die in den Radflansch (1) eingeschraubt werden (strichliert dargestellt). Die Zentrierung des Rads übernimmt der Innenbund des Radflansches. Der Innenring des Kompaktlagers (strichliert) wird zwischen den beiden Teilen der Nabe eingespannt. Die Antriebswelle wird direkt mit dem Flansch (2) verschraubt

Der Radträger nimmt die Radlagerung und sämtliche radseitigen Anlenkpunkte der Aufhängung auf. Obwohl getrennte Bauteile, bildet er mit der Nabe eine enge Funktionseinheit. Bei außenliegender Bremse trägt er auch den Bremssattel. In dem Fall muss die Radlageraufnahme so gestaltet sein, dass die Belüftung der Bremsscheibe und der Radlager möglich ist. Weiters können Sensoren auf ihm angebracht sein, wie etwa Raddrehzahlsensoren, Temperatursensoren für die Bremse oder die Empfänger des Reifendrucksignals. Abb. 4.15 Funktionen eines Radträgers zeigt beispielhaft für einen Radträger die Fahrwerkspunkte, die er bereitstellt, und seine übrigen Funktionen. Die Größe des

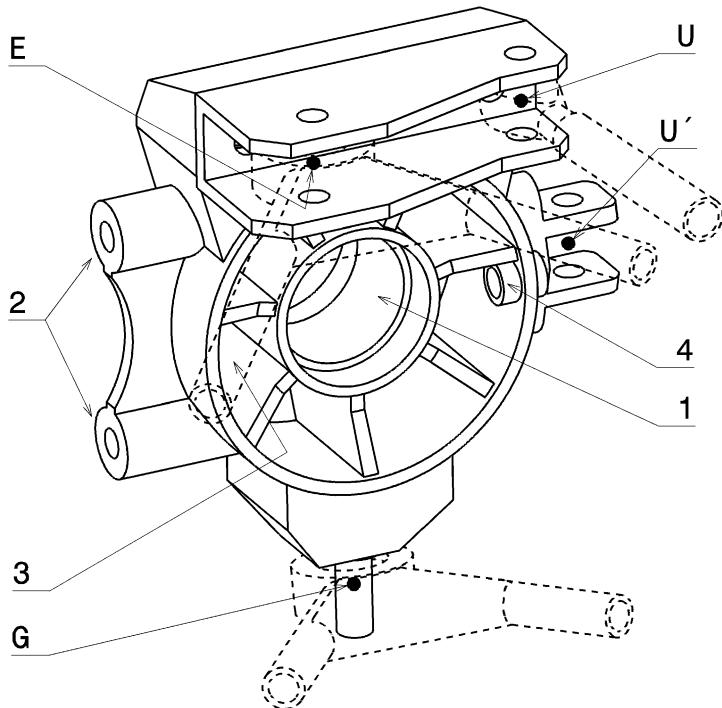


Abb. 4.15 Funktionen eines Radträgers

Folgende Fahrwerkspunkte stellt ein Radträger bereit:

E oberer Anlenkpunkt für Querlenker

G unterer Anlenkpunkt für Querlenker

Achse EG: Spreizungsachse an Vorderachsen

U Befestigung Spurstange

U' alternative Befestigung der Spurstange

Weitere Funktionen: 1 Aufnahme der Radlager. 2 Befestigung der Bremszange. 3 Kühlluft für Radlager und Bremse. 4 Aufnahme von Sensoren, z. B. Raddrehzahl

Radträgers ergibt sich aus folgenden Überlegungen. Die Aufnahmepunkte der Querlenker *E* und *G* sollen möglichst weit auseinander liegen (vgl. Abb. 4.4 und 4.5). Andererseits muss der Radträger in die Felge hineinpassen und das gelenkte Rad muss um den gewünschten Lenkwinkel gedreht werden können ohne dass Querlenker oder Spurstangen rotierende Radteile berühren.

Häufig ist die im Abb. 4.16 dargestellte Methode anzutreffen, dass die obere Querlenkeranbindung *E* und die Aufnahme der Spurstange *U* in einer Konsole erfolgt und diese erst direkt mit dem Radträger verschraubt ist. Der Vorteil dieser Anordnung liegt in der einfachen Sturzeinstellung. Wird der Sturzwinkel verstellt, müssen bloß zwischen der Konsole und dem Radträger die Zwischenplättchen, die den gewünschten Abstand sicherstellen, ausgetauscht werden (Abb. 4.17). Werden nämlich Querlenker und Spurstange getrennt am Radträger befestigt, muss beim Ändern des Sturzes die Vorspur auch wieder

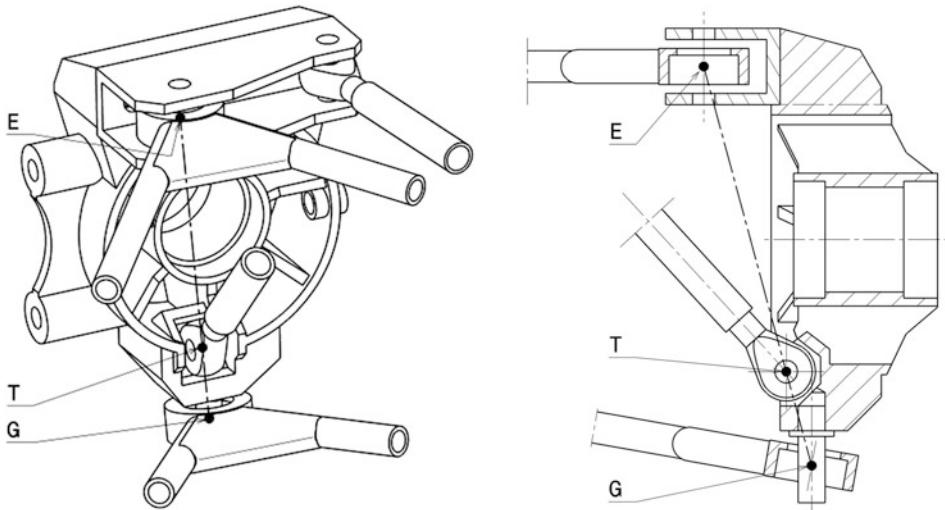


Abb. 4.16 Direkte Anbindung eines Druckstabs an den Radträger (axonometrische Ansicht und Stufenschnitt)

Der Gelenksmittelpunkt T des Druckstabs liegt genau auf der Spreizungsachse EG . Die Spreizungsachse (Lenkungsachse) wird von den Mitten der Querlenkergelenken E und G gebildet

neu justiert werden. Ein Nachteil dieser hoch liegenden Spurstange ist jedoch, dass durch die Felge der Abstand zwischen den Punkten E und U , also die Länge des Spurhebels begrenzt ist. Deshalb finden sich auch alternative Anordnungen der Spurstangenbefestigung (Punkt U') auf Höhe der Radmitte. Diese Position gewährleistet den größtmöglichen Spurhebel innerhalb einer gegebenen Felengröße. Eine solche Anordnung bietet sich besonders an der nicht gelenkten Hinterachse an, wo im Allgemeinen auch die Seitenkräfte größer sind.

Der Radträger kann auch direkt die Druck- bzw. Zugstreben aufnehmen, die üblicherweise an einem Querlenker befestigt sind. Die Querlenker erfahren dadurch kein Biegemoment durch die Radlast und ebenso muss kein Querlenkerlager die Radlast weiterleiten. Die Dimensionierung dieser Teile kann also entsprechend leichter ausfallen. Insbesondere an der gelenkten Vorderachse kommt allerdings die Forderung hinzu, dass der Gelenksmittelpunkt des Druck/Zugstabs genau auf der Spreizungsachse liegt. Sonst ändert sich beim Lenken die Radlastverteilung unvorteilhaft. Abb. 4.16 zeigt für einen Druckstab die Möglichkeit der direkten Anbindung an den Radträger.

In der Praxis stellen sich die Erfahrungen gegensätzlich dar. In der Formel 1 hat Ferrari in der Saison 2000 diese von BAR bereits 1999 eingeführte Lösung an der Vorderachse im Einsatz. Bei einem Le-Mans-Rennfahrzeug wurde allerdings genau diese Anordnung nach Problemen wieder zur gängigen, d. h. Schubstrebenabstützung am unteren Querlenker, geändert [3].

Der Radträger nimmt auch die Radlagerung auf. Die Umgebung des Außenrings sollte diesen in radialer Richtung möglichst gleichmäßig stützen um Unrundheiten der

Lagerlaufbahnen unter Belastung zu vermeiden. Die Folge sind ungleichmäßige Wälz-
bahnbeanspruchung und erhöhte Lagertemperatur (Reibung, Lebensdauer). Je dünner der
Lageraußenring ist (Dünnringlager!), desto wichtiger wird eine ausreichend dicke
Lageraufnahme. Dies kommt besonders bei Werkstoffen mit einer geringeren Druckfestig-
keit und kleinerem E-Modul zum Tragen. Eine Kompromisslösung für Leicht-
metallradträger stellen Stahlringe dar, die die Lagerumgebung bilden, d. h. also selbst in
eine größere Aufnahmebohrung eingepresst wurden.

Die Einstellung des Sturzwinkels sollte leicht an der Rennstrecke einstellbar sein. Die
Verstellung ermöglichen Gelenkköpfe mit Gewindegelenkeinsätzen am Querlenker (siehe
Abb. 4.48), Einstellplättchen unter den wagenseitigen Konsolen (Abb. 4.49) oder direkte
Einstellmöglichkeiten am Radträger, Abb. 4.17 und 4.18.

Eine alternative Einstellmöglichkeit bei einer gemeinsamen Aufnahme von
Querlenkerauge und Spurstangenanbindung am Radträger zeigt Abb. 4.18.

Werkstoffe. Gegossen aus Magnesium-, Aluminium- oder Titan-Legierung.

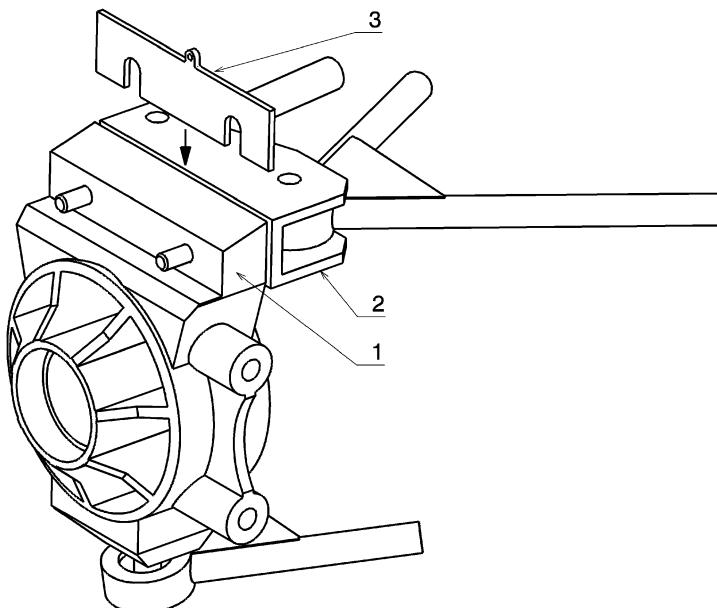


Abb. 4.17 Sturzverstellung mit Einstellplättchen

1 Radträger *upright*. 2 Konsole *bracket*. 3 Einstellplättchen *adjusting shim*

Das Querlenkerlager und die Spurstange werden in einer gemeinsamen Konsole (2) aufgenommen. Diese wird mit zwei Schrauben an den Radträger (1) geschraubt. Einstellplättchen (3) unterschiedlicher Dicke werden zwischen gelegt. Damit lässt sich der Sturzwinkel gezielt einstellen. Damit die Halteschrauben bloß gelöst werden müssen, weisen die Einstellplättchen U-förmige Aussparungen anstelle der Schraubenlöcher auf. Außerdem haben sie eine Lasche an der Oberseite zum einfachen Herausziehen beim Demontieren

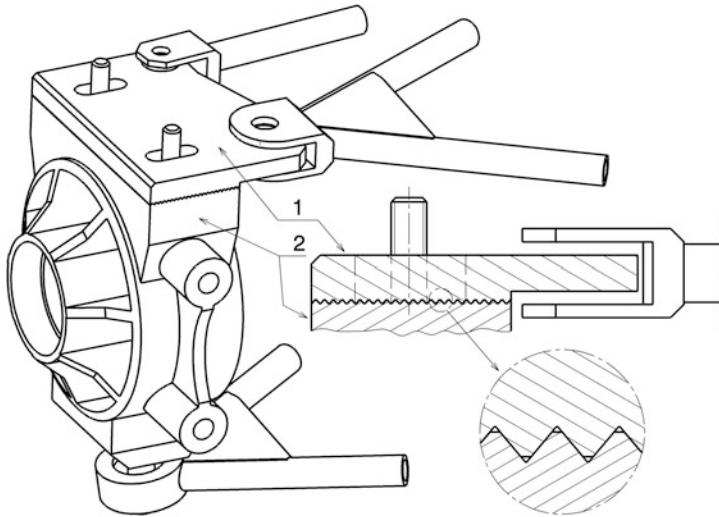


Abb. 4.18 Sturzverstellung mit Rasterplatte

1 Rasterplatte *serrated plate*. **2** Radträger *upright*

Querlenker und Spurstange sind auf einer Platte (1) gelagert. Diese Platte wird oben auf den Radträger (2) angeschraubt. Quer zu den Reifenseitenkräften verlaufen keilförmige Nuten, die einen Formschluss zwischen Rasterplatte und Radträger herstellen. Die Rasterplatte kann nach Lösen der beiden Befestigungsmuttern in Rastschritten verstellt werden. Dazu weist sie entsprechende Langlöcher auf

Geschweißt aus Stahl-, Titanlegierungs- (z. B. TiAl6V4 (DIN17851)) oder Aluminiumlegierungsteilen.

Spezielle Gussverfahren, bei denen Leichtmetall mit Fasern verstärkt wird (MMC – Metal Matrix Composite).

Aus dem Vollen gearbeitet aus Aluminium-, Titan- oder Stahllegierungen.

Radträger werden auch als gebaute Variante (Differenzialbauweise) eingesetzt. An ein Rohr zur Radlageraufnahme werden trapezförmige Bleche angeschraubt, die die Querlenker und Bremszangen aufnehmen.

Bei Serienfahrzeugen kommen Guss- oder Schmiedeteile aus Aluminiumlegierungen oder Stahl zum Einsatz. Leichtmetallbasierte Radträger haben einen größeren Wärmeausdehnungskoeffizienten als solche aus Stahl, daher ist eine größere Überdeckung für den Presssitz des Lageraußenrings erforderlich, damit auch bei hohen Temperaturen ein Übermaß erhalten bleibt. Bei Raumtemperatur wird die Rückenpressung der Lageraufnahme dadurch erhöht, die der Werkstoff ertragen können muss. Radträger aus Stahl haben dieses Problem nicht. Die Nachteile von Leichtmetall-Radträgern kommen allerdings erst bei hohen geforderten Lebensdauern (100 000 bis 150 000 km für Radlager) von Sportwagen zum Tragen.

Ein Formel-1-Radträger wiegt aus Titan etwa 1,8 kg für die Hinterachse und 1,5 kg für die Vorderachse.

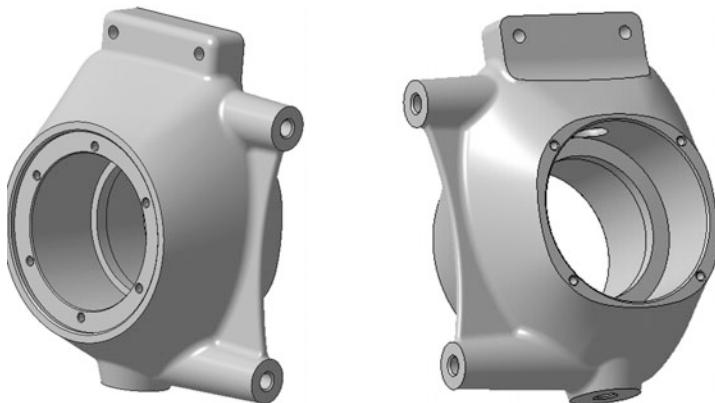


Abb. 4.19 Gegossener Radträger (Formel Renault)

Der hohl gegossene Radträger aus Leichtmetall wird an der Vorderachse verbaut und nimmt ein Kompaktradlager auf. Am Rohteil sind die beiden Butzen zur Verschraubung der Bremszange vorne und hinten vorhanden. Durch Wegfräsen jeweils einer Seite werden daraus die Radträger für die linke und die rechte Seite. Oben wird eine Konsole mit zwei Schrauben verschraubt, die ein Achsgelenk und den Spurhebel darstellt. Durch Zwischenlegen von Plättchen wird der Sturz eingestellt. Unten erfolgt die Verbindung zu einem Gelenkkolber im unteren Querlenker über eine Stiftschraube

Geschweißte Stahlradträger sind die erste Wahl für schwere Fahrzeuge, weil sie die steifste Lösung darstellen. Gussteile haben zudem hohe Lieferzeiten und Änderungen können nicht so schnell umgesetzt werden wie in Frä- und Schweißkonstruktionen.

Einige ausgeführte Beispiele zeigen folgende Bilder: Abb. 4.19 einen gegossenen Radträger, Abb. 4.20 eine gebaute Variante, Abb. 4.22 eine aus dem Vollen gefräste Lösung. Zwei geschweißte Radträger sind in Abb. 4.21 und Abb. 4.23 zu sehen.

Querlenker *Wishbone*



Die Querlenker sind die Verbindungsglieder zwischen Radträger und Rahmen bzw. Wagenkasten. Sie übertragen mit Ausnahme der Vertikalkräfte sämtliche Kräfte zwischen dem Reifen und dem Fahrzeugaufbau. Einige Querlenker übertragen über die Druck- bzw. Zugstabanbindung auch die Radlasten. Abgesehen von diesen Ausführungen treten also in

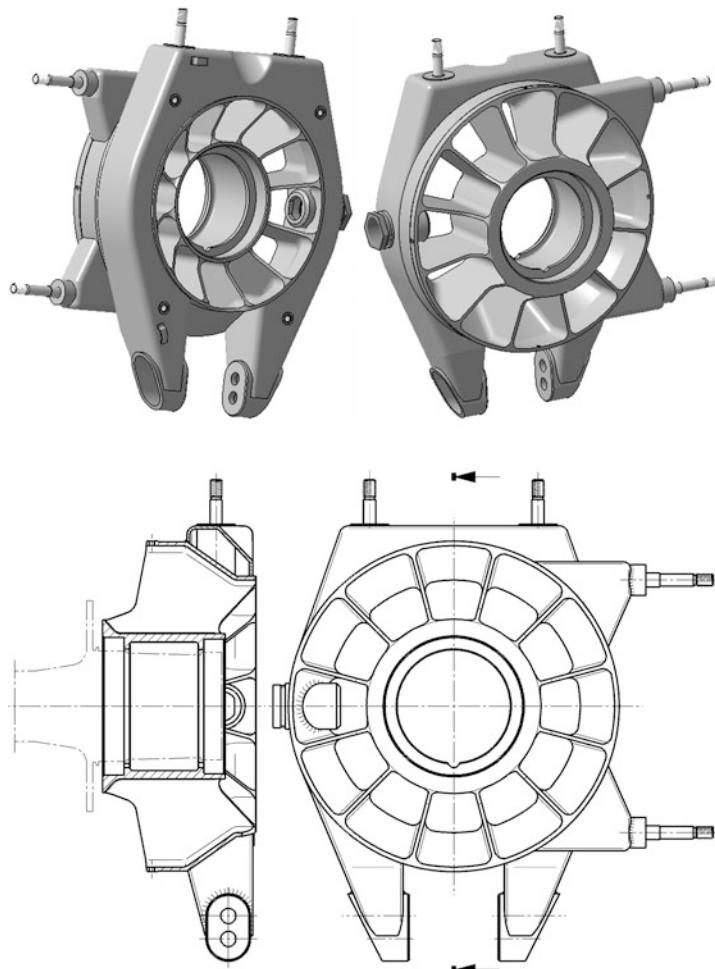


Abb. 4.20 Gebauter Radträger (Formel 1)

Der Radträger wird aus mehreren Stahlteilen zusammengeschweißt. Der innere Teil, der die Radlager aufnimmt, wird aus dem Vollen gearbeitet. Die Zwischenräume, die die 2,5 mm starken Rippen übrig lassen, werden drahtverodiert. In der Schnittdarstellung ist strichpunktiert die Radnabe dargestellt

den Querlenkern praktisch keine Biegemomente auf, weil sie gelenkig mit den Nachbar- teilen verbunden sind und so nur Längskräfte übertragen können.

Die Querlenker werden von vielen Teams als typische Verschleißteile betrachtet, die nach jedem Rennen routinemäßig getauscht werden. Sie sollen also relativ kostengünstig sein. So wichtig ihre Festigkeit auch im Betrieb ist, bei einem Unfall sollen sie jedoch die ersten Teile sein, die wegbrechen ohne die Befestigungspunkte des Rahmens oder Chassis zu deformieren. Das verhindert größere Folgeschäden an der tragenden Struktur. In der Formel 1 und Formel 3 sind Halteseile für den Radträger vorgeschrieben, die verhindern, dass Räder in einem solchen Fall sich vom Fahrzeug lösen.

Abb. 4.21 Radträger rechts vorne, Formel 3000 (Reynard D94)

Der Radlagerbereich ist mit einem Deckel verschlossen. Eine mittige Kühlluftzufuhr zur Bremse ist bei dem Fahrzeug nicht erforderlich, weil es für ein Bergrennen aufgebaut ist und die Bremse rasch auf Temperatur kommen muss



Abb. 4.22 Radträger links vorne, Formel BMW

Zu sehen sind oberer und unterer Querlenker, deren Anlenkpunkte die Lenkachse bilden, die Anbindung der Spurstange und die Bremszange sowie das Radlager. Das untere Querlenkerlager nimmt die größeren Vertikalkräfte auf, weil am unteren Querlenker der Druckstab angreift. Deshalb ist das Gelenkkalger um 90° gedreht gegenüber dem oberen Lager eingebaut



Abb. 4.23 Radträger rechts vorne eines historischen Fahrzeugs (Hawke DL 2b)

Der Radträger ist aus Blechteilen geschweißt



Die Lenker werden meist aus mehreren Halbzeugen zusammengesetzt, aus zwei Halbschalen verschweißt, gegossen oder aus dem Vollen gefräst. Die geringste Masse lässt sich mit einem Verbund aus faserverstärktem Kunststoff und Metallenden darstellen. Bei Serienfahrzeugen werden Querlenker geschmiedet, gegossen oder aus Halbzeugen geschweißt.

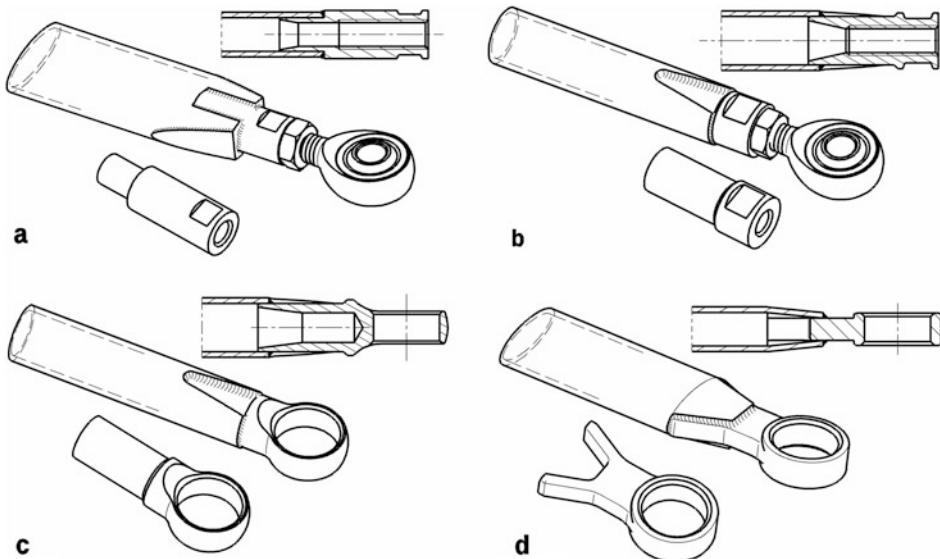


Abb. 4.24 Ausführungsformen von Lenkerenden mit Auge

An den Lenker sind verschiedene Aufnahmeteile angeschweißt: **a** Gewindeguss in flachem Lenker. **b** Gewindeguss in Rohrlenker. **c** Auge in Rohrlenker. **d** flacher Lenker mit Auge

Die Enden der Lenker sind über Gelenke mit den Nachbararten wie Radträger, Chassis, Zug/Druckstäbe usw. verbunden. Die häufigsten Gelenke sind Gelenklager, denen der folgende Abschnitt gewidmet ist.

Prinzipiell gibt es zwei Möglichkeiten der Gelenkausbildung, nämlich das Auge oder die Gabel am Querlenkerende. Die Abb. 4.24 und 4.25 liefern einige Beispiele für Gestaltung der Lenkerenden.

Bei Rundstreckenfahrzeugen mit extrem geringen Federweg und Fertigung in engsten Toleranzen (sprich Formel 1) findet man auch eine geschickte Lösung für wagenseitige Querlenkeranbindungen, die völlig spielfrei arbeitet, nämlich flexible Metalllaschen (Festkörpergelenk, stoffschlüssiges Gelenk) (*flexure pivot*), Abb. 4.26. Das betriebsstundenabhängige Tauschen solcher Gelenke wird allerdings zu einer lebenswichtigen Notwendigkeit.

Solche Festkörpergelenke zeigen auch keine Hysterese wie sie bei (haft)reibungsbehafteten klassischen Gelenken unvermeidbar ist. Dass die Zuverlässigkeit in den Griff zu bekommen ist, zeigen die erfolgreichen LMP1-Fahrzeuge von Audi, die den Langstreckenklassiker in Le Mans viele Male für sich entschieden haben. Wichtig ist bei der Anordnung der Gelenke, dass sie keinen großen Querkräften ausgesetzt sind. Die Achse des auf diesen Querlenker wirkenden Zug/Druckstabes geht im Idealfall durch den radseitigen Gelenkspunkt und der Querlenker überträgt kein (Querkraft-)Biegemoment.

Wenn Geld keine Rolle spielt ist für ein Festkörpergelenk der Werkstoff TiAl3V8Cr6Mo4Zr4 (Beta C/ Grade 19) erste Wahl. Eine vergleichsweise kostengünstige

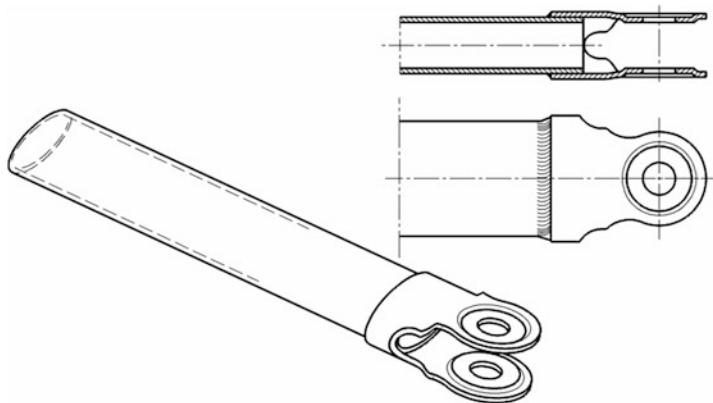


Abb. 4.25 Ausführungsformen von Lenkerenden mit Gabel
Das Lenkerende ist mit einer gabelförmigen Muffe verschweißt



Abb. 4.26 Biegeweiche Titanlaschen als Querlenkeranbindung (Formel 1, Ferrari)
Diese äußerst einfach anmutende Lösung für ein Gelenk ist tatsächlich nur bei geringen Federwegen und größter Präzision der zu verbindenden Teile einschließlich Chassis möglich. Andernfalls erzeugen diese spielfreien Verbindungen bloß eine Verhärtung des Fahrwerks durch Verspannung der beteiligten Bauteile

Alternative stellt TiAl6V4 (DIN 17860) dar. Das Material ist gut zu bearbeiten und weist eine hohe Ermüdungsfestigkeit auf. Der E-Modul liegt mit $1,07 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ bei etwa der Hälfte des Werts von Stahl.

Abb. 4.27 zeigt ein solches Gelenk, das aus dem Vollen gearbeitet wird.

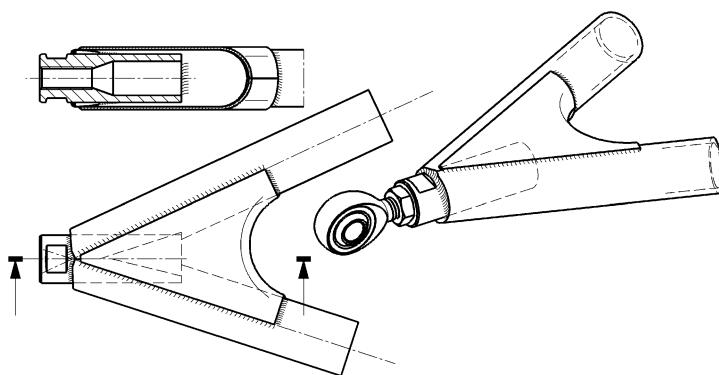
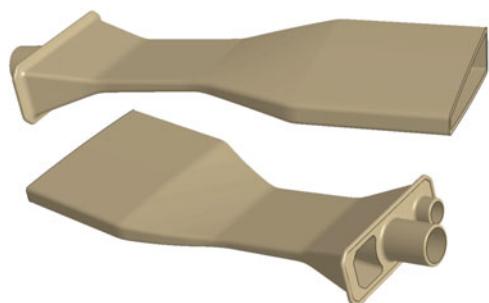
Die Querlenker weisen an den Anlenkpunkten zum Rahmen Sollbruchstellen auf. Bei einer Kollision eines Rades mit einem Hindernis deformieren sich die Lenker und brechen weg, ohne dass der Rahmen dadurch Schaden nehmen würde. In der Formel 1 und Formel 3 sind zur Vermeidung von Folgeschäden durch gelöste Teile Halteseile (*tether rope*) vorgeschrieben, die den Radträger mit dem Chassis verbinden.

Die Zusammenführung von gebauten Querlenkerarmen wird ähnlich gestaltet wie die Anbindung einzelner Enden. Zusätzlich können Knotenbleche zur Winkelversteifung eingeschweißt werden, Abb. 4.28, 4.29 und 4.30.

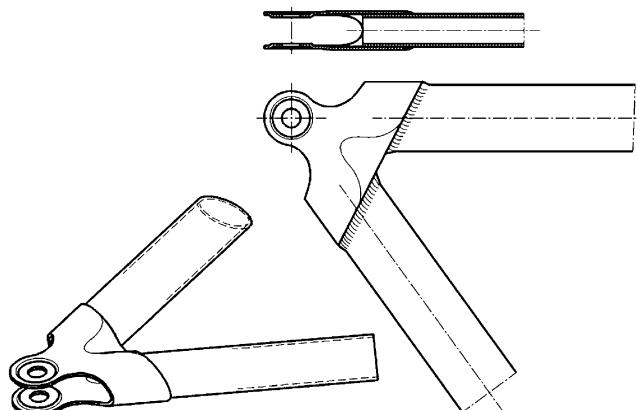
Abb. 4.27 Festkörpergelenk

aus TiAl6V4

Das Teil wird aus dem Vollen
gefräst und dient als
wagenseitige
Querlenkeraufnahme eines
Formel-1-Fahrzeugs

**Abb. 4.28** Zusammenführung mit Gewindegelenk

Die beiden Lenkerarme sind mit einer Gewindegelenkhülse verschweißt, in die ein Gelenkkopf eingeschraubt wird. Ein Knotenblech verstellt die Verbindung

**Abb. 4.29** Zusammenführung mit Gabelmuffe

Die beiden Lenkerarme sind in einer Muffe verschweißt, die eine Gabel für die Gelenkaufnahme trägt

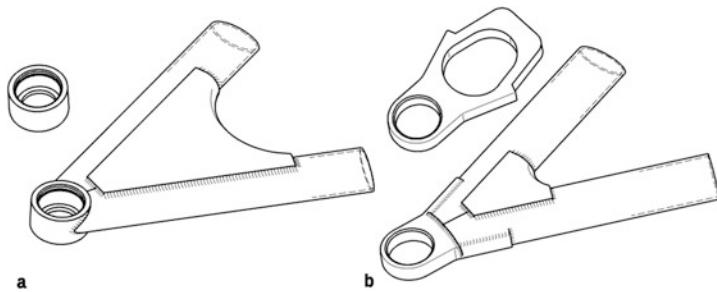


Abb. 4.30 Zusammenführung zu Gelenksauge

Die beiden Lenkerarme sind mit einem Auge zur Gelenksaufnahme verschweißt
a Ringstück. **b** Platte mit Auge

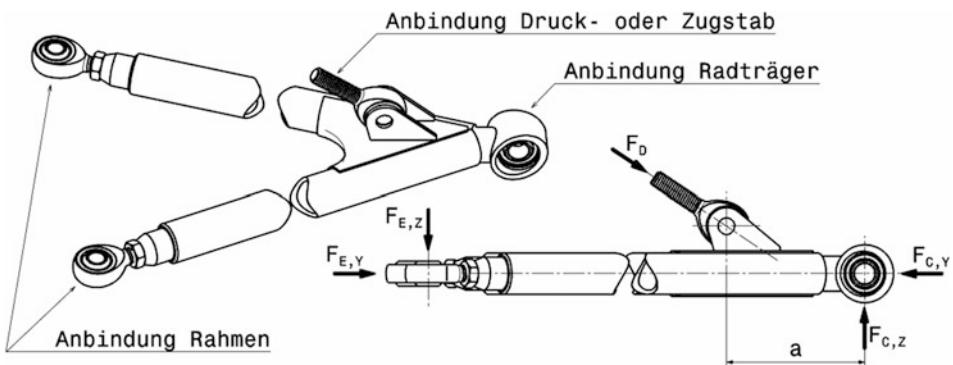


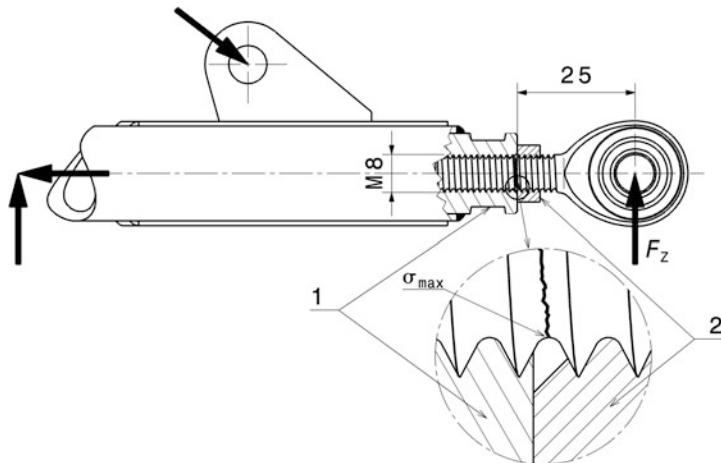
Abb. 4.31 Vertikalkrafteinleitung in Querlenker

Das Gelenkkörper zum Radträger ist aufgestellt eingebaut, damit es die Vertikalkraft $F_{C,Z}$ sicher übertragen kann. Sein Abstand a zur Druckstabanbindung soll möglichst klein sein

Querlenker, die auch Radlasten übertragen, weisen die Zug/Druckstabanbindung möglichst nahe an der Lagerstelle zum Radträger auf, an der die Vertikalkraft eingeleitet wird (Abb. 4.31). Das hält das Biegemoment in den Lenkerarmen klein. Das Lager zum Radträger muss natürlich imstande sein, die gesamte Vertikalkraft dieses Rads aufzunehmen. Deshalb werden diese Lager bei großen Kräften so angeordnet, dass die vertikale Radlast die Radiallast des Lagers ist (Auge aufgestellt angeordnet).

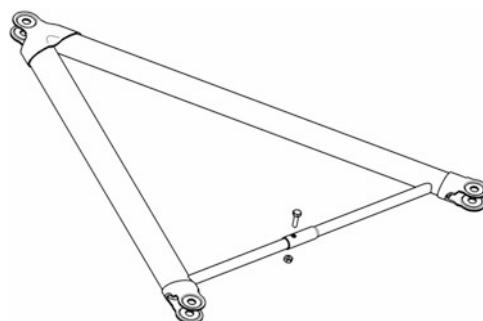
Gelenkköpfe mit Außengewindeschäften sind an dieser Stelle schlecht geeignet, weil die wechselnden Lagerkräfte ein Wechsel-Biegemoment im Gewindeschaf des Gelenkkopfes hervorrufen. Überdies wirkt sich die Kerbwirkung des Gewindes vor allem bei Wechselbeanspruchung besonders schädigend aus und führt zu Brüchen des Gewindeschaf weit unter der zulässigen Lagerbelastung, Abb. 4.32.

Die Abb. 4.33, 4.34 und 4.35 präsentieren einige ausgeführte Beispiele von Querlenkern.

**Abb. 4.32** Biegemoment in Gelenkkopfschaft

Auf den Gelenkkopf wirkt in einer solchen Einbausituation unter der dargestellten Belastung F_z ein Biegemoment. Erschwerend zur Kerbwirkung des Gewindes kommt die Vorspannung der Kontermutter (2) hinzu und führt zur höchsten Zugspannung σ_{\max} im ersten Gewindegang im Aufnahmestück (1) auf der Zugseite der Biegung

Zusätzlich sind typische Abmessungen eingetragen

**Abb. 4.33** Querlenker vorne

Die beiden Anlenkpunkte zum Monocoque sind als Sollbruchstellen ausgebildet. Bei einer Kollision des Rades mit einem Hindernis bricht der Lenker weg. Damit die freigewordenen Lenkerenden nicht die Monocoquewand durchbrechen und die Fahrerbeine verletzen können, sind diese hinter der Sollbruchstelle mit einer Längsstrebe (*anti-intrusion bar*) verbunden. Die Strebe selbst ist durch eine Steckmuffe in der Mitte unterbrochen. Bei der Montage werden zuerst die Anlenkpunkte am Fahrzeug verschraubt und anschließend die Muffe quer durchbohrt und verschraubt. Diese Verschraubung wird allerdings nicht von allen Teams vorgenommen, weil dadurch die Lenkerenden Abstandstoleranzen zwischen den Gelenkspunkten leichter ausgleichen können

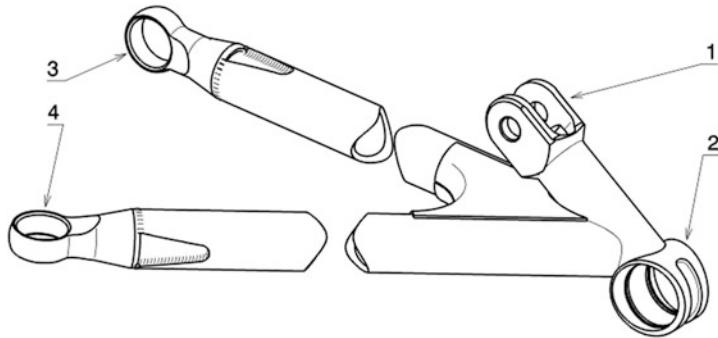


Abb. 4.34 Querlenker vorne unten

Dieser Querlenker nimmt ein Gelenkkalager auf (2) das einerseits die Drehung des Radträgers zum Lenken ermöglicht und andererseits die Radlast aufnimmt. Ein Zwischenstück leitet die Radlast direkt in eine Gabel (1), die mit einem Gelenkkopf des Druckstabes verschraubt wird. Das Zwischenstück ist so ausgerichtet, dass die Biegung durch den Druckstab in einem Querlenkerarm bleibt. Das Lager (3) am Ende dieses Arms ist daher aufgestellt eingebaut, damit es die Reaktionskraft vorteilhaft als Radiallast überträgt. Der zweite Arm mit Lager (4) überträgt hauptsächlich Zug-/Druckkräfte

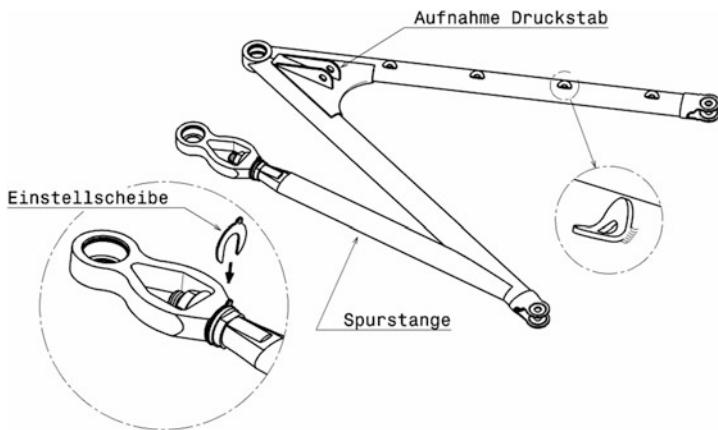


Abb. 4.35 Querlenker hinten (Formel Renault 2000)

Dieser Querlenker überträgt auch Vertikalkräfte vom Reifen zum Druckstab. Zusätzlich ist die Spurstange integriert. Die Verschraubung zwischen dem Lager und der Spurstange (siehe Vergrößerung) ermöglicht das Einstellen der Vorspur. Dazu werden Einstellscheiben unterschiedlicher Dicke nach Bedarf vor dem Anziehen der Mutter zwischen gelegt. Ein weiteres Detail zeigt, wie mit gebogenen Scheiben eine einfache Montagebasis für die Bremsleitung angeschweißt wurde

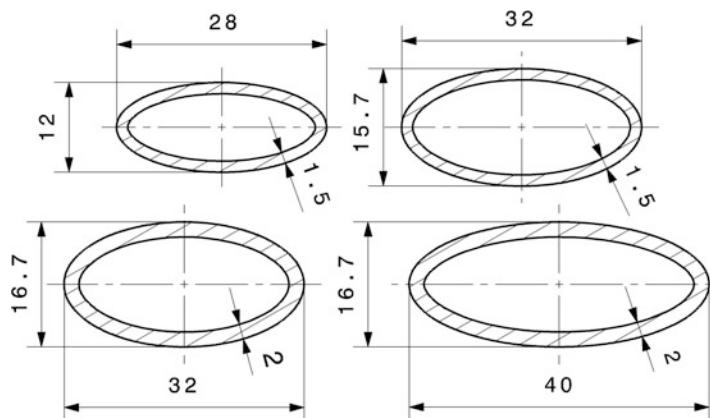


Abb. 4.36 Elliptische Querschnittsformen von Querlenkern aus Stahl. Diese Querschnitte werden gerne wegen ihrer aerodynamischen Vorteile für im Luftstrom stehende Lenker herangezogen.

Werkstoffe. Stahl (z. B. 15 CDV6 (1.7734.5)), Aluminium- und Titanlegierungen, faserverstärkte Kunststoffe mit einlaminierten Metallenden bzw. Buchsen.

Bei einigen Fahrzeugtypen verlangt das Reglement, dass die Querlenker aus homogenem Werkstoff bestehen. Auch Verchromen von Querlenkern wird von einigen Regularien untersagt. Metallenker sind üblicherweise kephos-beschichtet.

Querschnittsformen *cross sectional shapes* Ideal aus Festigkeitsüberlegungen (wenn kein Biegemoment eingeleitet wird, bleiben reine Zug/Druckkräfte) ist der Kreisringquerschnitt, aus aerodynamischen Gründen werden meist flache Ellipsen- oder Flügelprofile eingesetzt. Abb. 4.36 zeigt elliptische Querschnittsformen. Sind größere Kräfte zu übertragen, kann innerhalb eines Ellipsenprofils ein Kreisrohr mit Schlitzschweißungen zur Verstärkung eingebracht werden.

Gelenklager *Spherical Bearing (rose joint)*



Als Verbindungsgelelenke zwischen zueinander bewegten Teilen wie Querlenker und Radträger, Druckstab und Umlenkhebel usw. haben sich Gelenkköpfe (*rod end bearings*) und Gelenklager (*spherical bearing*) durchgesetzt. Ein Gelenkkopf ist im Grunde eine verschraubbare Aufnahme mit einem eingewalzten Gelenklager.

Die Gelenklager (auch Uniball-Gelenke genannt) übertragen spielfrei Radiallasten, nehmen aber auch Axialkräfte auf. Sie werden mit Passschrauben in Konsolen bzw. entsprechend gestalteten Aufnahmen befestigt. Dabei wird das Gelenklager in eine

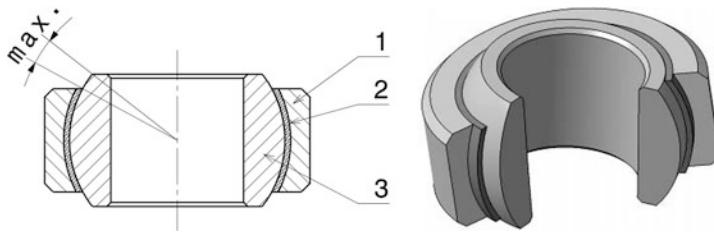


Abb. 4.37 Gelenkkalger mit Gleitschicht

Der max. Schwenkwinkel aus Sicht der Lagerfläche ist erreicht, wenn die Stirnfläche des Innenrings den Außenring berührt

1 Außenring, mit hohlkugeliger Innenlaufbahn. **2** Laufschicht (z. B. aus Teflon-Gewebe, PTFE-Verbundwerkstoff) mit dem Außenring verklebt. **3** Innenring mit kugeliger Außengleitbahn und zylindrischer Bohrung

Bohrung eingepresst und mit Sicherungsringen gesichert (Abb. 4.40 und 4.41) oder eingestemmt. Für die letztgenannte Sicherungsart ist allerdings eine eigene Ausführung mit Radialnuten erforderlich, Abb. 4.39. Der zulässige Schwenkbereich hängt von der Ausführung ab, siehe Abb. 4.37. Empfehlenswert im Fahrwerksbereich sind wartungsfreie Lager mit einer PTFE-Gleitschicht am Außenring. Manche Ausführungen mit Gleitschicht neigen allerdings zu einem größeren Losbrechmoment als ihre zweiteiligen Pendant, weshalb im Bereich der Federbeinaugen die einfacheren Lager ohne Zwischenbahn bevorzugt werden. Will man noch geringere Reibung und Klemmeigung realisieren, bleiben nur Wälzlager (z. B. Nadellager), allerdings mit der Einschränkung, dass die Bewegung auf einen Freiheitsgrad eingeschränkt ist. Die Drehachsen müssen also für diese Anwendung genau fluchten, sonst ist der Effekt der Reibungsminderung vernichtet.

Der Einsatztemperaturbereich von Gelenkkältern erstreckt sich von –50 bis 120 und bei einigen Ausführungen bis 160 °C.

Der größtmögliche Schwenkwinkel im eingebauten Zustand wird von der Gestaltung der Nachbarsteile weiter begrenzt, Abb. 4.38. Für besonders große Schwenkwinkel werden eigene Ausführungen angeboten, wie sie z. B. als Achslager eingesetzt werden, siehe Abb. 5.76.

Die Toleranzen der Aufnahmebohrungen für Gelenkkälter richten sich nach den Empfehlungen der Hersteller. Als grobe Richtlinie kann gelten:

- ØH7: Für geringe Kräfte und wenn axiale Verschieblichkeit des Lagers erwünscht ist.
- ØM7: Ergibt einen Presssitz für kombinierte Belastungen und stoßartige Kräfte.
- ØN7: Für Gelenkaufnahmen aus Leichtmetall.

Engere Presssitze sollen nur zum Einsatz kommen, wenn stoßartige Belastungen vorliegen, die Aufnahme kräftig genug ist und das durch den Presssitz erhöhte Losbrechmoment des Lagers keinen Nachteil darstellt.

Bei großen Gelenkkältern können Konushülsen mit einem Presssitz in die Bohrung eingesetzt werden und so spielfrei die Durchmesserdifferenz zur Passschraube ausgleichen,

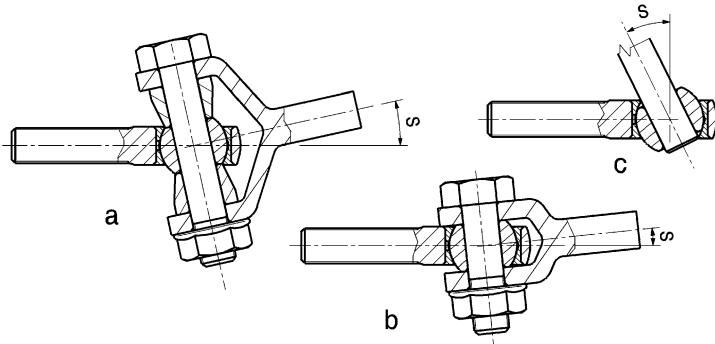


Abb. 4.38 Gestaltung von Verbindungen mit Gelenklagern

a Gabel mit zusätzlichen Distanzhülsen. b Verbindung mit einfacher Gabel. c Verbindung mit Stift
Der mögliche Schwenkwinkel S wird bei der Variante a) durch die beiden Hülsen wesentlich größer als bei Varianten b). Mit einem einfachen Stift lassen sich die größten Schwenkwinkel realisieren

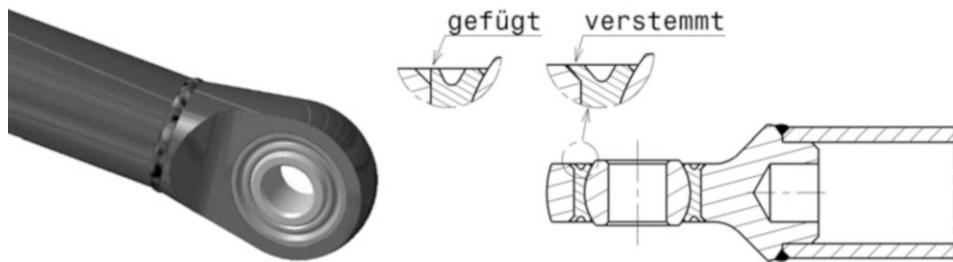


Abb. 4.39 Gelenklager eingestemmt (*swaged*) in ein Anschweißende eines Druckstabs

Das Gelenklager weist im Anlieferzustand beidseits Nuten auf und wird mit einem leichten Presssitz in die Aufnahmebohrung eingesetzt. Anschließend werden die beiden Randstege mit einem geeigneten rohrförmigen Werkzeug nach außen an die Fasen der Aufnahmebohrung gedrückt

Abb. 4.41. Außerdem ermöglichen die beiden Hülsen das Ausnutzen des vollen Schwenkinkelbereichs. Die dargestellte Verschraubung ist zweischnittig (*in double shear*), aber wegen des separaten verschraubten Blechbügels dennoch leicht zu montieren. Die Lageraufnahme im Querlenker mit Druckstababbindung ist so gestaltet, dass der Sicherungsring (5) auf der Seite sitzt, die nur beim Ausfedern Vertikalkräfte überträgt. Die größeren Kräfte beim Einfedern überträgt die gegenüberliegende Schulter.

Das Problem der Längentoleranzen bei zweischnittigen Verbindungen kann umgangen werden, siehe Abb. 4.42.

Einschnittige Verbindungen (*single shear*) sind zwar möglich, sollten im Fahrwerksbereich aber aus Sicherheitsgründen vermieden werden. Wenn eine einschnittige Verschraubung gewählt wird, verlangen viele Reglements aus gutem Grund den Einsatz einer Scheibe am freien Ende, deren Außendurchmesser größer ist als der Durchmesser der Aufnahmebohrung des Lagers, Abb. 4.43.

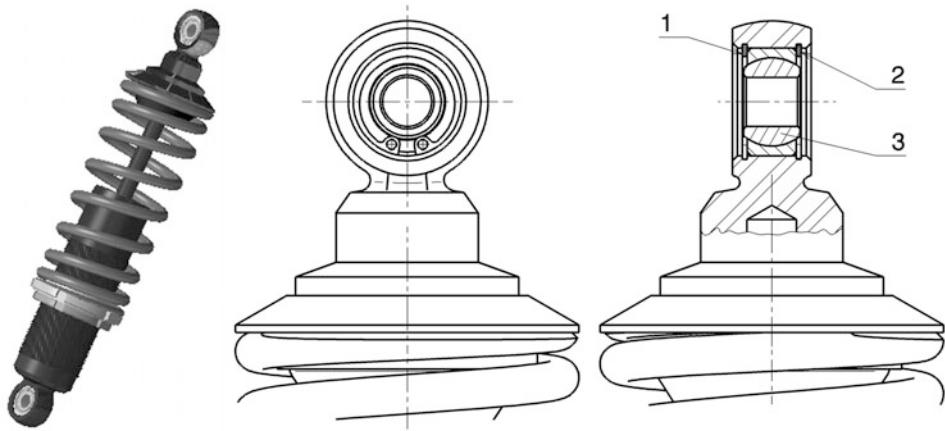


Abb. 4.40 Gelenklager in den Befestigungsaugen eines Feder/ Dämpferbeins
1, 2 Sicherungsring *circlip*. **3** Gelenklager *spherical bearing*

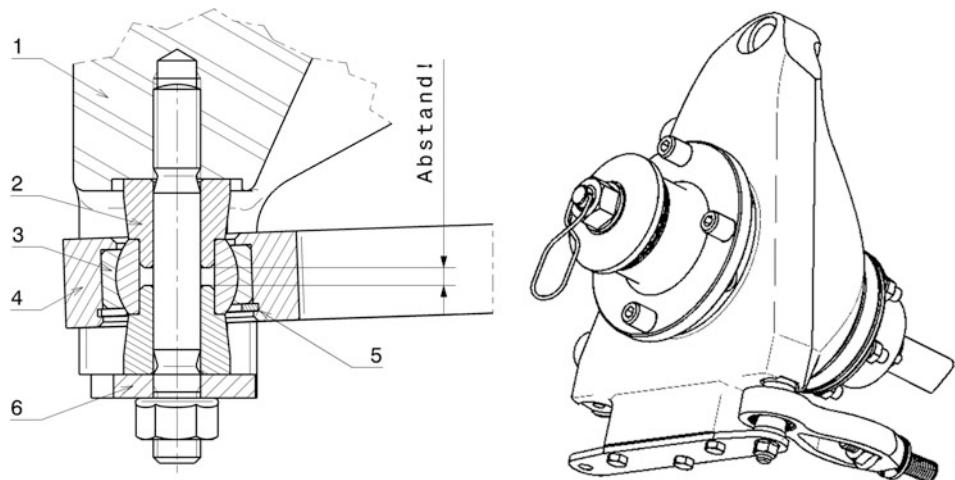


Abb. 4.41 Verschraubung eines Gelenklagers

1 Radträger bzw. wagenseitiges Gehäuseteil, z. B. Getriebe *upright resp. inboard housing*, e.g. *transmission*. **2** Konushülse *conical spacer*. **3** Gelenklager *spherical bearing*. **4** Querlenkerende bzw. Gelenklageraufnahme *link end*. **5** Sicherungsring *circlip*. **6** Blechbügel *shake*

Der axiale Abstand zwischen beiden Konushülsen sichert den eindeutigen Kontakt mit den Stirnflächen des Gelenklagers und erleichtert den Ausbau der Hülsen

Gelenkköpfe sind Gelenklager, die bereits in eine Aufnahme mit Innen- oder Außengewinde eingepresst und verstemmt sind. Die Auswahl an Gelenkköpfen ist vielfältig. Erhältlich sind Ausführungen mit unterschiedlichen Gewinden (metrisch oder Zoll, Innen- oder Außengewinde, links- oder rechtsgängig), aus rostfreien Stählen, hochfesten

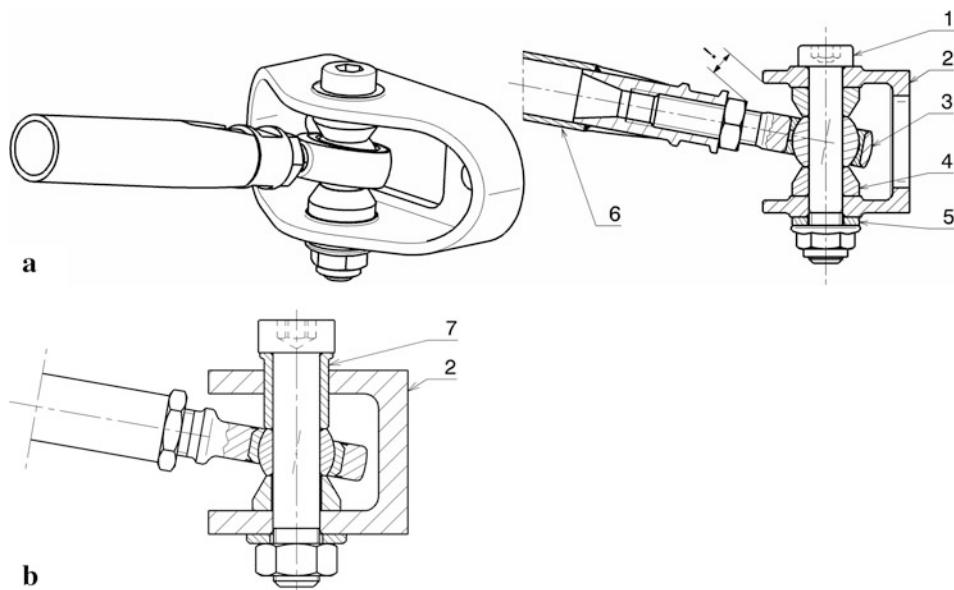


Abb. 4.42 Gelenkkopfverschraubung in einer Konsole

a Konventionelle Verschraubung, b Spielfreie Verschraubung

a Eine Passschraube (1) nimmt das Kugelsegment des Gelenkkopfs (3) auf und verspannt dieses zwischen zwei Distanzkegelhülsen (4) mit der Konsole (2). Die Konsole ist ihrerseits am Fahrzeughrahmen oder am Radträger befestigt. Man erkennt, dass schon aus Platzgründen die Kegelhülsen eine gewisse Länge brauchen, damit der zulässige Schwenkwinkel des Gelenks vom Querlenker (6) ausgenutzt werden kann. Die Scheibe (5) verhindert, dass die Mutter das Ende des Bolzengewindes erreicht. b Eine Passhülse (7) schafft einen Längenausgleich beim Vorspannen der Schraube (1) und vermeidet so den Nachteil der Variante a, bei der die Konsole und sämtliche Zwischenteile exakt in der Länge bearbeitet werden müssen, damit die Konsole durch die Schraubkraft nicht gebogen wird

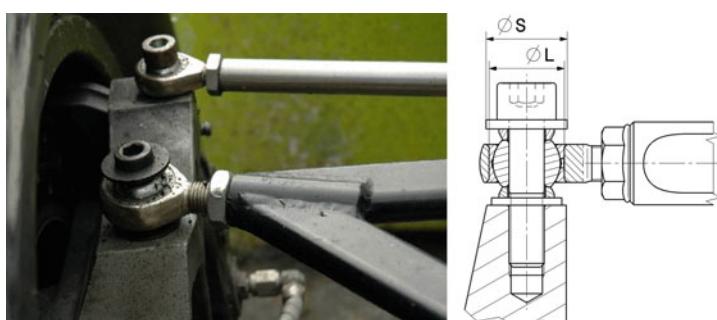
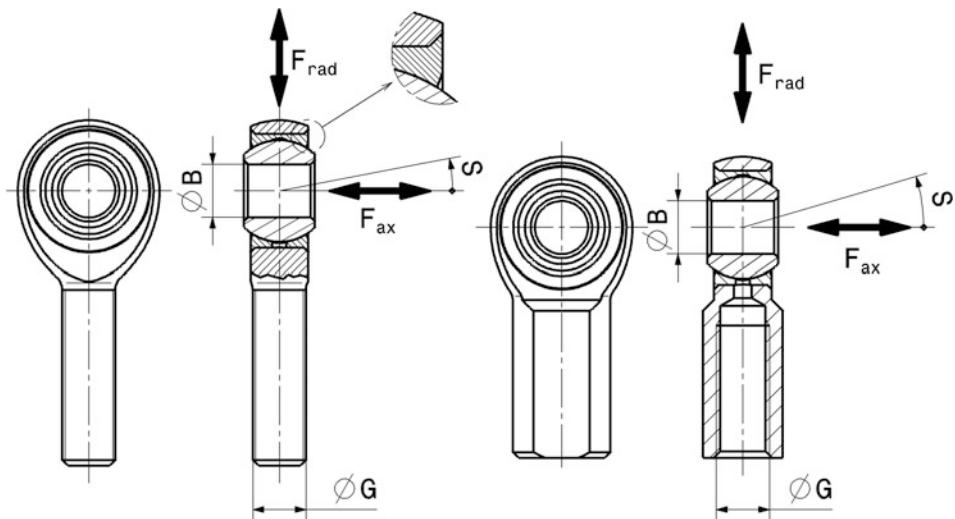


Abb. 4.43 Einschnittige Verschraubung eines Gelenkkopfes

Der Durchmesser S der Scheibe unter dem Schraubenkopf ist so groß, dass der Lenker auch beim Ausbrechen des Gelenklagers aus der Bohrung mit $\varnothing L$ mechanisch mit dem Radträger verbunden bleibt

**Abb. 4.44** Anschlussmaße von Gelenkköpfen (*rod ends*)

B Aufnahmedurchmesser Auge

G Gewindedurchmesser

S Schwenkwinkel

F_{ax} AxialkraftF_{rad} Radialkraft**Tab. 4.3** Werte von Gelenkköpfen aus Stahl, Bezeichnungen siehe Abb. 4.44. [4, 5]

Gewinde G	B	zul. stat. Radialkraft	zul. stat. Axialkraft	max. Schwenkwinkel
	mm		kN	°
M6	6	7,3 bis 23,4	0,1 bis 0,15 F _{rad}	7,5 bis 8
M8	8	13,6 bis 36,9	0,1 bis 0,15 F _{rad}	7 bis 9
M10	10	20,6 bis 48,7	0,1 bis 0,15 F _{rad}	6 bis 8,5

Werkstoffen, Aufnahme aus Aluminium, mit Schmiernuten usw. Tab. 4.3 gibt einen groben Überblick über Daten von Ausführungen brauchbarer Gewindegroßen.

Zum Vergleich ähnliche Zollgewinde: $\frac{1}{4}'' = 6,35$ mm; $\frac{5}{16}'' = 7,94$ mm; $\frac{3}{8}'' = 9,525$ mm.

Bei Dreiecksquerlenkern, die große Kräfte übertragen, werden Gelenklager auch als reine Drehgelenke verbaut. Die beiden wagenseitigen Gelenke liegen auf einer Achse und stellen den Anschluss an je einen Querlenkerarm sicher. Abb. 4.45 zeigt als Beispiel eine schwere Ausführung eines Rallye-Dakar-Fahrwerks. In den benachbarten Rahmenstehern (1) sind Aufnahmehülsen (7) eingeschweißt, die die Lagerachse vorgeben. Das eigentliche Gelenklager (5) wird durch O-Ringe (6) in der Aufnahme (4) abgedichtet. Den Toleranzausgleich dieser zweiseitigen Verbindung schafft die Einstellschraube (3), die mit der Mutter (2) gekontert wird. Der gesamte Lagerverband wird mit der Zylinderschraube (8) und einer Bundmutter mit Klemmstück vorgespannt.

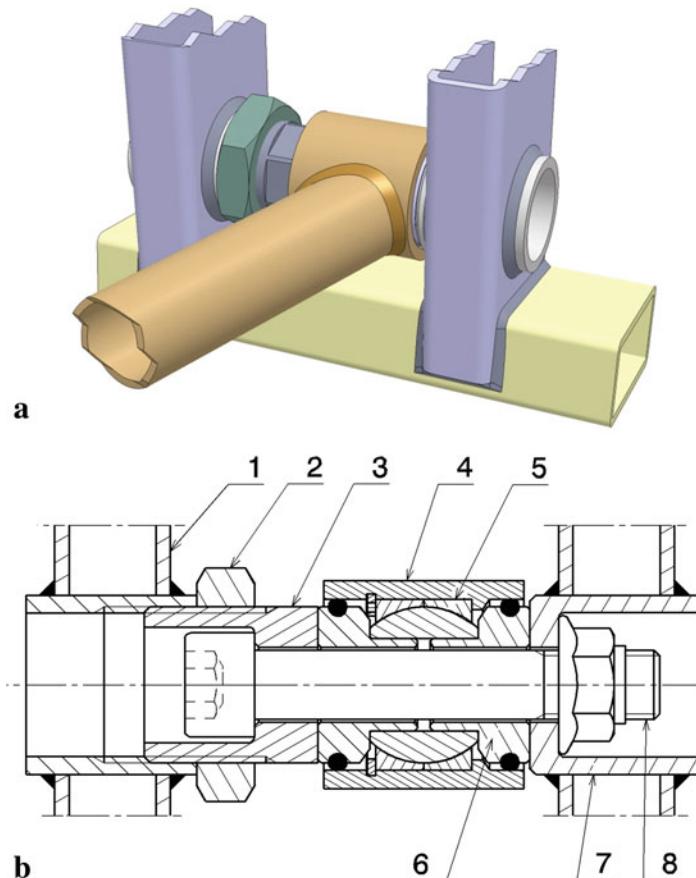


Abb. 4.45 Wagenseitiges Querlenkerlager eines Rallye-Dakar-Wagens, nach [6]
a Axonometrische Darstellung des Gelenklagers im Fahrzeugrahmen. **b** Schnitt durch den Lagerverband

1 Rahmen *frame*, 2 Kontermutter *lock nut*, 3 Ausgleichsschraube *spacer screw*,
 4 Querlenkeraufnahme *wishbone pick up*, 5 Gelenklager *spherical bearing*, 6 Distanzstück mit
O ring spacer with O ring, 7 Einschweißhülse *weld-in sleeve*, 8 Verbindungsschraube *clamping bolt*

Ein Nachteil der Verschraubung in Abb. 4.42 ergibt sich aus der eingeschränkten Längenverstellung. Erstens muss für eine Änderung die Querverschraubung mit der Konsole gänzlich entfernt werden und zweitens kann die Verstellung nur in halben Gelenkkopfumdrehungen erfolgen also nur gestuft in halben Gewindesteigungen. Wie eine mögliche Verbesserung im Sinne einer einfachen Feineinstellung aussieht zeigen die Abb. 4.46 und 4.47. Als Nachteil dieser Anordnung muss die erhöhte Beanspruchung des Gewindeschafits im Bereich der Kontermutter erwähnt werden.

Bei Querlenkeranbindungen bietet sich eine weitere Art der stufenlosen Einstellung im zusammengebauten Zustand an, Abb. 4.48.

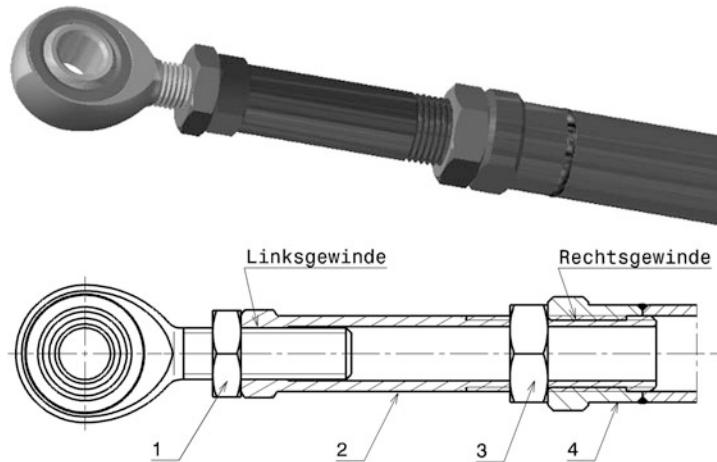


Abb. 4.46 Längenverstellung bei einem Druckstab mit Gelenkkopf

1, 3 Kontermuttern *lock nuts*. 2 Ausgleichshülse *threaded sleeve*. 4 Druckstab *push rod*

Die Verschraubung des Gelenkkopfs mit dem Druckstab ist mehrteilig ausgeführt. Der Gelenkkopf weist ein linksgängiges, die Ausgleichshülse ein rechtsgängiges Gewinde auf. So lässt sich die Länge des Druckstabs ohne Demontage durch Drehen der Ausgleichshülse stufenlos ändern. Der Stab selbst und der Gelenkkopf werden dabei nicht gedreht. Die beiden Muttern dienen zum Kontern

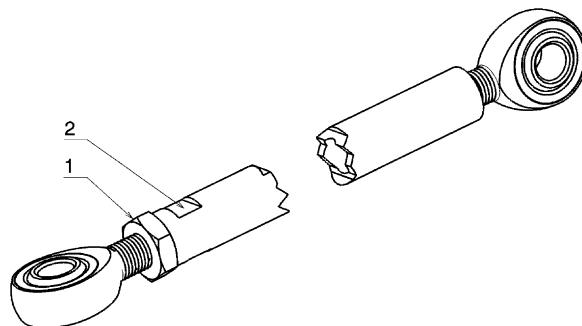
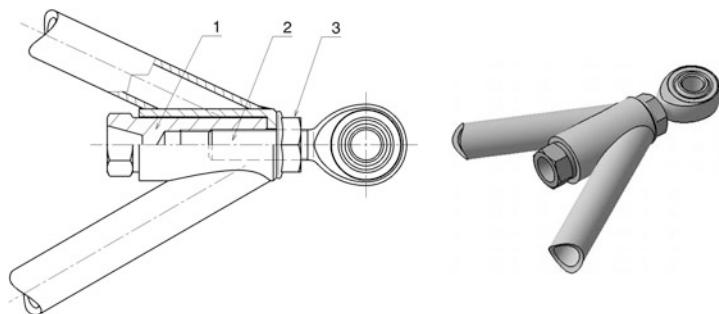


Abb. 4.47 Stufenlose Längenverstellung bei einem Stab

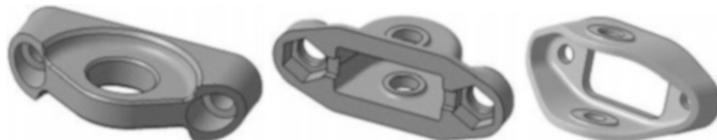
1 Kontermutter *lock nut*. 2 Stab mit Zweikantflächen *rod with driving feature*

Die beiden Gelenkköpfe an den Enden weisen jeweils Links- und Rechtsgewinde auf. Durch Drehen des Stabs kann so der Abstand zwischen den Lagern ohne Zerlegung variiert werden. Der Stab weist an einem Ende einen Zweikant für den Gabelschlüsselangriff auf. Mit der Kontermutter wird die Einstellung gesichert

**Abb. 4.48** Längenverstellung bei einer Querlenkeranbindung

1 Einstellmutter *adjusting nut*. 2 Gelenkkopf *rod end*. 3 Kontermutter *lock nut*

Konsolen Bracket



Wagenseitig werden Querlenker mit Konsolen gelenkig angebunden. Die Konsolen sind dabei direkt an das Monocoque (bzw. Chassis), den Rahmen oder an das Getriebegehäuse angeschraubt. Werden mehrere Schraubpositionen vorgesehen, lässt sich durch Änderung der Höhenlage der Gelenke das Verhalten der Radaufhängung ändern, z. B. Lage der Nickpole gegen Bremstauchen bzw. Anfahrnicken oder die Lage des Rollzentrums, Abb. 4.49. Durch Zwischenlegen von Plättchen unterschiedlicher Stärke, kann die seitliche Lage des Gelenks und damit durch Verschieben eines Gelenks (von zweien eines Dreiecksquerlenkers) Sturz, Nachlauf etc. einfache und wiederholbar eingestellt werden.

Aus Sicherheitsgründen sollen die Schrauben, die die Verbindung zwischen Lenkerarm und Konsole herstellen, von oben eingesteckt verbaut werden. Die Abb. 4.50, 4.51 und Abb. 4.52 zeigen einige ausgeführte Beispiele von Konsolen.

Druckstab, Zugstab *Push Rod, Pull Rod*



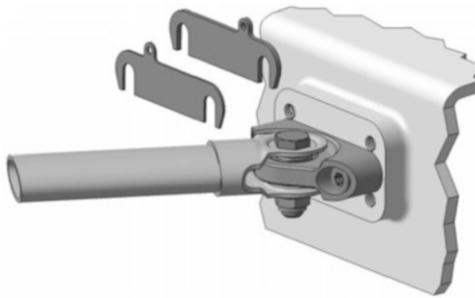


Abb. 4.49 Konsole für einen Querlenker mit Gabelende

Das Getriebegehäuse weist mehrere Gewindebohrungen zur Befestigung der Konsole auf. Damit kann die Höhenlage dieses Anlenkpunktes verstellt werden, was die Lage der Nickpole und der Rollzentren beeinflusst

Zusätzlich können Plättchen unterschiedlicher Dicke zum Zwischenlegen vorgesehen werden

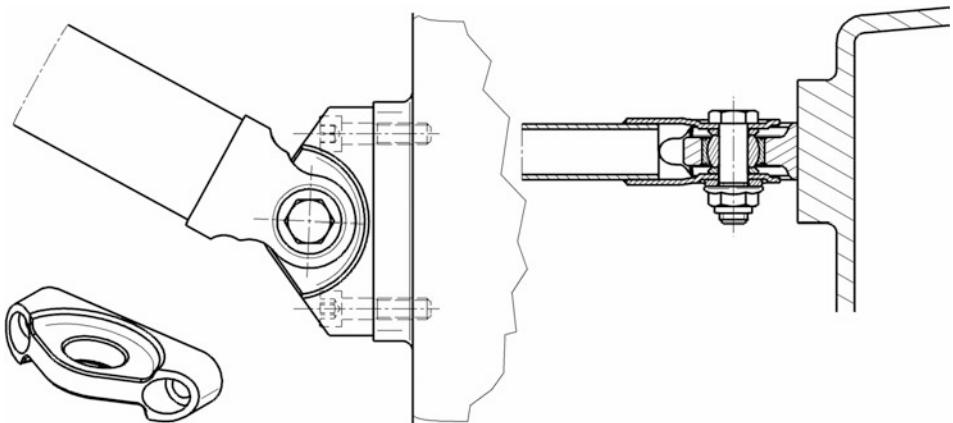


Abb. 4.50 Konsole für einen Querlenker mit Gabelende

In die Konsole ist ein Gelenkkörper eingerollt. Die Verbindung zur Querlenkergabel stellt eine Passschraube her. Diese ist von oben eingesteckt. Eine selbstsichernde Mutter verspannt die Verbindung. Die Konsole selbst ist mit zwei Zylinderschrauben zum Getriebegehäuse verschraubt

Die einfachste Art die Radlast bei einer Doppelquerlenkerachse aufzunehmen, ist ein Feder-Dämpferbein schräg zwischen Radträger und Wagenkasten anzutreiben. Dazu werden nur wenige bewegte Teile benötigt und die Anzahl der Gelenke ist entsprechend klein. Viele Fahrzeuge fuhren und fahren mit dieser Konstellation (vgl. z. B. Abb. 4.74). Eine Weiterentwicklung führte zum Einsatz von Druck- bzw. Zugstäben. Schlanke Stäbe leiten Vertikalkräfte vom Radträger bzw. Querlenker zum Umlenkhebel, der wiederum die Feder betätigt. Große, schwere Teile der Radaufhängung (Federn, Dämpfer) kommen so weiter innen im Wagen zu liegen, was günstig für Massenträgheitsmoment und Luftwiderstand des Gesamtfahrzeugs ist. Die Stäbe werden in der Länge über Gewindestücke änderbar

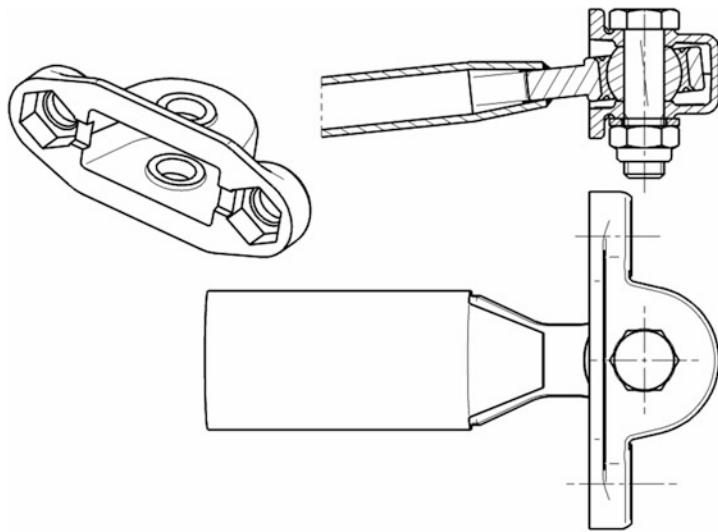


Abb. 4.51 Versenkte Konsole für einen Querlenker mit Gelenksauge

Die Konsole, ein Feingeschöpftes, wird bündig in das Chassis versenkt und mit zwei Sechskantschrauben fixiert. An der Innenseite weist die Konsole jeweils oben und unten einen Anlaufbund auf, der auf das gewünschte Abstandsmaß für das Gelenkkäfiglager gefräst wird

ausgeführt, womit z. B. der Bodenabstand oder die statische Radlastverteilung gezielt verändert werden kann, Abb. 4.53. Einige Möglichkeiten geeigneter Gelenkverschraubungen finden sich im obigen Abschnitt zu den Gelenkkäfiglagern.

Prinzipiell bieten sich zwei Möglichkeiten an, die Radlast weiter zu leiten, nämlich über Zug- oder über Druckstäbe. Die Anbindung des Zug/Druckstabs soll möglichst nahe beim Gelenk Querlenker zu Radträger sein, damit das Biegemoment in diesem Querlenker klein bleibt. Ideal in dieser Hinsicht ist die direkte Verbindung des Radträgers mit der Strebe. So wird kein Querlenker auf Biegung beansprucht. Der Kugelmittelpunkt des Verbindungsgeleins muss allerdings zumindest an der Vorderachse genau auf der Spreizungssachse liegen, will man zusätzliche Radlaständerungen beim Lenken vermeiden (siehe auch Abschn. 4.2.2 *Radträger*).

Allgemein werden Elemente zur Übertragung von Kräften im Sinne des Leichtbaues ideal als Zugstäbe ausgeführt. Druckstäbe haben gegenüber den auf Zug beanspruchten Streben den Nachteil der instabilen Versagensart Knicken (s. Anhang). Massesparende Festigkeitsbetrachtungen führen demnach bei Druckstäben zu einer solchen Gestaltung, dass der Stabquerschnitt in der Mitte größer als den beiden Enden ist, weil der Stab beim Knicken ja tatsächlich gebogen wird. Allerdings darf bei Zugstreben nicht vergessen werden, dass Dämpfer in beiden Bewegungsrichtungen Kräfte erzeugen, also auch Zugstreben beim raschen Ausfedern Druckkräfte übertragen müssen.

Weitere Entscheidungskriterien zur Wahl des Übertragungsglieds liefern folgende Betrachtungen. Eine Reifenseitenkraft wird in erster Linie von den Querlenkern aufgenommen. Ein Druckstab liefert aber auch einen entlastenden Beitrag, Abb. 4.54. Je flacher

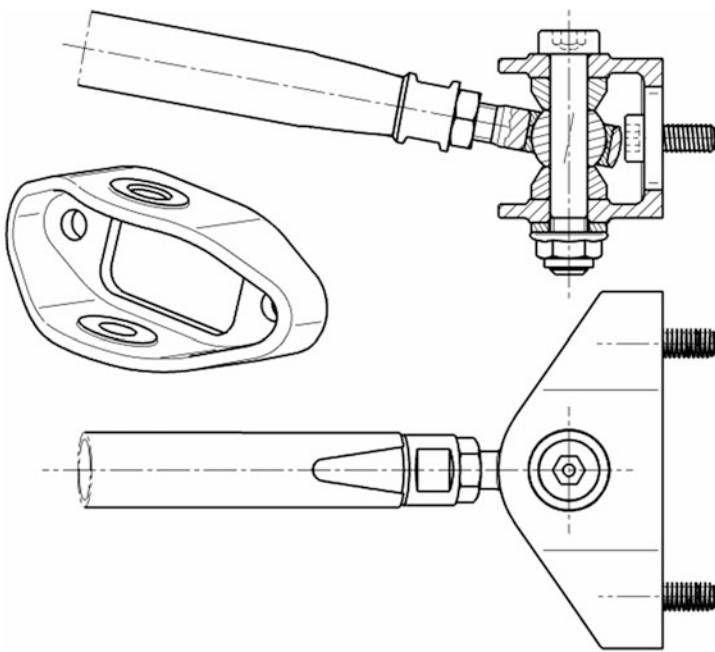


Abb. 4.52 Konsole für einen Querlenker mit Gelenksauge

Die Konsole, ein Gussteil, wird mit zwei Schrauben an das Chassis bzw. das Getriebegehäuse angeschraubt. Einstellscheiben können dazu verwendet werden, den seitlichen Abstand der Gelenke zu verändern um Nachlauf, Sturz, Lage des Rollzentrums etc. zu beeinflussen

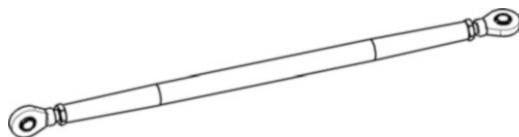


Abb. 4.53 Druckstab

Der Druckstab ist als knickbeanspruchtes Teil ausgeführt, d. h. der Querschnitt in der Mitte ist größer als an den Enden

Die Gelenkköpfe weisen jeweils Links- und Rechtsgewinde auf, so dass die Längeneinstellung durch Drehen des Stabs erfolgen kann

der Winkel α ist, desto mehr Seitenkraft nimmt der Druckstab mit seiner Reaktionskomponente $F_1 \cdot \cos(\alpha)$ auf. Bei einem (üblichen) Winkel von 30° sind das 87 % von F_1 . Ein weiterer Vorteil liegt in der geringeren Belastung des oberen Querlenkers und damit seiner Abstützung wagenseitig. Bei Vorderachsen befinden sich die Aufnahmepunkte meist in einem Bereich, der schlecht verstellt werden kann, weil Lenkung, Fahrerfüße oder der Motor Platz brauchen. Zugstäbe sind somit diesbezüglich von Nachteil, weil sie gerade die oberen Querlenker stark auf Druck beanspruchen. Zugstäbe rufen so in dem Bereich eine größere Nachgiebigkeit hervor. Beim Einfedern des kurvenäußersten

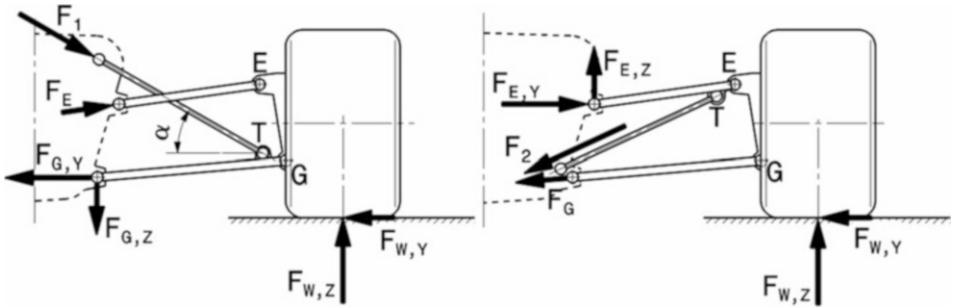


Abb. 4.54 Kräfte in Lenkern und Streben bei Kurvenfahrt. Links Druck-, rechts Zugstab
Die Reaktionskräfte in den Zug- bzw. Druckstreben wirken sich unterschiedlich aus

Rads führen darüber hinaus die Reifenseitenkraft und die Reaktionskraft eines Zugstabes beim unteren Querlenker ebenfalls zu Druckkräften.

Die Stellung des Zugstabs gegenüber einer Seitenkraft führt zum (unerwünschten) Hochheben des Wagenkastens in der Kurve. Diesbezüglich ist die Anordnung des Druckstabes vorteilhafter.

Ein Argument für den Zugstab ergibt sich durch die Anordnung der Feder/Dämpferseinheiten. Diese können nämlich tief unten im Wagen liegen und so ihren Anteil an einem niedrigen Schwerpunkt sichern. Bei Fahrzeugen mit einer hoch liegenden Nase verbietet sich diese Anordnung schon aus geometrischen Gründen. Hier kommen nur Druckstäbe in Frage.

Der untere Querlenker ist im Allgemeinen höher belastet, somit ist die Position am oberen Querlenker für den Anbindungspunkt T günstiger (also für einen Zugstab) und das Gelenk G des unteren Lenkers wird nicht durch eine zusätzliche Krafteinleitung noch höher belastet.

Bei Fahrzeugen mit extremer Aerodynamikbetonung (Formel 1, Indycar) spricht die geringere Behinderung der Umströmung des Getriebebereichs (Flaschenhalseffekt der Außenhaut, *Coke-bottle effect*) und damit günstigere Anströmung des unteren Heckflügels für eine Zugstablösung der Hinterachse.

Gewichtsoptimierung weight optimisation Druckstäbe knicken auch unter reiner Druckkraft, wenn sie schlank (also sehr lang und dünn) sind. Bei ihrer Auslegung ist also die Knickspannung σ_{Knick} das begrenzende Kriterium. Für den im Abb. 4.55 gelagerten Stab gilt:

$$\sigma_{Knick} = \pi^2 \cdot E \cdot \frac{I}{l^2 A}$$

E E-Modul, N/mm²

I Flächenträgheitsmoment, mm⁴

A Querschnittsfläche, mm²

Für gewichtsoptimale, also bis an diese Grenze belastete Druckstäbe mit vorgegebenem Verhältnis des Profils r/t bzw. h/t gilt, nach [8]:

für Ringquerschnitt für quadratischen Querschnitt

$$r = \left[\frac{1}{\pi^3} \left(\frac{r}{t} \right) \frac{F \cdot l^2}{E} \right]^{\frac{1}{4}} \quad h = \left[\frac{3}{2\pi^2} \left(\frac{h}{t} \right) \frac{F \cdot l^2}{E} \right]^{\frac{1}{4}}$$

Daraus lassen sich bei gegebenem Werkstoff, also E , und der Stablänge l die Querschnittsabmessungen ermitteln. Man stellt für diese Belastung fest, dass das dünnwandige Quadratrohr geringfügig besser als das Kreisrohr ist, weil mehr Material im Außenbereich angeordnet ist.

Ein grundlegender Werkstoffvergleich kann für Druckstäbe nach Abb. 4.55 nach folgendem Zusammenhang vorgenommen werden [9]:

$$m_{Rd} \propto \frac{\rho}{\sqrt{E}}$$

m_{Rd} Stabmasse, kg

ρ Dichte des Werkstoffes, kg/m³

Für leichte Druckstäbe muss der Wert $\rho/E^{1/2}$ also möglichst klein sein, z. B. Tab. 4.4.

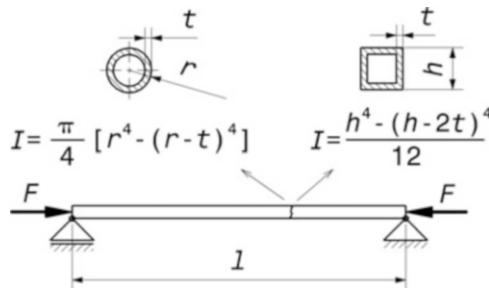


Abb. 4.55 Druckstab mit Kreisring oder Quadratprofil

Der Stab ist beidseits gelenkig gelagert und wird mit einer Längskraft F belastet
 t Wandstärke des Profils, mm

r, h Querschnittsabmessungen, mm

l Stablänge, mm

Tab. 4.4 Vergleich einiger Werkstoffe für Druckstäbe

Werkstoff	Dichte, kg/m ³	E-Modul, N/m ²	Kennwert $\rho/E^{1/2}$, kg/m ² N ^{1/2}
Vergütungsstahl	$7,85 \cdot 10^3$	$2,06 \cdot 10^{11}$	$1,73 \cdot 10^{-2}$
Titan TiAl6V4 F 89	$4,43 \cdot 10^3$	$1,16 \cdot 10^{11}$	$1,30 \cdot 10^{-2}$
Aluminium AlMgSi1 F 32	$2,70 \cdot 10^3$	$0,70 \cdot 10^{11}$	$1,02 \cdot 10^{-2}$

Abb. 4.56 Zugstab

l Stablänge



Druckstäbe aus Aluminium lassen sich also mit einer geringeren Masse ausführen als solche aus Titan oder gar Stahl, obwohl Aluminium den geringsten E-Modul der drei Werkstoffe aufweist.

Zugstäbe kennen nur eine Versagensart und das ist der Bruch beim Überschreiten der Werkstofffestigkeit. Geht man davon aus, dass der Stab sich unter Last nicht bleibend verformen darf, bildet die Streckgrenze bzw. die Dehngrenze $R_{p0,2}$ das Auslegungskriterium. Für eine bestimmte Zugkraft F ergibt sich dann eine minimale Stabmasse m_{Rd} von (Abb. 4.56):

$$m_{Rd} \geq \frac{\rho}{R_{p0,2}} F \cdot l$$

m_{Rd} Stabmasse, kg

ρ Dichte des Materials, kg/m³

$R_{p0,2}$ Dehngrenze des Materials, N/m²

Man erkennt, dass für einen Gewichtsvergleich von Werkstoffen nur der Kennwert $\rho/R_{p0,2}$ maßgebend ist. Je kleiner dieser Wert für einen Werkstoff ausfällt, desto leichter kann ein Zugstab damit ausgeführt werden, Tab. 4.5.

Vergleichbare Zugstäbe aus Titan sind also leichter als solche aus Stahl oder Aluminium.

Werkstoffe: Rohr aus Stahl, Titan, faserverstärkte Kunststoffe (CFK)

Typische Durchmesser liegen im Bereich um 20 mm bei Längen von etwa 270 bis 600 mm.

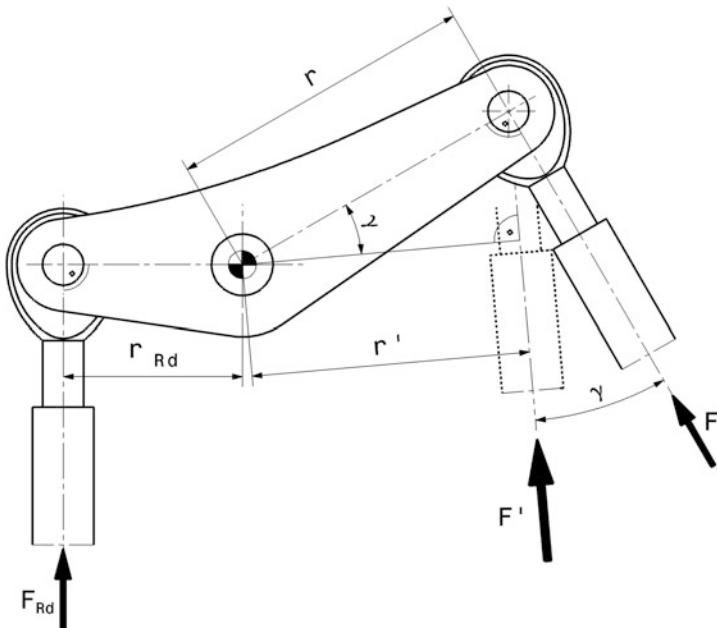
Umlenkhebel *Bell Crank*



Umlenkhebel übertragen Kräfte und Bewegungen von Zug- bzw. Druckstäben auf Federn und Dämpfer. Ein Hebel stellt zwar zusätzliches Gewicht dar, er ermöglicht aber eine (beinahe) beliebige Lage von Federn und Dämpfern im Fahrzeug. Gleichzeitig kann eine Übersetzung zwischen den Kräften vorgenommen werden. Diese Übersetzung ist nicht

Tab. 4.5 Vergleich von Werkstoffen für gewichtsminimale Zugstäbe

Werkstoff	Dichte, kg/m ³	Dehngrenze, N/m ²	$\rho/R_{p0,2}$, kg/(N m)
Vergütungsstahl 42CrMo4	$7,85 \cdot 10^3$	$765 \cdot 10^6$	$1,026 \cdot 10^{-5}$
Aluminium AlCuMg 1 F40	$2,75 \cdot 10^3$	$265 \cdot 10^6$	$1,038 \cdot 10^{-5}$
Titan TiAl6V4 F 89	$4,50 \cdot 10^3$	$820 \cdot 10^6$	$0,549 \cdot 10^{-5}$

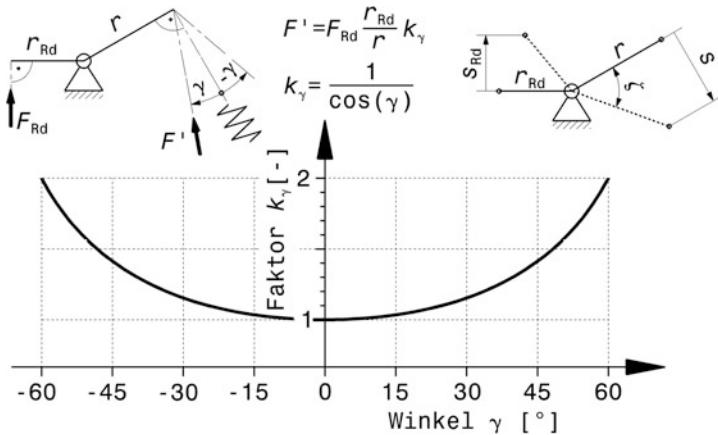
**Abb. 4.57** Hebelwirkung

Eine direkte Übertragung stellt sich ein, wenn die Übertragungsglieder (Zug/Druckstäbe) senkrecht auf die Hebelarme stehen. Dann gilt: $F = F_{Rd} \frac{r_{Rd}}{r}$ mit der Hebelübersetzung r_{Rd}/r

Weicht der Stab allerdings von dieser Idealstellung um den Winkel γ ab, so reduziert sich der wirksame Hebelarm auf $r' = r \cos(\gamma)$ und es wird: $F' = F_{Rd} \frac{r_{Rd}}{r \cos(\gamma)}$

konstant, sondern ändert sich mit der Winkellage des Hebels. Durch geschickte Anordnung des Hebels kann eine gewünschte Progressivität in der radbezogenen Federkennlinie erreicht werden. Dies allein rechtfertigt schon den Zusatzaufwand, der durch Hebel entsteht.

Wirkung effect Den größten Wirkungsgrad erreicht ein Hebel, wenn das Übertragungsglied einen rechten Winkel mit dem Hebelarm (Verbindung der Drehpunkte) einschließt, (Abb. 4.57). Diese Stellung kommt allerdings bei Drehung des Hebels um seine Lagerung theoretisch nur zweimal vor. Bei allen anderen Stellungen ist der wirksame Hebelarm kleiner.

**Abb. 4.58** Auswirkungen einer Hebelbewegung

γ Winkelabweichung eines Verbindungsglieds von der Idealstellung, ${}^\circ$

k_γ Faktor zur Beschreibung der Änderung des Hebelverhältnisses durch γ , -

Die Hebelübersetzung r_{Rd}/r wird mit dem Faktor k_γ vergrößert. Das gleiche gilt für das Verhältnis der Schwenkwege, das ja gleich dem Hebelverhältnis ist: $\frac{s_{Rd}}{s} = \frac{r_{Rd} \cdot \sin \zeta}{r \cdot \sin \zeta} = \frac{r_{Rd}}{r}$

Die Bewegung des Stabs und des Feder/Dämpferbeins beim Federn der Radaufhängung ist also eine nähere Betrachtung wert (Abb. 4.58). Bei einer Drehung des Hebels um seine Lagerung ändern sich die relativen Stellungen des Zug/Druck-Stabs und der Feder/Dämpfer. Wir geben zur vereinzelten Betrachtung der Wirkung auf einer Hebelseite ein konstantes Moment $F_{Rd} \cdot r_{Rd}$ vor, d. h. nur das Verbindungsglied auf der anderen Seite bewegt sich beim Federn. Man erkennt, dass eine Abweichung von $\gamma = \pm 10$ bis 15° des Verbindungsglieds von der Idealstellung sich kaum merklich auswirkt.

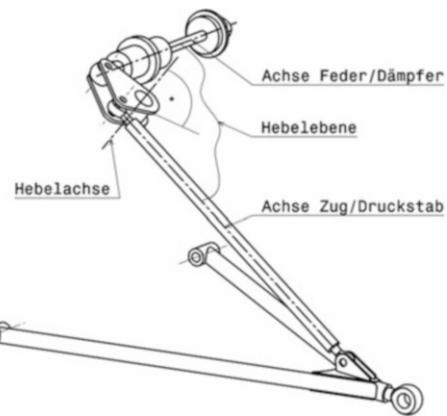
Will man jedoch eine stetige progressive Federrate erzielen, dürfen sich die Verhältnisse nicht umkehren und das Wegeverhältnis zwischen Stab und Feder r_{Rd}/r muss abnehmen (vgl. Abb. 3.9). Das bedeutet, dass sich der Winkel γ beim Einfedern zur 90° -Stellung (also $\gamma = 0^\circ$) hin bewegen muss, egal ob er von der positiven oder negativen Seite kommt. Die 90° -Stellung wird so auf alle Fälle erst beim Druckanschlag erreicht. Oder anders beschrieben: Der Winkel zwischen Federbein und Hebel muss entweder anfangs kleiner als 90° sein und beim Federn öffnen oder größer als 90° sein und schließen.

Tatsächlich werden sich beide Verbindungsglieder beim Federn relativ zum Hebel bewegen, d. h. dass für beide Seiten die Aussagen von (Abb. 4.58) zum Tragen kommen und einander überlagern. Die Änderung der Gesamtübersetzung kann dadurch verstärkt oder sogar aufgehoben werden, wenn beide Verbindungsglieder gegensinnig arbeiten.

Übersetzung Leverage Sind die Hebelsarme ungleich lang ergibt sich eine Übersetzung r_{Rd}/r . Die Übersetzung Druckstab: Feder beträgt in Konstruktionslage üblicherweise 1:2 bis 1:3, d. h. die Feder hat den größeren Hebelsarm. Damit Hebel einfach auf unterschiedliche

Abb. 4.59 Ideale Lage der Hebelachse

Die Hebelebene wird durch die Achsen von Feder/Dämpferbein und Zug/Druckstab aufgespannt. Die Drehachse des Hebels steht in Konstruktionslage normal auf diese Ebene



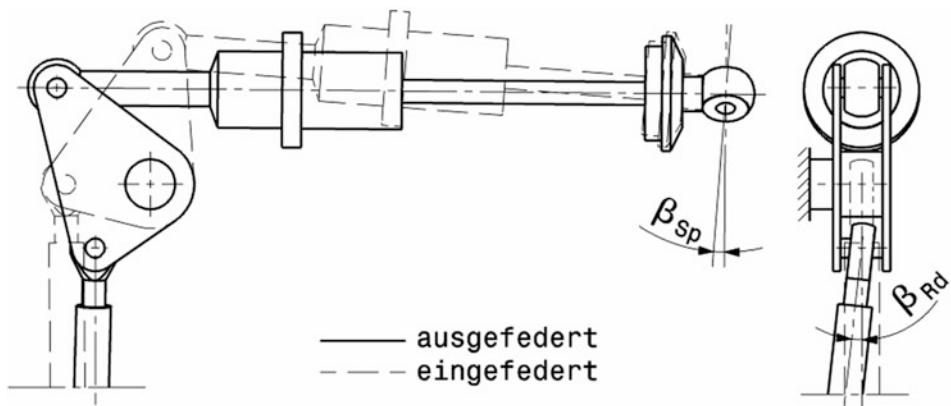
Anforderungen angepasst werden können, werden sie mit mehreren Aufnahmebohrungen für die Anschlussglieder versehen. So kann die Übersetzung in Stufen variiert werden.

Der Hebel soll in voll eingefederter Stellung in jener Ebene liegen, die von den Achsen des Zug/Druckstabs und des Feder/Dämpferbeins aufgespannt wird, (Abb. 4.59). Seine Drehachse muss senkrecht auf diese Ebene stehen. Sonst entstehen durch die Längskräfte im Stab zusätzliche Reaktionskräfte, die den Hebel und seine Lagerung nachteilig belasten und zusätzliche Reibkräfte hervorrufen und das Federbein wird beim Federn verdrillt.

Auch wenn die Anordnung von Feder/Dämpferbein und Druckstab ist wie in Abb. 4.59, brauchen die Teile eine räumlich gelenkige Verbindung, Abb. 4.60. Die Feder/Dämpfer-Achse liegt in der Hebelebene und bewegt sich beim Einfedern also nur in dieser Ebene. Das rahmenseitige Anschlussauge muss den Winkel β_{Sp} kardanisch ermöglichen, wenn seine Drehachse nicht parallel zur Hebelachse steht (was meist der Fall ist, weil dadurch die Aufnahmekonsole für dieses Auge einfacher ausfällt). Der Druckstab schwenkt beim Einfedern um den Winkel β_{Rd} in die Hebelebene.

Die Hebel sind gleit- oder wälzgelagert auf mit dem Rahmen verschraubten oder verschweißten Zapfen gelagert. Die hinteren Umlenkhebel werden meist direkt am Getriebegehäuse befestigt, an dem entsprechende Butzen oder Laschen angegossen sind, (Abb. 4.61). Bei Kastenrahmen, wo eine großflächige Krafteinleitung notwendig ist, kommen Lagerzapfen mit einem Fuß zum Einsatz, (Abb. 4.62). Dieser Fuß kann mit geeigneten Verbindungstechniken (Nieten, Schrauben, Laminieren) mit dem Rahmen verbunden werden.

Eine interessante Alternative zur Anordnung mehrerer Wälzlager bieten kombinierte Nadellager. Diese weisen neben dem Nadellager ein Axiallager auf, das zwar nur etwa $\frac{1}{4}$ der Radiallast tragen kann, für die übliche Hebellagerung reicht das jedoch problemlos aus. (Abb. 4.63) zeigt beispielhaft ein zweiseitig wirkendes Nadelschrägkugellager.

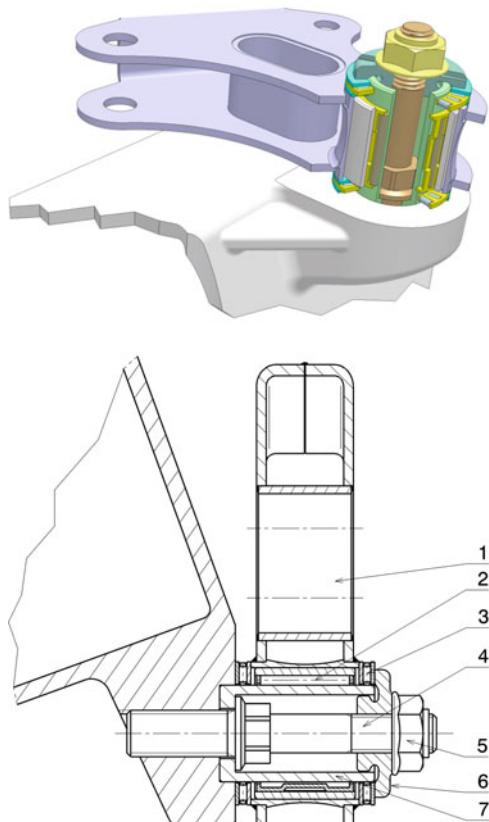
**Abb. 4.60** Bewegungen der Hebelanschlussglieder β_{sp} Bewegung des Federbeins β_{rd} Bewegung des Druckstabs

Draufsicht auf die Hebelebene (links) und entsprechende Ansicht von vorne (rechts)

Abb. 4.61 Hebellagerung bell

crank mounting

- 1 Umlenkhebel rocker.
 - 2 Radiallager (Nadellager) radial bearing (needle roller bearing).
 - 3 Axiallager thrust bearing.
 - 4 Stiftschraube stud.
 - 5 Kontermutter lock nut.
 - 6 Einstellmutter adjusting nut.
 - 7 Lagerhülse pivot sleeve
- Der Hebel (1) dreht sich auf einem Nadellager (2), das auf einer Lagerhülse (7) geführt wird. Diese Lagerhülse wird über eine Stiftschraube (4) in einer Aufnahmebohrung im Getriebegehäuse gehalten. An beiden Randflächen wird der Hebel von Axiallagern (3) gestützt. Das Laufspiel wird über eine Einstellmutter (6) eingestellt und mit der Kontermutter (5) gesichert



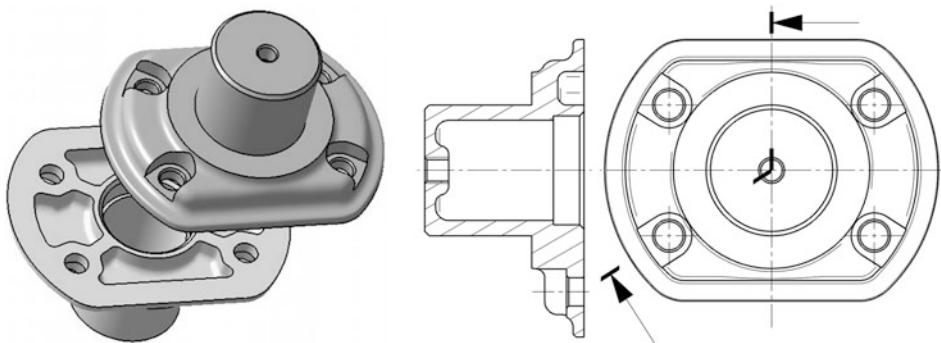


Abb. 4.62 Lagerzapfen für Umlenkhebel zum Anschrauben *bolt on type rocker post*

Der Zapfen wird gegossen (z. B. aus unlegiertem Stahlguß GS 52 (1.0552) nach DIN) und an den Laufflächen spanend bearbeitet

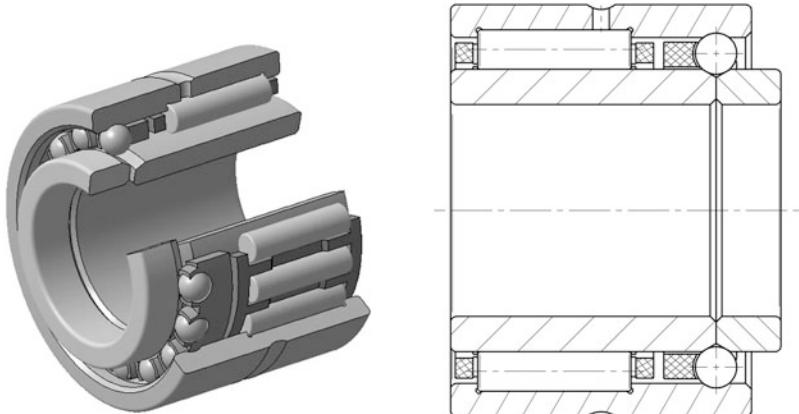


Abb. 4.63 Nadel-Schrägkugellager

Das abgebildete Lager ist zweiseitig wirkend

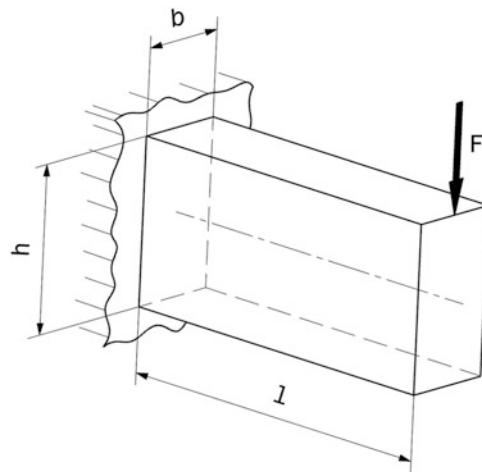
Werkstoffwahl choice of material Zur grundlegenden Werkstoffwahl wird folgende Betrachtung hilfreich sein. Ein Umlenkhebel besteht im Grunde aus zwei Balken, die gebogen werden. Für einen auf Biegung beanspruchten Balken nach (Abb. 4.64) ergibt sich für seine Masse:

$$m = 6F \frac{\rho}{\sigma_{b,\max}} \cdot \frac{l^2}{h} \cdot 10^{-9}$$

ρ Dichte des Werkstoffs, kg/m^3

$\sigma_{b,\max}$ zulässige Biegespannung des Werkstoffs, N/mm^2

Abb. 4.64 Biegebalken unter Einzellast
 b, h, l Abmessungen, mm
 F Kraft, N



Tab. 4.6 Werkstoffvergleich für Biegebalken

Werkstoff	Dichte kg/m ³	zul. Wechsel-Biegespannung N/mm ²	Kennwert $\rho/\sigma_{b,\max}$ kg/Nm
Vergütungsstahl 42CrMo4	$7,85 \cdot 10^3$	480	$1,64 \cdot 10^{-5}$
Aluminium AlZnMgCu1,5 F53	$2,70 \cdot 10^3$	140	$1,93 \cdot 10^{-5}$
Titan TiAl6V4 F89	$4,43 \cdot 10^3$	560	$0,79 \cdot 10^{-5}$

Bei sonst gleichen Abmessungen ist also jener Werkstoff im Sinne des Leichtbaus am günstigsten, bei dem der Wert $\rho/\sigma_{b,\max}$ am kleinsten ist. In Tab. 4.6 wird ein entsprechender Werkstoffvergleich durchgeführt.

Von den aufgeführten Werkstoffen ist also Titan am besten für einen leichten Biegebalken geeignet.

Umlenkhebel, bei denen die Anschlussaugen auf einer Seite der Hebelachse sitzen, können im Sinne der direkten Lastleitung² auch in Druck- und Zugelemente aufgelöst werden, (Abb. 4.65).

Herstellung *fabrication* Umlenkhebel werden aus dem Vollen gefräst oder als Blechbiege/Schweißkonstruktion ausgeführt.

Oberflächenbeschichtung *surface finish*

Stahlteile können vernickelt werden. Kleinere Aluminiumteile werden anodisiert.

Querlenker und Schubstreben werden gerne schwarz vernickelt oder kephos-beschichtet.

Verchromen von stählernen Fahrwerksteilen wird von FIA-Reglements untersagt.

²Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Abschn. 2.5 *Konstruktionsprinzipien*.

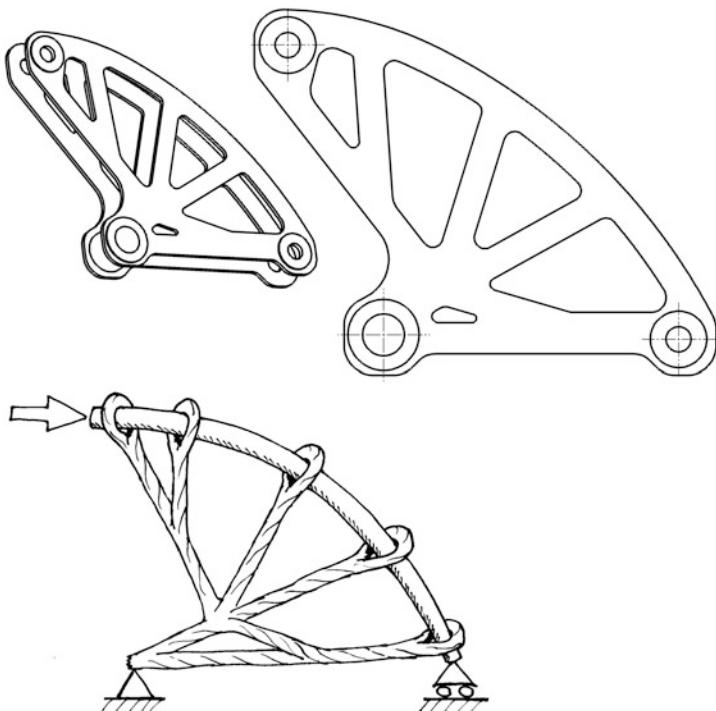


Abb. 4.65 Zerlegung eines Hebels in Zug- und Druckelemente, nach [10]

Ausgehend vom gedanklichen Aufbau des Hebels aus einem Druckstab, der schon vorverformt ist und dessen Weiterverformung mit Seilen verhindert wird (Grafik unten), folgt ein Leichtbauvorschlag für seine Gestaltung (oben)

Die (Abb. 4.66, 4.67, 4.68 und 4.69) zeigen einige ausgeführte Beispiele von Umlenkhebeln mitsamt den zusammenspielenden Anschlusssteilen.

4.2.3 McPherson Achse *McPherson Axle*

Wegen ihrer Bauraumvorteile findet sich die radführende Federbeinachse an der Mehrzahl der frontgetriebenen Pkw. (Abb. 4.70) zeigt ein typisches Beispiel. Nicht zuletzt wegen ihrer Nähe zum Pkw fahren auch Rallyefahrzeuge an der Vorder- und Hinterachse diesen Radaufhängungstyp. Damit lässt sich ein Allradantrieb darstellen und gleichzeitig bei geschickter Gestaltung der Radträger das gleiche Bauteil an allen vier Positionen verbauen. Es ist somit für links und rechts kein gespiegeltes Bauteil erforderlich. Auf solche Vereinfachungen der Logistik sind Rallye-Teams besonders bedacht, vereinfachen sie doch die Ersatzteilversorgung in einem Bewerb enorm.

Abb. 4.66 Umlenkhebel rechts einer Vorderradaufhängung (Formel 3000, Reynard D94)
Der Hebel ist nadelgelagert und weist beim Drehzapfen axiale Anlaufplatterscheiben auf. Er überträgt die Radaufstandschaft über den Druckstab (1) zum Federbein (2) und zum Stabilisator (3)



Abb. 4.67 Umlenkhebel einer Hinterradaufhängung (Formel Renault 2000)
Der Hebel ist eine Blechbiege und Schweißkonstruktion (s. Abb. 4.68)

Die Einstellung der prägenden Radstellungsgrößen wie Spreizung und kinematischer Nachlauf erfolgt bei Pkw durch Langlöcher im unteren Querlenker. Der Verstellbereich ist jedoch sehr gering, es müssen ja bloß Fertigungstoleranzen ausgeglichen werden können. Bei Rennfahrzeugen mit den unterschiedlichsten Anforderungen haben sich Platten für das Kopflager des Federbeins bewährt. Diese werden in den Federbeindom der Karosserie eingeschraubt und ermöglichen über Langlöcher das Federbein in Querrichtung zu schwenken (Spreizung) und die Platte samt Kopflager in Längsrichtung zu verschieben (Nachlauf), (Abb. 4.71).

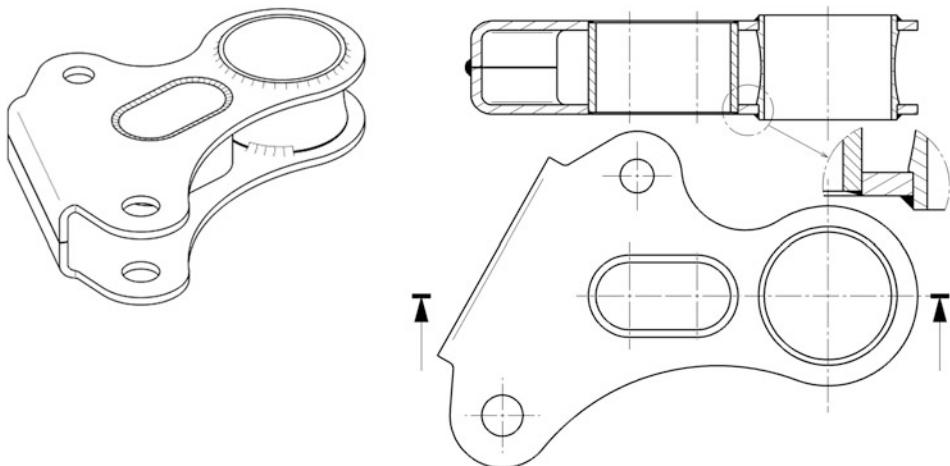
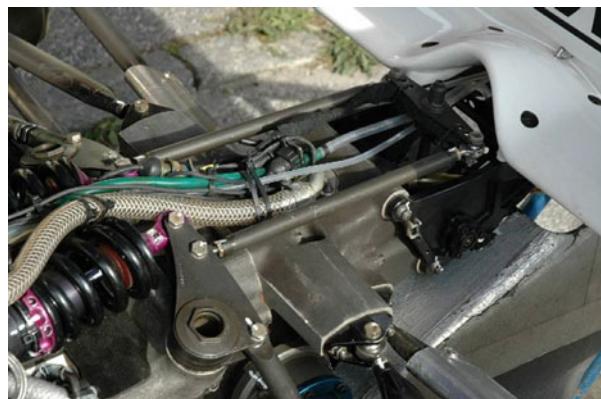


Abb. 4.68 Blechhebel

Der Hebel ist mehrteilig aufgebaut. Gestanzte Blechteile werden abgekantet und über Hülsen miteinander verschweißt

Abb. 4.69 Umlenkhebel der Hinterradaufhängung eines Formel-Wagens (Reynard Zytec, Fahrtrichtung nach links)
Der Hebel ist direkt auf dem Getriebegehäuse gelagert an dem auch Konsolen für die Querlenkeranbindung angegossen sind. Der Hebel betätigt auch einen T-förmigen Stabilisator



4.2.4 Starrachse Beam Axle

Die Starrachse mag für den Einsatz bei Wettbewerbsfahrzeugen als ziemlich veraltet gelten, es gibt jedoch tatsächlich noch Rennserien, in denen die Starrachse reglementbedingt Standard ist. Allen voran die nordamerikanische NASCAR-Serie. (Abb. 4.72) zeigt ein Beispiel einer Pkw-Achse.

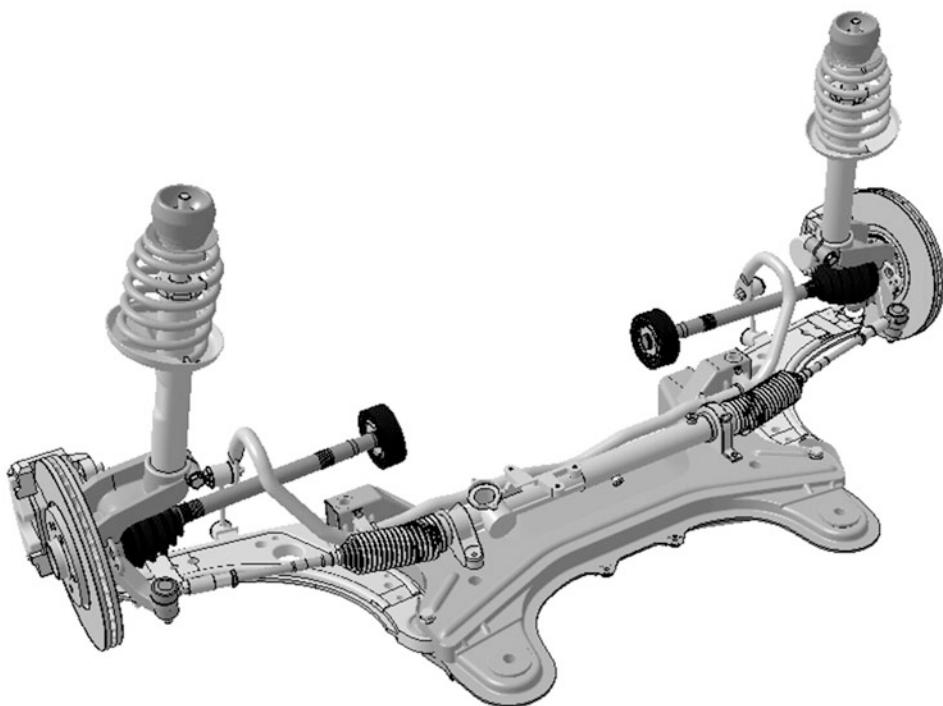


Abb. 4.70 Radführende Federbeinachse eines Pkw als Vorderachse

Der Radträger (hier auch als Schwenklager bezeichnet) nimmt oben das Federbein auf und ist unten mit dem Querlenker über ein Radgelenk verbunden. Die beiden Querlenker sind über Gummilager an einem Fahrschemel gelagert, der auch das Lenkgetriebe aufnimmt. Der Fahrschemel selbst wird elastisch entkoppelt an die Karosserie angebracht. Die Achse ist angetrieben. Der Stabilisator, der über Koppelstangen mit den Querlenkern verbunden ist, weicht in einem Bogen den Gelenkwellen aus

Abb. 4.71 Verstellbare Kopflagerbefestigung eines Federbeins

Die Platte nimmt das Kopflager auf und ermöglicht ein Schwenken innerhalb des großen mittigen Langlochs. Zur Verstellung des Nachlaufs wird die gesamte Platte entlang dreier schmaler Langlöcher innerhalb des Federbeindoms verschoben



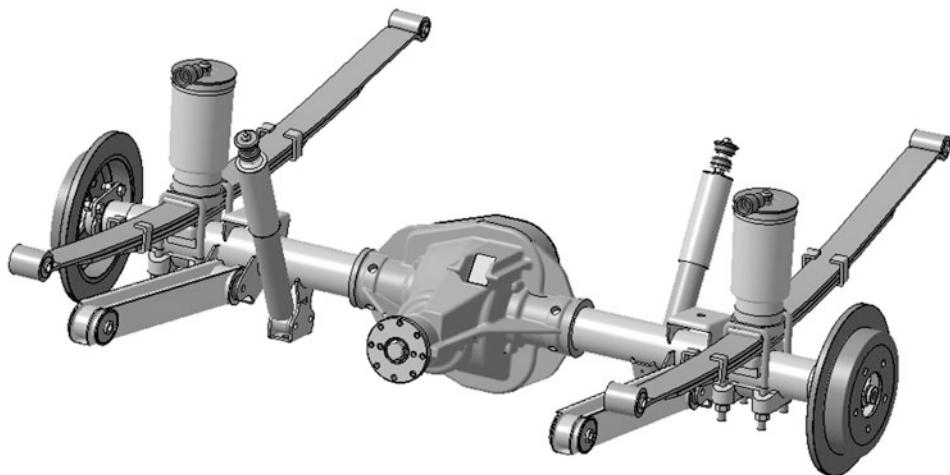


Abb. 4.72 Angetriebene Starrachse eines Pkw

Die beiden Achszapfen sind über zwei Rohrstücke, die in das Gehäuse des Achsgetriebes eingeschweißt sind, direkt miteinander verbunden. Die Führung der Achse in Längsrichtung übernehmen zwei Längslenker. In seitlicher Richtung reicht die Steifigkeit der Blattfeder aus um die Querkräfte aufzunehmen. Luftfederelemente helfen das Niveau bei unterschiedlichen Beladungen konstant zu halten



Abb. 4.73 Nicht angetriebene Verbundlenkerachse eines Pkw

Als Abwandlung einer Starrachse kann man die Verbundlenkerachse (*twist beam axle*) betrachten. Die beiden Räder einer Achse sind zwar direkt mit einem Achsträger miteinander verbunden, allerdings ist dieses Element mit einem offenen und damit torsionsweichen Profil gestaltet, (Abb. 4.73). Diese Querverbindung wirkt also auch wie ein

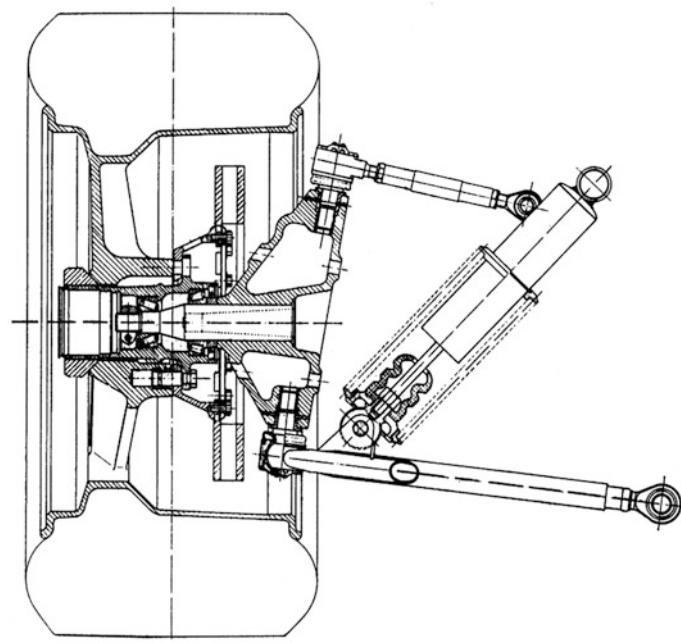


Abb. 4.74 Vorderachse eines älteren Rennfahrzeugs (Porsche 917) [7]

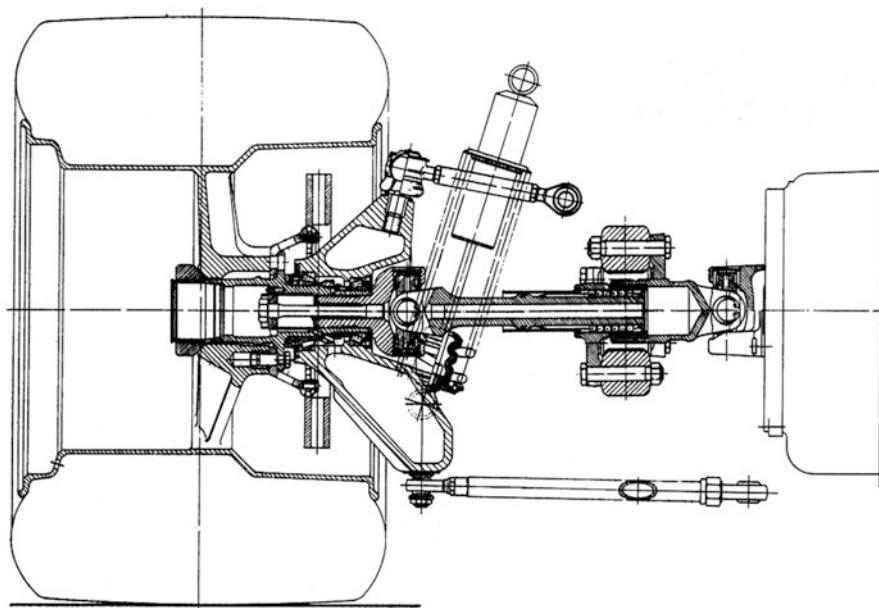
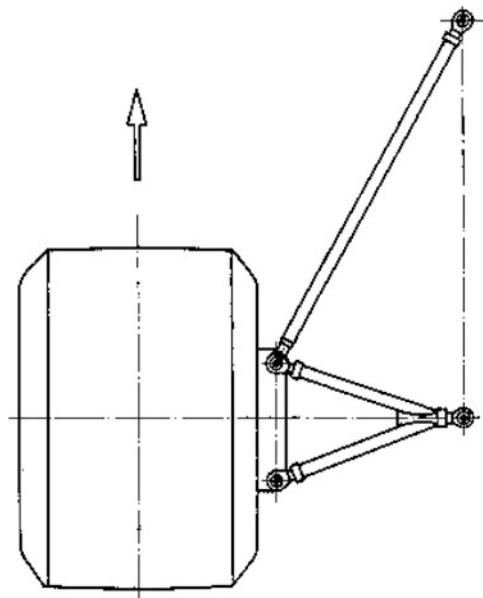


Abb. 4.75 Hinterachse eines älteren Rennfahrzeugs (Porsche 917) [7]

Abb. 4.76 Draufsicht auf die Radaufhängung aus (Abb. 4.75)

[7]

Die Ansicht zeigt die untere Querlenkerebene mit einer breiten, rahmenseitigen Basis zur Aufnahme der Bremskräfte. Der Querlenker ist also im Vergleich zu üblichen Querlenkern umgedreht angeordnet



Stabilisator. Die Räder haben über die Torsion des Querträgers eine gewisse Unabhängigkeit ähnlich einer Einzelradaufhängung, ein Teil der Radlast wird aber zwischen den Rädern übertragen.

4.3 Beispiele von Radaufhängungen von Rennfahrzeugen Examples of Race Car Suspensions

Einige Bilder von ausgeführten Radaufhängungen sollen abschließend das Gesamtsystem anschaulich vor Augen führen. Auf den (Abb. 4.74, 4.75, 4.76, 4.77, 4.78, 4.79, 4.80, 4.81, 4.82 und 4.83) sind Radaufhängungen verschiedener Rennfahrzeugklassen aus unterschiedlichen Epochen zu sehen.

4.4 Daten Data

Die Tab. 4.7 und 4.8 liefern einige Daten zu Vergleichszwecken bzw. als Startwerte für die Konstruktion.³

³Eine Zusammenstellung typischer Startwerte für die Entwicklung von Rennfahrzeugen findet sich im Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5 *Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung*, Kap. 5 *Abstimmung* Tab. 5.3.

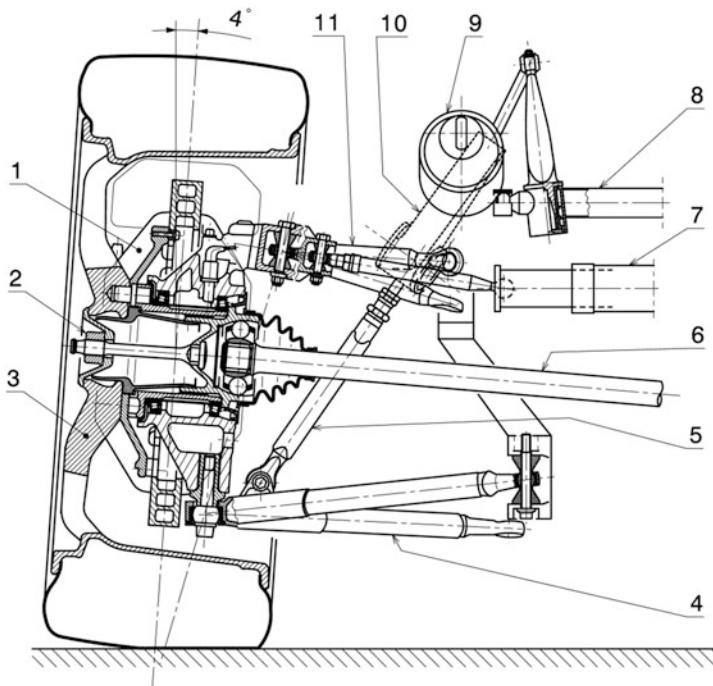


Abb. 4.77 Vorderachse eines Tourenwagens (Opel Calibra ITC 96) [11]

1 8-Kolben-Bremsattel *piston caliper*, 2 Zentralbefestigung *central fastening*, 3 Magnesiumrad *magnesium wheel*, 4 Unterer Querlenker *lower wishbone*, 5 Druckstab *push rod*, 6 Antriebswelle *drive shaft*, 7 hydraulische Lenkung *hydraulic steering*, 8 Stabilisator mit variabler Verstellung *variable anti-roll bar*, 9 Feder-Dämpfer-Einheit *coil-over-damper unit*, 10 Umlenkhebel *rocker*, 11 Oberer Querlenker *upper wishbone*

Das Fahrzeug weist Allradantrieb (Siehe z. B. Handbuch Rennwagentechnik Bd. 3 *Antrieb*, Abschn. 5.6.3 *Bauformen*.) auf

Die Stabilisatoren werden elektrohydraulisch verstellt



Abb. 4.78 Formel Renault Umlenkhebel und Stabilisator der Radaufhängung hinten, Fahrtrichtung nach rechts

Die Schubstreben (1) übertragen die Radlast über den Winkelhebel auf die Federbeine. Gleichzeitig verdrehen sie damit einen Schenkel des Stabilisators (2). Die Stabilisatorschenkel bewegen sich beim Ausfedern der Räder bis zu verstellbaren Anschlägen (3). Wird eine andere Stabilisatorkennlinie gewünscht, wird der ganze Stabilisator ausgewechselt. Es werden drei verschiedene Durchmesser-Varianten vom Fahrzeughersteller angeboten. Die Konsolen (4) der Lenkeranbindung sind 3- bzw. 4-fach verstellbar. Damit können Anfahrtickausgleich und Rollzentrum verstellt werden



Abb. 4.79 Formel BMW Radaufhängung hinten, Fahrtrichtung nach oben

Bei gleichseitiger Radhubbewegung wird die Kraft über die zwei Schubstreben (1) und den Winkelhebel (2) auf die Monofeder übertragen

Bei wechselseitiger Hubbewegung wird der Winkelhebel durch eine Schubstrebe (1) entlang seiner Drehachse verschoben und gegen ein Tellerfederpaket (3) gedrückt (Wirkung als Wank-Stabilisator). Die Vorspannung und Mittellage der Tellerfedern ist über beidseitige Schraubanschläge änderbar



Abb. 4.80 Vorderradaufhängung eines Formel-Renault-Wagens

Das Monofederbein wird von zwei Schubstaben (1, 2) und einem Winkelhebel (3) betätigt. Der Winkelhebel ist längs seiner Drehachse gegen Tellerfedern verschiebbar und wirkt so als Wankstabilisator



Abb. 4.81 Vorderradaufhängung eines Produktionssportwagens

Die Federbeine (1) stehen annähernd senkrecht und werden über den Umlenkhebel (2) betätigt. Die beiden Umlenkhebel werden über Gestänge (3) und Zwischenhebel (4) so miteinander verbunden, dass beim wechselseitigen Federn Radlasten übertragen werden. Dieses System wirkt also als Wankstabilisator

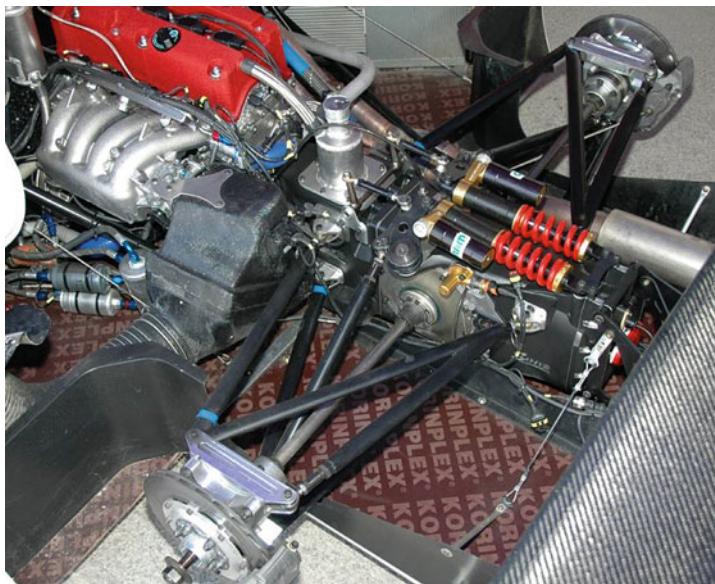


Abb. 4.82 Hinterradaufhängung eines Produktionssportwagens (Norma N20)

Die Abbildung zeigt die grundsätzliche Verwandtschaft von Rennfahrzeugen. Wenn die Außenhaut abgenommen wird, wird der Antriebsstrang sichtbar, der direkt an den Motor angeflanscht ist. Die hintere Radaufhängung ist am Getriebegehäuse gelagert und überträgt die Radlast über Druckstäbe und Umlenkhebel auf die Federbeine, die in Längsrichtung auf dem Getriebe sitzen. Der obere Querlenker stützt den Radträger an zwei Punkten über eine Verbindungskonsole ab. Damit lässt sich der Sturz ohne Vorspuränderung einstellen. Der kurze U-Stabilisator ist auf dem Flansch zwischen Getriebe und Kupplungsglocke gelagert

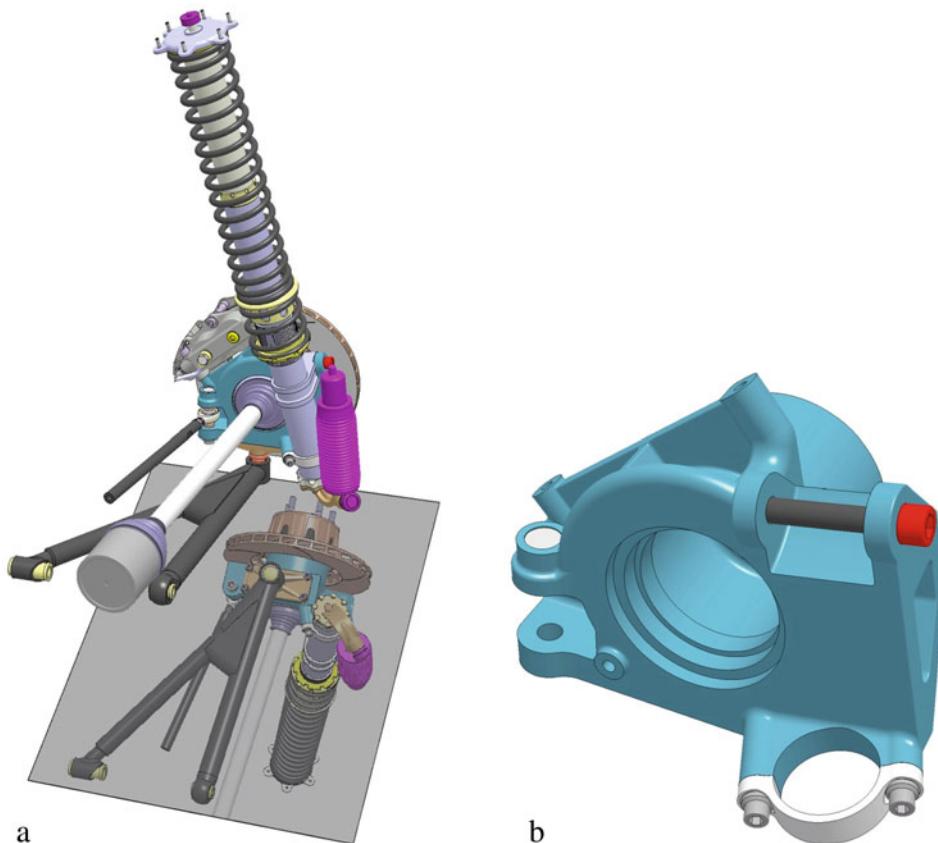


Abb. 4.83 Radaufhängung eines Rallye-Fahrzeugs mit Allradantrieb (Ford Fiesta RS WRC)
a Linke Vorderradaufhängung, b Radträger für linke Fahrzeugseite. Der Aluminium-Radträger ist aus dem Vollen gefräst und kann auf einer Fahrzeugseite vorne und hinten eingesetzt werden. Die untere Konsole wird dabei ausgetauscht: An der Hinterachse nimmt sie neben dem radseitigen Gelenk des unteren Dreiecklenkers auch jenes der Spurstange auf. Das Federbein ist mit dem Radträger verschraubt und weist an Vorder – und Hinterachse eine Neigung nach hinten auf. Der integrierte Dämpfer trägt ein externes Gasreservoir und seine Zug- und Druckstufe kann verstellt werden. Die Aufbaufeder stützt sich unten über eine kurze Helferfeder ab. Der gebaute Stahlquerlenker wird wagenseitig von einem Hilfsrahmen aufgenommen, der ebenfalls eine Rohr-Schweißkonstruktion ist. Die Bremsscheiben sind innenbelüftet und werden von einem Topf, der mit dem Rad mitverschraubt wird, gehalten. Auf Asphalt kommen Bremsscheiben mit 355 mm Durchmesser und 8 × 18 Zoll Räder zum Einsatz, auf Schotter und Schnee 300-mm-Scheiben gepaart mit 7 × 15-Zoll-Rädern

Tab. 4.7 Vergleich kinematischer Kennwerte ausgewählter Fahrzeuge, Pkw aus [12]

	Mercedes A-Klasse	BMW 3er	VW Phaeton	Formel Renault [13]	Audi R8 (LMP)
Antrieb ¹⁾	F	H	A	H	H
Achsprinzip ²⁾	FB	FB	ML	D	D
Lenkrollradius r_σ , mm	-20,7	4,8	-0,5	40,89	-
Nachlaufwinkel τ , °	2,83	5,8	3,71	4,49	9-12,5
Nachlauf $r_{\tau,k}$, mm	13,8	17,0	26,12	18,46	-
Spreizung σ , °	14,1	15,36	5,15	15,53	8,7
Spreizungsversatz, mm	44,12	83,3	22,19	-	-

¹⁾Antrieb: F: Frontantrieb, A: Allradantrieb, H: Hinterradantrieb²⁾Achsprinzip: FB: Federbeinachse, ML: Mehrlenkerachse, D: Doppelquerlenkerachse**Tab. 4.8** Vergleich kinematischer Kennwertebereiche von Fahrzeugtypen

Benennung	Wert	
	Serienfahrzeuge Pkw z. T. [14]	Rennfahrzeuge z. T. [15]
Sturz ε , °	Vorderräder -1 bis +0,5*) Hinterräder -0,5 bis -1,67*)	-0,5 bis -6
Nachlaufwinkel τ , °	Frontantrieb -2 bis +8 Heckantrieb +4 bis +11	+2,5 bis +4,5 Rallye: >10 (auf Sand), 2,5 (Schotter)
Nachlauf $r_{\tau,k}$, mm	0 bis 39,5 [16]	18
Spreizung σ , °	3 bis 12	5 bis 8
Lenkrollradius r_σ , mm	-30 bis +75	2 bis 4
Spurstellung (Vor-/Nachspur)	Vorderräder $0^\circ \pm 20'$ (-3 bis +3 mm) Hinterräder $0^\circ \pm 60'$ (-5 bis +5 mm)	etwas mehr als Serie. Vorderachse: $0,2^\circ$ bis $-1,5^\circ$ Hinterachse 0° bis 1°
Radvertikalbewegung, mm	-80 bis +120	-20 bis +30 (Formelwagen) -150 bis +350 (Rallyewagen)
max. Wankwinkel Wagenkasten bei 1 g Querbeschleunigung, °	8	0,8

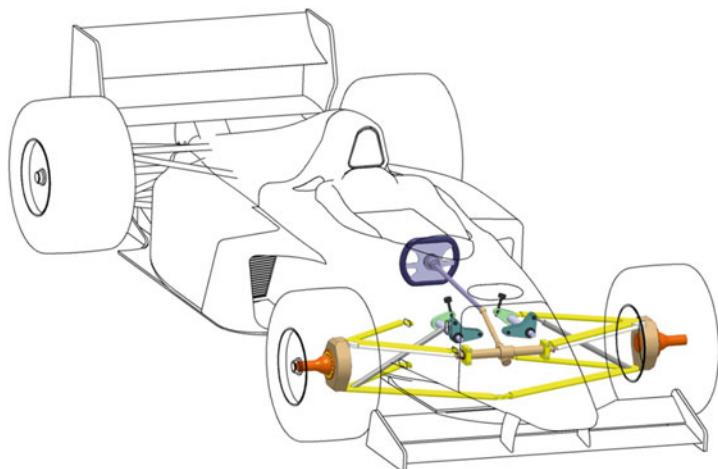
*)max. $\pm 4^\circ$ nach [16]

Literatur

1. Heißing, B.: Moderne Fahrwerksauslegung. Vortrag im Rahmen der ÖVK-Vortragsreihe, Graz 12. Mai (2004)
2. Crahan, T.C.: Modelling Steady-State Suspension Kinematics and Vehicle Dynamics of Road Racing Cars, Part II. SAE Paper 942506. In: Smith, C. (Hrsg.) Racing Chassis and Suspension Design. SAE International, Warrendale (2004)
3. Lis, A.: Bericht über 2KQ Rennfahrzeug von Reynard. Racecar eng. **27**, 34 ff (2000)
4. N.N.: Gelenklager, Gleitbuchsen, Gelenkköpfe: Katalog 236 Fa. INA, Helmut ELGES GmbH, Steinhagen (1999)
5. Aurora Bearing Company catalogue No. 503. Aurora, Illinois/Montgomery (2019)
6. Schweighart, T.: Das optimale Dakar-Rallye-Fahrwerk. Diplomarbeit an der FH JOANNEUM, Graz (2006)
7. Reimpell, J.: Fahrwerktechnik, 5. Aufl. Vogel, Würzburg (1982)
8. Klein, B.: Leichtbau-Konstruktion, 5. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2001)
9. Hintzen, H. et al.: Konstruieren und Gestalten, 3. Aufl. Vieweg, Braunschweig (1989)
10. Mattheck, C.: Verborgene Gestaltgesetze der Natur. Optimalformen ohne Computer, 1. Aufl. Forschungszentrum Karlsruhe GmbH, Karlsruhe (2006)
11. Indra, F.: Grande complication, der Opel Calibra der ITC-Saison 1996. Automobil Revue N. 50 (1996)
12. diverse Sonderausgaben ATZ MTZ für Audi A4. Springer Vieweg, Wiesbaden (2002–2005)
13. N.N.: Formula Renault 2000 manual. Renault Sport Promotion Sportive (2001)
14. Braess, H.-H., Seiffert, U.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 4. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2005)
15. McBeath, S.: Competition Car Preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
16. Henker, E.: Fahrwerktechnik. Springer Vieweg, Wiesbaden (1993)

Lenkung *Steering*

5



Der Fahrer eines mehrspurigen Fahrzeugs hat eigentlich nur wenige Stellhebel zur Verfügung um das Verhalten des Wagens in gewünschter Weise zu beeinflussen. Ein wichtiges System dahingehend ist die Lenkung. Gleichzeitig liefert sie dem Fahrer wichtige Informationen über den Reifen-Fahrbahnkontakt, soll aber zugleich störende Einflüsse von der Fahrbahn herausfiltern.

5.1 Anforderungen Requirements

Die Lenkung dient dazu den Sollkurs des Fahrzeuges über Lenkraddrehung durch den Fahrer beizubehalten. Dabei stützt sich der Fahrer nicht nur auf Informationen, die ihm die Augen liefern, sondern auch wesentlich andere Sinneseindrücke, z. B. die Wankneigung des Wagenkastens, die über den Sitz auf ihn einwirkenden Seitenkräfte, das über das Lenkrad fühlbare Rückstellmoment der Reifen und die Schwimmwinkeländerung des Fahrzeugs, die ein Maß für die Änderung der Schräglaufwinkel der Hinterachse darstellt.

Folgende Anforderungen sind im Einzelnen von Bedeutung:

- Einschlagwinkel der Räder: Maximaler Einschlag für engste Kurve der Strecke und zum Gegenlenken bei Ausbrechen des Hecks
- Leichtgängigkeit
- Spielfreiheit
- Rücklauf in die Mittelstellung (Geradeausfahrt)
- Sicherheit
- Kinematik: Isolierung von Reifenkräften vom Lenkrad, soweit sinnvoll, d. h. keine Stöße usw. weiterleiten
- Exaktheit und Symmetrie, d. h. Lenkeinschlag bewirkt eindeutigen Lenkwinkel der Räder sowie nach links und rechts denselben Radeinschlag
- die Informationen über den Bewegungszustand des Fahrzeugs durch das Lenkrad an den Fahrer melden¹
- geringer Bauraumbedarf für gesamte Lenkanlage

Diese Anforderungen sind schwerer zu erfüllen als es auf den ersten Blick scheinen mag. Die Lenkung kann nämlich nicht losgelöst vom Gesamtsystem Mensch-Fahrzeug betrachtet werden. Im Gegenteil sie ist Stell- und Rückkoppelungsglied in einem komplizierten Regelsystem. Der Fahrer bewirkt durch Drehen des Lenkrads eine (direkte oder nach einer vorgegebenen Gesetzmäßigkeit bestimmte) Winkeländerung der Vorderräder. Die Reifen bauen durch den hervorgerufenen Schräglauftyp Seitenkräfte auf und drehen das Fahrzeug um die Hochachse. Diese Änderung der Fahrtrichtung ruft auch an der Hinterachse Seitenkräfte hervor, die wiederum nur über Schräglauftyp erzeugt werden können. Auf diese Änderung der Stellung des Fahrzeugs reagiert der Fahrer durch Lenken. Abb. 5.1 zeigt den Verlauf von Schräglaufwinkeln bei einem abrupten Einschlagen (Lenkwinkelsprung, J-Turn).² Der Reihe nach wird zuerst den gelenkten Vorderrädern und erst nach einer beginnenden Drehung des Fahrzeugs den Hinterrädern ein Schräglaufwinkel aufgezwun-

¹Der haptische Sinneskanal ist der schnellste des Menschen. Es können Reaktionszeiten von ca. 0,1 s vom Fahrer angesprochen werden [1].

²Genaueres zu diesem Test siehe Handbuch Rennwagentechnik, Bd. 5 *Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung*, Kap. 5 *Abstimmung*.

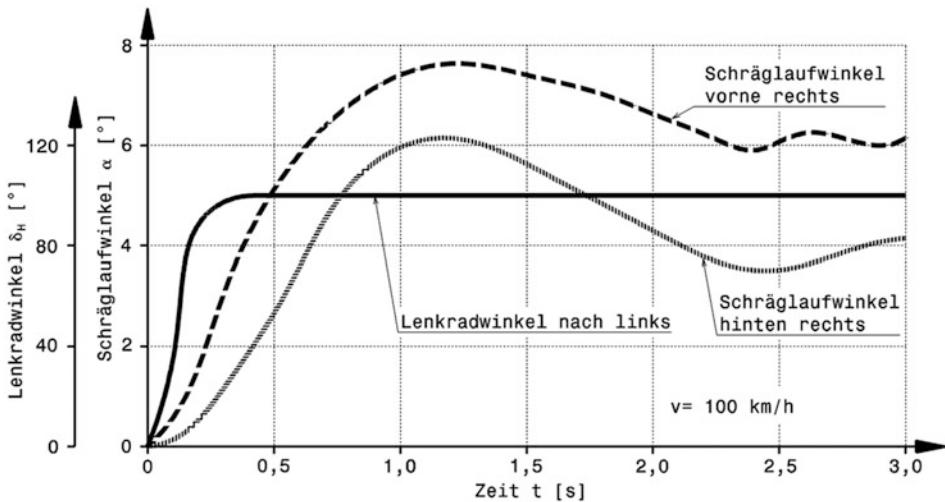


Abb. 5.1 Lenkwinkelsprung an einem Pkw, nach [2]

Das Lenkrad wird bei diesem Versuch um 100° in $0,2$ s eingeschlagen. Beim betrachteten kurvenäußerem Vorderreifen wächst der Schräglauwinkel dadurch auf über 7° an. Der Schräglauwinkel des entsprechenden Hinterreifens ist über der betrachteten Zeit stets kleiner. Das Fahrzeug untersteuert also und die Schräglauwinkel klingen über der Zeit ab

gen. Der Wagen benötigt einige Sekunden, bis sich ein eingeschwungener Zustand einstellt.

Zum Vergleich zeigt (Abb. 5.2) die Zielbereiche bei der Pkw-Fahrwerksentwicklung. Diese Werte betreffen eine stationäre Kreisfahrt mit einem Radius von 100 m.

5.2 Auslegung Terms

Grundsätzlich gibt es verschiedene Arten die Richtung eines Fahrzeugs gezielt zu beeinflussen. An mehrspurigen Fahrzeugen mit Luftreifen finden sich Drehschemellenkungen, Knicklenkungen und Achsschenkellenkungen. Die beiden ersten Arten haben den Nachteil, dass sich beim Lenken die Standfläche verringert und Störkräfte an einem Hebelarm wirken, der der halben Spurweite entspricht. Außerdem können die Vorder- oder die Hinterräder sowie alle Räder gelenkt werden. Bei schnellen Fahrzeugen hat sich jedoch eine Bauart allein durchgesetzt: Die Achsschenkellenkung an der Vorderachse. In Folge wird deshalb nur diese betrachtet.³ Die Drehachse des Radträgers bzw. „Achsschenkels“ gegenüber der Radaufhängung (z. B. ein „Achsschenkelbolzen“) ist im Allgemeinen während des reinen Lenkvorgangs unveränderlich (reine Drehbewegung des Radträgers);

³Betrachtungen zur Allradlenkung finden sich in Abschn. 7.

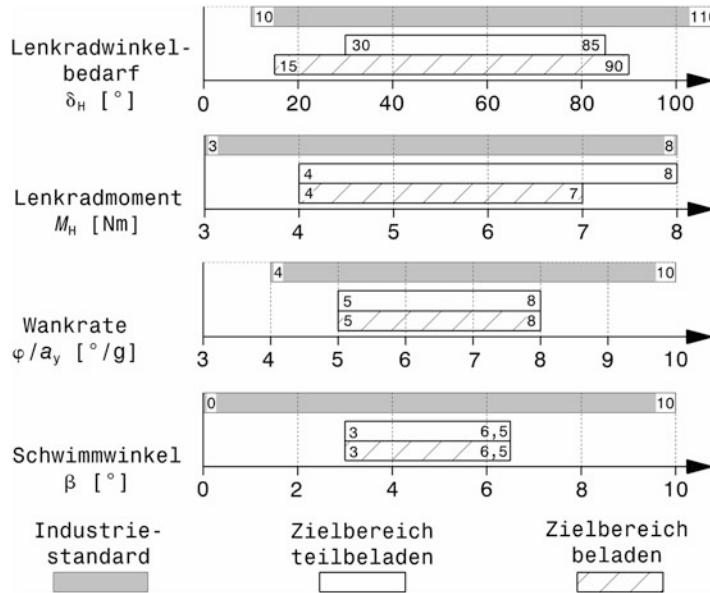


Abb. 5.2 Pkw-Zielwerte bei der Kreisfahrt, nach [3]

Stationäre Kreisfahrt mit 100 m Radius

inzwischen gibt es aber bei Pkw auch Radaufhängungen mit veränderlicher Drehachse („virtueller“ Drehachse).

5.2.1 Lenkwinkel, Spurdifferenzwinkel **Steer Angle, Ackermann Angle**

Die Fahrwerkshauptabmessungen Radstand und Spurweite haben bei gewünschtem Wendekreisdurchmesser einen direkten Einfluss auf den Lenkwinkelbedarf.⁴

Fährt ein Fahrzeug eine Kurve sehr langsam, also genau genommen ohne Seitenkraft, dann müssen alle Räder tangential zu Kreisbahnen stehen, die denselben Mittelpunkt aufweisen. Diese Überlegung führt zur so genannten Ackermann-Bedingung. Diese idealen Lenkwinkel am kurveninneren und -äußersten Rad nach Ackermann folgen gemäß (Abb. 5.3) der Beziehung:

$$\cot \delta_{A,o} = \cot \delta_i + \frac{j}{l} \quad (5.1)$$

⁴Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik, Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 2 *Konzept* insbesondere Abb. 2.7.

δ_b , $\delta_{A,o}$	Lenkwinkel nach Ackermann, °. (Siehe Abb. 5.3)
l	Radstand, mm
$j = b_f - 2r_\sigma$	Spreizungsachsenabstand, mm. (Siehe Abb. 5.4) Bei negativem Lenkradius wird das Vorzeichen positiv.

Die Differenz der Lenkwinkel zwischen innen (i) und außen (o) ist der Spurdifferenzwinkel (Lenkdifferenzwinkel): $\Delta\delta_A = \delta_i - \delta_{A,o}$.

Der Spurkreisdurchmesser D_S folgt zu:

$$D_S = 2R_S = 2 \left(\frac{l}{\sin \delta_{A,o, \max}} + r_\sigma \right) \quad (5.2)$$

D_S	Spurkreisdurchmesser, mm
$\delta_{A,o, \max}$	größter Einschlagwinkel des kurvenäußersten Rads, mm

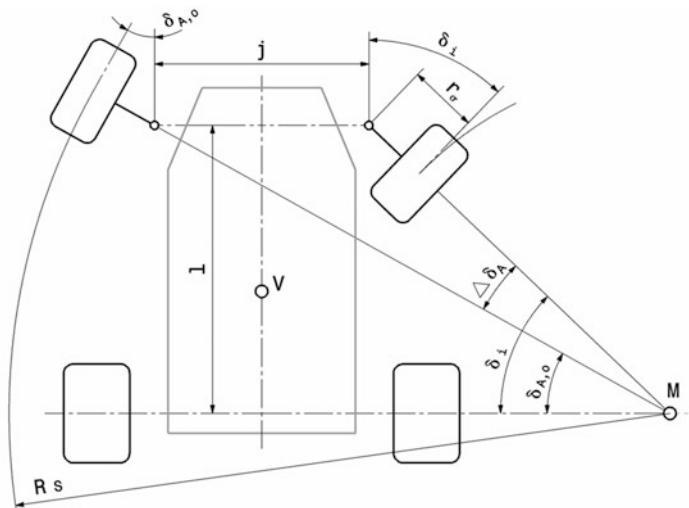


Abb. 5.3 Kinematische Zusammenhänge beim Kurvenfahren (Ackermann)

Fahrzeugverhalten bei reinem Rollen um den Pol M

j Spreizungsachsenabstand auf der Fahrbahn, (siehe Abb. 5.4) *distance of steering axes on road*

$\delta_{A,o}$ Lenkwinkel am kurvenäußersten Rad *steering angle outer wheel*

δ_i Lenkwinkel am kurveninneren Rad *steering angle inner wheel*

$\Delta\delta_A$ Spurdifferenzwinkel *Ackermann angle*

R_S Spurkreisradius *turning circle radius*

l Radstand *wheelbase*

V Schwerpunkt des Fahrzeugs *vehicle centre of gravity*

Abb. 5.4 Streckenbezeichnungen zu (Abb. 5.3)
 EG Spreizungsachse
 (Lenkachse) steering axis
 j Spreizungsachsenabstand auf der Fahrbahn
 b_f Spurweite vorne front track
 r_σ Lenkradrollradius, in der Darstellung positiv scrub radius

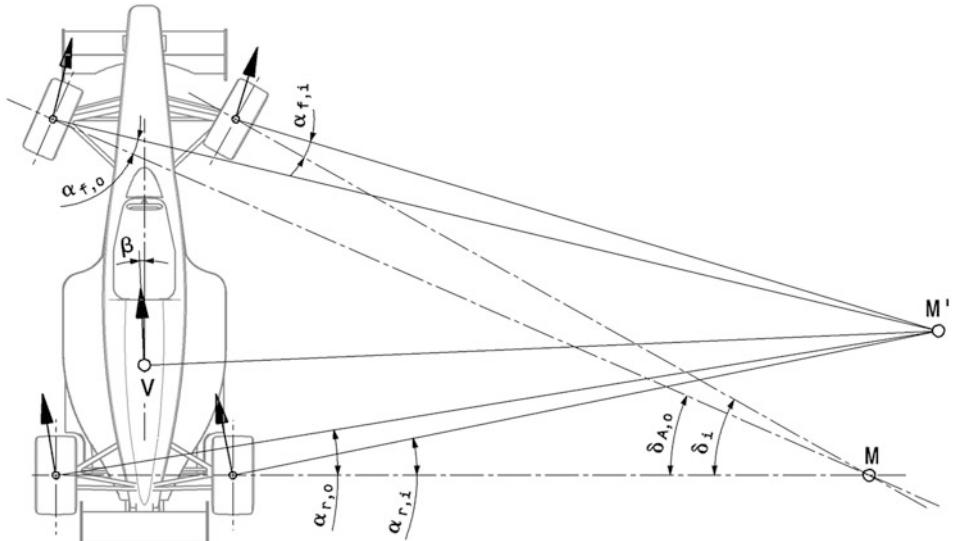
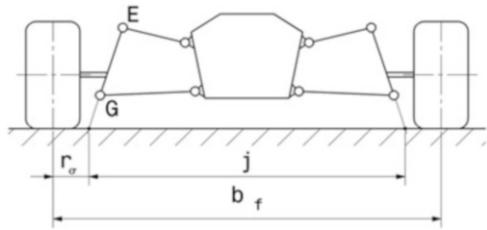
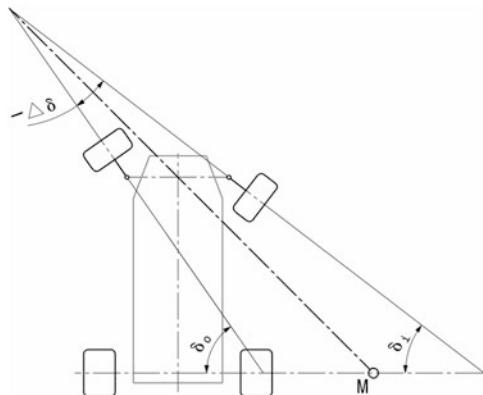


Abb. 5.5 Kurvenfahrt bei Querbeschleunigung
 $\alpha_{f,r}$ Schräglaufwinkel vorne bzw. hinten, kurveninnen bzw. -außen slip angle
 β Schwimmwinkel attitude angle
 M Pol nach Ackermann instantaneous centre acc. to Ackermann
 M' tatsächlicher Pol

Man erkennt, dass für wendige Fahrzeuge der Radstand klein und der Einschlagwinkel groß sein müssen. Die Einschlagwinkel sind begrenzt, durch die Gestaltung der Querlenker (Abschn. 4.2.1 *Doppelquerlenkerachse*), durch den Platzbedarf für Ein/Ausfedern bei umschlossenen Rädern und durch den Beugewinkel der Antriebswellen bei angetriebenen Achsen. Ein kurzer Radstand hat fahrdynamische Nachteile und ist kaum eine Lösung.

Fährt ein Fahrzeug eine Kurve, tritt tatsächlich eine Querbeschleunigung auf und die Reifen müssen einen Schräglaufwinkel aufbauen, damit sie Seitenkräfte übertragen können. Der Pol, um den sich das Fahrzeug dreht, wandert dabei im Vergleich zum idealen Pol nach Ackermann nach vorne, (Abb. 5.5).

Abb. 5.6 Erhöhung der Seitenführungskraft vorne in weiten Kurven, also bei geringen Lenkwinkeln
Das kurvenäußere Rad wird stärker eingeschlagen als das kurveninnere. Der Lenkdifferenzwinkel $\Delta\delta$ ist also negativ



Bei starker Motorisierung wird ein Teil fehlenden Einschlags mit dem Fahrpedal, also durch große Schräglauwinkel an der Hinterachse (Leistungsübersteuern, Lastübersteuern) wettgemacht. Ein gewisser Einschlagwinkel wird jedoch für Fahrzeuge gebraucht, bei denen ausbrechende Wagen durch Gegenlenken abgefangen werden müssen, etwa bei Rallye- und Raifahrzeugen. In dem Fall machen sich auch variable Lenkübersetzungen bezahlt, wodurch der Fahrer rascher (also ohne Umgreifen zu müssen) den erforderlichen großen Radeinschlag erzielen kann.

Weitere Überlegungen zum Maximaleinschlag ergeben sich durch das tatsächliche Verhalten der Reifen beim Kurvenfahren. In schnellen Kurven führt eine Ackermannauslegung dazu, dass die kurvenäußersten Schräglauwinkel kleiner sind als die inneren. Es wird also das Seitenkraftpotential nicht voll ausgenutzt, weil gerade die höheren Radlasten Kurvenaußen mehr Seitenkraft zuließen. Wenn das kurvenäußere Rad einen stärkeren Lenkeinschlag erhält als das innere (Abb. 5.6), spricht die Lenkung schneller an und zwingt dem stärker belasteten kurvenäußerem Rad einen größeren Schräglauwinkel auf. Die Seitenführung der Vorderachse kann auf diese Weise erhöht werden (vgl. Abschn. 2.2.2 *Entwicklungsziele*). Der Vorteil wirkt sich jedoch nur in schnell befahrenen Kurven aus; in engen besteht kaum die Möglichkeit, die Seitenführungskraft der Reifen voll auszunutzen. Dieser Effekt dürfte deshalb einen Einfluss lediglich bis zu Kurvenhalbmessern von $R= 20$ m haben [2], was je nach Fahrzeug einem Lenkwinkel von 5-10° entspricht. Bei größeren Einschlägen sollte die Istkurve der Spurdifferenzwinkel sich der Sollkurve (Ackermannwinkel) wieder annähern, damit der Reifenverschleiß und der Rollwiderstand in engen Kurven reduziert werden. Abb. 5.7 zeigt einen solchen Verlauf des Lenkdifferenzwinkels.

Der Lenkwinkel kann also bei geringen Lenkwinkeln an Innen- und Außenrädern gleich groß sein (Paralleleinschlag, d. h. Spurdifferenzwinkel ist Null). So kann der zur Verfügung stehende Platz besser genutzt werden. Paralleleinschlag kann ein brauchbarer Kompromiss für Straßenkurse sein [4].

Die Abweichung vom idealen Ackermannwinkel wird Lenkfehler genannt:

$$\Delta\delta_F = \delta_o - \delta_{A,o} = \Delta\delta_A - \Delta\delta \quad (5.3)$$

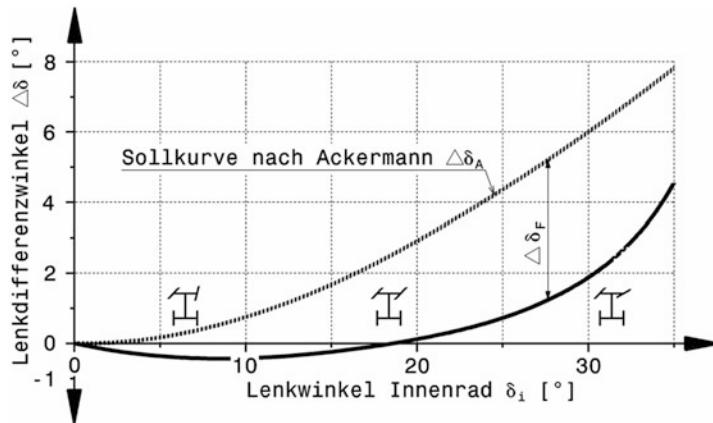


Abb. 5.7 Verlauf eines idealen Spurdifferenzwinkels $\Delta\delta$

Das Diagramm zeigt den Verlauf des Spurdifferenzwinkels aufgetragen über dem Lenkwinkel des kurveninneren Rads δ_i . Zusätzlich ist der Verlauf des Spurdifferenzwinkels $\Delta\delta_A$ nach Ackermann eingetragen. Die resultierende Lenkabweichung $\Delta\delta_F$ ist für einen Lenkwinkel eingezeichnet. Bei geringen Lenkwinkeln schlägt das kurvenäußere Rad mehr ein als das innere. Dazwischen gibt es einen Übergangsbereich, in dem die Räder parallel stehen und bei großen Einschlägen nähert sich der Verlauf bis etwa zur Hälfte der Ackermann-Kurve.

$\Delta\delta_F$	Lenkfehler, besser: gewollte Lenkabweichung, °
δ_i bzw. o	Lenkwinkel innen bzw. außen
$\Delta\delta_A$	Lenkdifferenzwinkel nach Ackermann, °. $\Delta\delta_A = \delta_i - \delta_{A,o}$.
$\Delta\delta$	gewollter Lenkdifferenzwinkel, °. $\Delta\delta = \delta_i - \delta_o$.

Die Lenkung soll somit einen Verlauf der Lenwkinkeldifferenz erzeugen wie er in (Abb. 5.7) dargestellt ist.

Manchmal wird die Abweichung von der Ackermannauslegung auch in Prozent ausgedrückt:

$$\text{Prozent Ackermann} = \frac{\Delta\delta}{\Delta\delta_A} \cdot 100 \% \quad (5.4)$$

0 % Ackermann:	Paralleleinschlag.
100 % Ackermann:	Der gewollte Lenkdifferenzwinkel entspricht genau dem Differenzwinkel nach Ackermann.
- x % Ackermann:	Anti-Ackermann – der Lenkdifferenzwinkel ist negativ. Das kurveninnere Rad schlägt weniger ein als das äußere.

Wird die Lenkung für einen bestimmten Reifen ausgelegt, fällt die Entscheidung wie der Verlauf des Lenkdifferenzwinkels aussehen soll leichter. Der Ansatz hierbei ist, dass beide

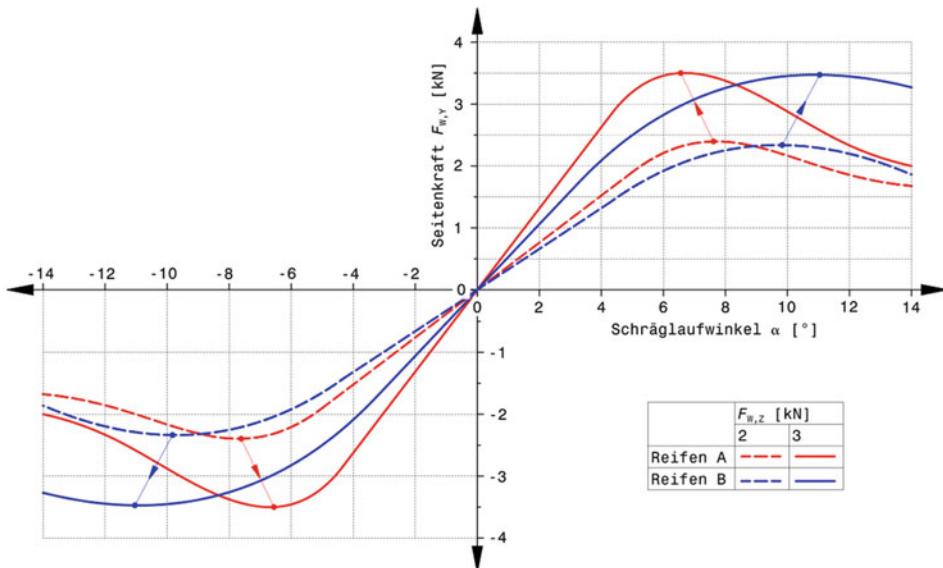


Abb. 5.8 Vergleich der Seitenkraftkennlinien zweier Reifen

Bei Reifen A (rot) verlagern sich die Schräglaufwinkel der Maxima von $F_{W,Y}$ zu niedrigeren Werten mit steigender Radlast $F_{W,Z}$. Reifen B (blau) zeigt das umgekehrte Verhalten

Reifen – also kurveninnen und –außen – im Idealfall bei der Kurvenfahrt gleichzeitig ihre maximale Seitenführungskraft $F_{W,Y}$ zur Erzielung der größten Querbeschleunigung aufbauen. Je nach Reifenausführung verlagert sich das Maximum von $F_{W,Y}$ mit steigender Radlast $F_{W,Z}$ zu größeren oder kleineren Schräglaufwinkeln hin (Abb. 5.8). Damit trotz Radlastverlagerung nun beide Reifen gleichzeitig das Maximum von $F_{W,Y}$ erreichen können, muss die Lenkung diesen Einfluss kompensieren (Abb. 5.9).

Bei Reifen A (rot) erreicht das kurveninnere Rad das Maximum der Seitenkraft $F_{W,Y}$ bei einem größeren Schräglaufwinkel ($A_i = 7.7^\circ$) als das kurvenäußere ($A_o = 6.6^\circ$). Eine leichte Ackermannauslegung kann nun dafür sorgen, dass das kurveninnere Rad einen größeren Schräglaufwinkel erhält. Damit können beide Reifen im Kurvenscheitel ihre maximale Seitenkraft aufbauen. Umgekehrt verhält es sich bei Reifen B (blau). Die ideale Auslegung der Lenkung sieht so aus, dass das kurveninnere Rad weniger stark als das äußere einschlägt (Anti-Ackermann). Dann ergibt sich am Innenrad ein kleinerer Schräglaufwinkel als am Außenrad. Bei dieser Konstellation können beide Reifen der gelenkten Achse ihr Maximum an Seitenführung gleichzeitig erreichen. Die tatsächlichen Verhältnisse sind komplizierter, weil bei dieser Betrachtung u. a. der Sturz vernachlässigt wird.

Für diese Auslegung ist neben dem Reifenverhalten die Radlastverlagerung ausschlaggebend. Bei Fahrzeugen mit hohem aerodynamischen Abtrieb fällt die Radlastdifferenz zwischen Innen- und Außenrad kleiner aus. Der Lenkdifferenzwinkel kann somit ebenfalls

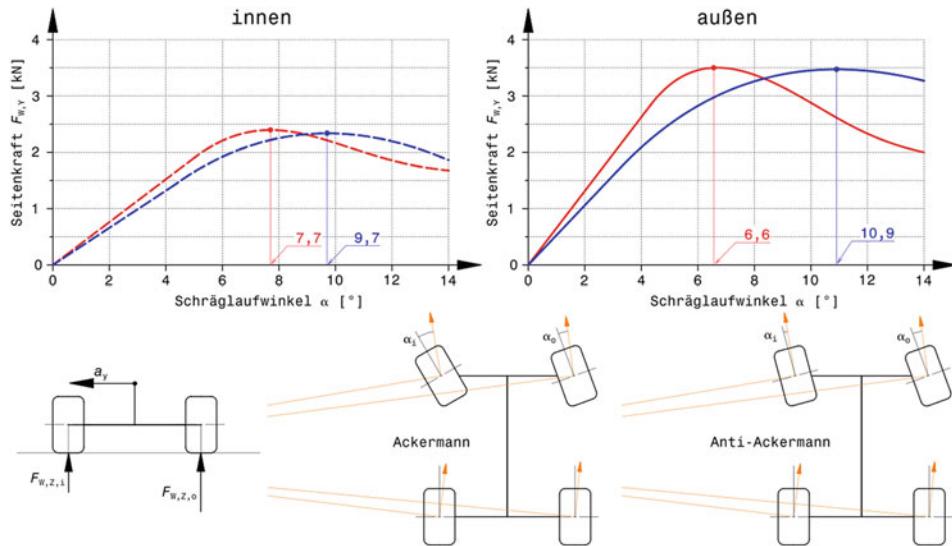


Abb. 5.9 Einfluss des Reifens auf die Wahl der Lenkungsauslegung

Die Reifenkennlinien stammen von (Abb. 5.8). Es sind aus Gründen der Übersichtlichkeit nur jene Teile der Reifenkennlinien dargestellt, die gebraucht werden. Durch die Radlastverlagerung bei Kurvenfahrt sind die Radlasten am Innen- und Außenrad unterschiedlich. Für die Innenräder sind daher die Kennlinien für geringere Radlasten dargestellt, für die Außenräder jene für höhere Aufstandskräfte

kleiner gestaltet werden. Des Weiteren muss zwischen schnellen und langsamen Kurven unterschieden werden. In schnellen Kurven ist der Lenkwinkel kleiner als in langsamen Kurven. Bei kleinen Lenkwinkeln kommt ein Lenkdifferenzwinkel, der mit dem Radeinschlag anwächst, weniger zum Tragen als bei großen Radeinschlägen. Bei der Abstimmung des Wagens für solche Kurven kann man mit der statischen Vor- bzw. Nach Spureinstellung arbeiten. Für langsame Kurven kann eine entsprechende (Anti-)Ackermann-Auslegung die statische Einstellung vorteilhaft kompensieren.

Ein Nebeneffekt einer Abweichung von der Ackermannauslegung ist ein kleinerer Spurkreisdurchmesser bei sonst gleicher Fahrzeuggeometrie [2]:

$$D_S = 2 \left(\frac{l}{\sin(\delta_{A,o, \max})} + r_\sigma \right) - 0,1 \cdot \Delta \delta_F \quad (5.5)$$

$\Delta \delta_F$	gewollte Lenkabweichung, °
D_S	Spurkreisdurchmesser, m
r_σ	Lenkrillradius, m
l	Radstand, m

Man erkennt, dass je 1° Lenkabweichung der Spurkreisdurchmesser um 0,1 m kleiner wird.

Die maximalen Einschlagwinkel bei Pkw liegen im Bereich von 45 bis 50° , bei Formelwagen genügen im Allgemeinen Werte um 20° .

5.2.2 Kenngrößen der Lenkgeometrie *Parameters of Steering Geometry*

Die Stellung der Vorderräder wird durch verschiedene Kenngrößen beschrieben, wie sie teilweise im (Abschn. 2.2 *Begriffe*) betrachtet werden (Abb. 5.10). Dazu kommen noch weitere Größen, die nicht durch einen sichtbaren Konstruktionsparameter dargestellt werden können, sondern die rechnerisch aus mehreren geometrischen Größen hervorgehen. Sie sind für die Beurteilung und Auslegung von Lenkgeometrien hilfreich.

Der Spreizungswinkel σ und der Nachlaufwinkel τ beeinflussen wesentlich die Änderung des Radsturzes ϵ beim Einschlagen des Rades. Die Lenk- oder Spreizungsachse EG schneidet die Fahrbahn im Punkt A. Der horizontale Abstand des Radaufstandspunkts W von A in der Ansicht von hinten heißt Lenkradius r_σ , obwohl der Radaufstandspunkt W beim Lenken im Allgemeinen nicht mit diesem Radius umläuft, weil der tatsächliche, räumliche Abstand der beiden Punkte größer ist. In der Seitenansicht wird der Nachlauf sichtbar. Die Spreizungsachse ist mit dem Nachlaufwinkel τ gegen die Senkrechte geneigt. Die Radmitte muss nicht auf der Projektion der Lenkachse liegen, sondern kann um einen Nachlaufversatz n_τ nach vorn (positive X-Richtung) oder nach hinten (negative X-Richtung) verschoben sein. Der Abstand der Punkte W und A in der Seitenansicht wird Nachlaufstrecke $r_{\tau,k}$ genannt. Wird ein negativer Nachlaufversatz n_τ (also in negative

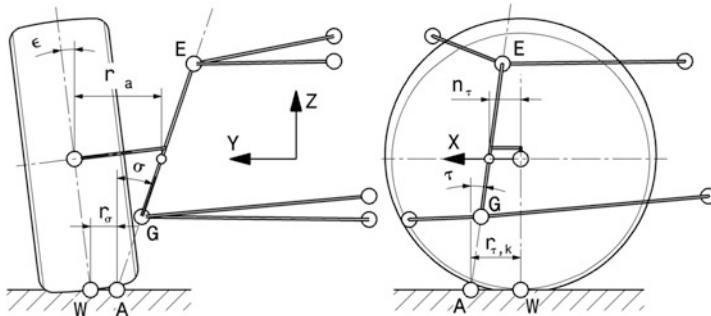


Abb. 5.10 Kenngrößen von Lenkgeometrien, nach [5]

Ansicht von hinten (links, Querebene YZ) und Ansicht von der Seite (rechts, Längsebene XZ))

σ Spreizungswinkel *king pin inclination angle*

τ Nachlaufwinkel *castor angle*

r_σ Lenkradius *scrub radius, steering offset at ground, kingpin offset at ground*

r_a Spreizungsversatz *kingpin offset at hub, wheel centre offset*

$r_{\tau,k}$ Nachlaufstrecke *trail, castor offset at ground*

n_τ Nachlaufversatz *castor trail at wheel centre*

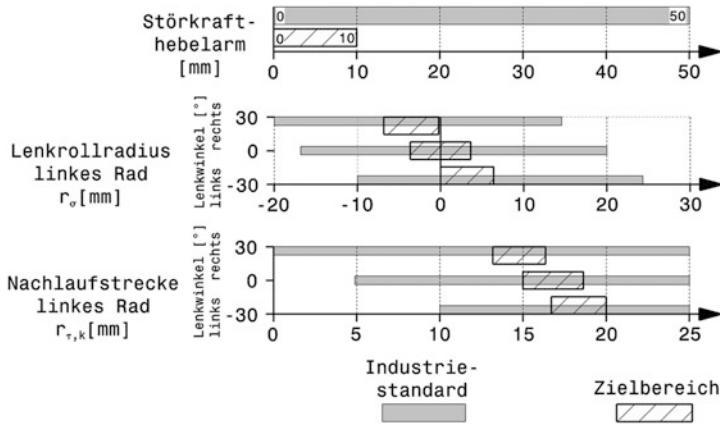


Abb. 5.11 Zielbereiche von Kenngrößen von Pkw-Vorderachsen, nach [3]

X-Richtung) vorgesehen, so verkleinert sich die Nachlaufstrecke $r_{\tau,k}$ um diesen Betrag und die Sturzänderung beim Lenken wird günstiger.

Entsprechend zum Nachlaufversatz wird ein Spreizungsversatz r_a bezeichnet. Das ist der horizontale Abstand der Radmitte von der Spreizungsachse in der Ansicht von hinten (in X-Richtung). Dieser Abstand wird in der Literatur⁵ auch als Längs-, Stör- oder Antriebskrafthebelarm bezeichnet, weil sämtliche vom Reifen kommenden Kräfte beim rein rollenden Rad über die Radlager im Radmittelpunkt an den Radträger und somit auch an die Lenkung weitergeleitet werden.

Abb. 5.11 zeigt Zielwerte für einige Kenngrößen aus der Pkw-Entwicklung.

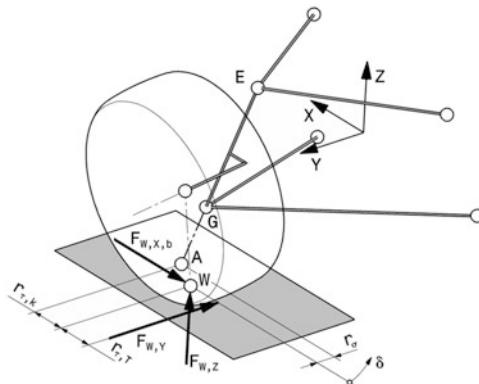
Mit obigen geometrischen Größen, welche die Radstellung beschreiben, können die Wirkungen von Reifenkräften berechnet werden, Abb. 5.12.

Greift eine Bremskraft $F_{W,X,b}$ in X-Richtung am Reifen an, so liefert diese zusammen mit dem Lenkradius ein räumliches Moment um die Z-Achse [5]:

$$M_{A,Z,b} = F_{W,X,b} \cdot r_\sigma \quad (5.6)$$

$M_{A,Z,b}$	Moment der Bremskraft um den Schnittpunkt A der Lenkachse, N m.
	Dieses Moment dreht um die Z-Achse und nicht um die Lenkachse.
$F_{W,X,b}$	Bremskraft eines Reifens, N
r_σ	Lenkradius, m

⁵Allerdings nicht durchgehend: Mitunter wird damit auch der tatsächliche Abstand der Radmitte von der Lenkachse bezeichnet, so auch in diesem Buch, siehe Abschn. 2.2.1 *Begriffe*.

**Abb. 5.12** Kräfte am Vorderreifen

Dargestellt ist ein linker Vorderreifen

W Radaufstandspunkt

A Schnittpunkt der Spreizungsachse mit der Fahrbahn

EG Lenk- oder Spreizungsachse

δ Lenkwinkel

F_{W,X,b} BremskraftF_{W,Y} SeitenkraftF_{W,Z} Radlastr_{τ,k} Nachlaufstrecke *castor trail in wheel centre*r_{τ,T} Reifennachlauf *pneumatic trail*

Das Moment um die Spreizungsachse ergibt sich aus der Projektion des Momentenvektors auf diese:

$$M_{A,b} = F_{W,X,b} \cdot r_\sigma \cdot \cos \sigma \cdot \cos \tau \quad (5.7)$$

M _{A,b}	Moment der Bremskraft um die Lenkachse, N m
------------------	---------------------------------------------

Man erkennt, dass mit größer werdendem Lenkrollradius r_σ das Moment der Bremskraft wächst. Aus dem Grund soll der Lenkrollradius möglichst klein sein. Dann wirken sich unterschiedliche Reibverhältnisse beim Bremsen nicht so stark auf die Lenkung aus. Bei Pkw werden auch negative Lenkrollradien (d. h. r_σ weist vom Radaufstandspunkt W nach außen) eingesetzt mit dem Ziel bei ungleichseitig wirkenden Bremsen einen stabilisierenden Gegenlenkeffekt zu erzeugen. Geometrisch bedeutet ein negativer Lenkrollhalbmesser, dass die Gelenkspunkte E und G des Radträgers weiter zur Radmitte rücken müssen und dadurch die Bremsscheibe weiter nach außen verlegt werden muss. Das kann bei schmäleren Tiefbettfelgen einen Durchmesserverlust der Bremsscheibe von etwa 25 mm zur Folge haben, wenn der Felgendurchmesser gleich bleibt.

Entsprechend der Bremskraft wirkt eine Seitenkraft $F_{W,Y}$ über den Längsabstand zwischen der Kraft und dem Durchstoßpunkt A der Lenkachse mit der Fahrbahn. Der Gesamtabstand ergibt sich aus der Summe von kinematischem Nachlauf (Nachlaufstrecke $r_{\tau,k}$) und Reifennachlauf $r_{\tau,T}$.

Dadurch dass die Lenkachse nicht senkrecht zur Fahrbahn steht, ändert sich der Abstand der Radmitte zur Fahrbahn zwangsläufig. Dabei hebt oder senkt sich der Vorderwagen beim Lenken. Die Radlast hat also einen Einfluss auf das Lenkmoment, das vom Fahrer aufgebracht werden muss. Rechnerisch wird diese Erscheinung durch den Radlasthebelarm q (*wheel-load lever arm*) erfasst. Der auf die Z-Achse (im Punkt A) bezogene Radlasthebelarm ist:

$$q = r_\sigma \cdot \tan \tau + r_{\tau,k} \cdot \tan \sigma \quad (5.8)$$

q	Radlasthebelarm, mm
-----	---------------------

Winkel und Längen: (Siehe Abb. 5.10 und 5.12)

Das Moment der Radlast um die Z-Achse ergibt sich daraus unmittelbar zu:

$$M_{A,z} = q F_{W,z} \quad (5.9)$$

$M_{A,z}$	Moment um Z-Achse, N mm
-----------	-------------------------

Durch die räumliche Neigung unterscheidet sich das Moment $M_{A,EG}$ der Radlast um die Lenkachse EG von $M_{A,z}$ durch den eingeschlossenen Winkel:

$$M_{A,EG} = q \cos(\beta) F_{W,z} \quad (5.10)$$

$M_{A,EG}$	Moment um die Lenkachse EG, N mm
β	Winkel zwischen Lenkachse und Z-Achse, ° $\tan(\beta) = \sqrt{\tan(\sigma)^2 + \tan(\tau)^2}$

Eine Radlast übt kein Moment um die Lenkachse aus, wenn diese senkrecht steht oder die Vertikalkraft die Lenkachse schneidet.

Der Radlasthebelarm q wird positiv definiert, wenn das von der Radlast erzeugte Moment rückstellend wirkt, es also den Betrag des Lenkwinkels δ zu verkleinern versucht. Weil die Räder in dem Fall von der Radlast in die Geradeausstellung bewegt werden, spricht man auch von einer Gewichtsrückstellung der Lenkung. Diese Festlegung eines positiven Radlasthebelarms bedeutet, dass die Radlast rückstellend wirkt, sobald q und δ dasselbe Vorzeichen haben.

Der Radlasthebelarm kann auch als Änderung der Höhenlage des Vorderwagens über dem Lenkwinkel angesehen werden:

$$q = -\frac{dz}{d\delta} \quad (5.11)$$

Bei positivem Radlasthebelarm q führt also eine Lenkbewegung mit positivem Lenkwinkel δ (das ist der kurveninnere Radeinschlag) zu einer Anhebung des Wagenkastens.

Der Radlasthebelarm sollte möglichst klein sein, damit sich Schwankungen der Radlast nicht störend auf die Lenkung auswirken.

Die Gewichtsrückstellung ist allerdings praktisch nur in der Geradeausstellung von Bedeutung. Bei schneller Fahrt und größeren Lenkwinkeln sind die Rückstellmomente der Seitenkräfte wesentlich größer, Abb. 5.13.

Im Allgemeinen sind die Lenkwinkel bei hohen Geschwindigkeiten kleiner als in langsamten Kurven. Deshalb ist es in dem Zusammenhang egal, welchen Spurdifferenzwinkel die Vorderräder aufweisen, also z. B. Ackermannauslegung oder Paralleleinschlag. Durch den Schräglauf sämtlicher Räder wandert die Kurvenmitte M nach vorne. Das am Lenkrad spürbare Moment erzeugen in erster Linie die Seitenkräfte $F_{W,Y,f}$ aus Schräglauf. Die Rückstellwirkung der Radlasten fällt dagegen gering aus. Die Schräglaufseitenkräfte greifen im Gegensatz zu den Sturzseitenkräften $F_{T,Y,e}$ um den

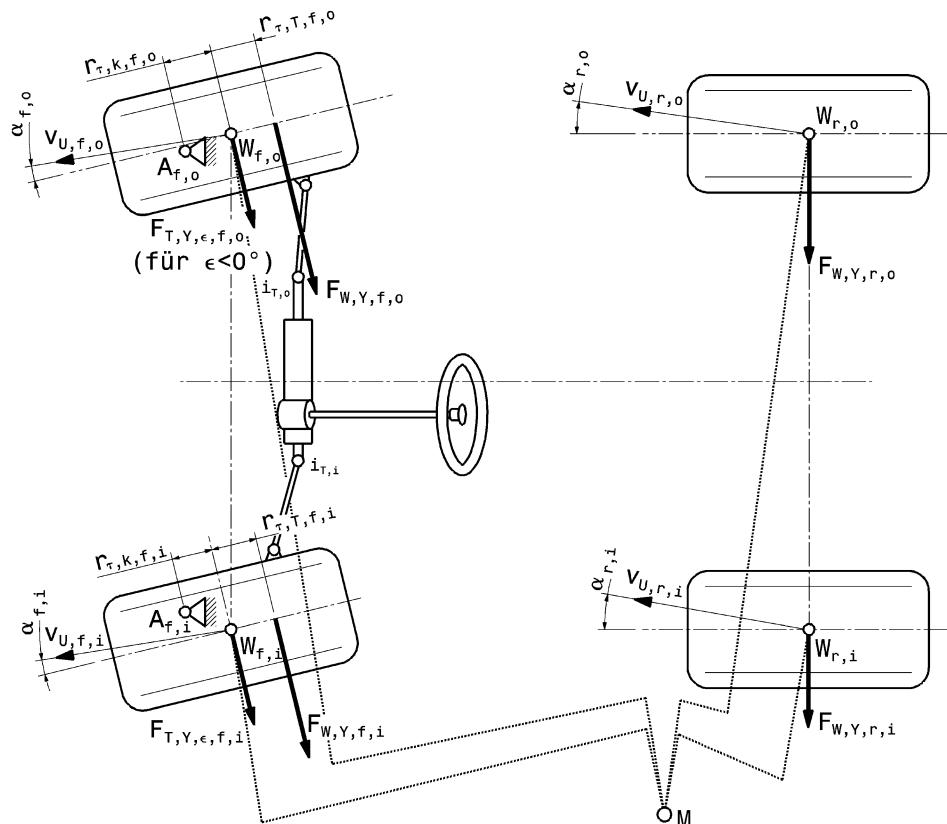


Abb. 5.13 Lenkungsrückstellung bei hoher Querbeschleunigung, nach [5]
A Durchstoßpunkt der Lenkachse durch die Fahrbahn *intersection point king pin axis with road*
W Reifenaufstandspunkt *tyre contact point*

α Schräglauwinkel *slip angle*

M Kurvenmitte *centre of corner*

Indizes:

i bzw. o innen bzw. außen

f bzw. r vorne bzw. hinten

Reifennachlauf $r_{\tau,T}$ hinter dem Radaufstandspunkt W an und sind kurvenaußen wegen der Radlastverlagerung zu den Außenrädern größer. Wird die Vorderachse angetrieben kommen zu den Kräften im Abb. 5.13 noch die Antriebskräfte hinzu, die über den Störkrafthebelarm (*deflection force lever arm, kingpin offset*) r_a um die Lenkachse drehend wirken. Das Rückstellmoment am Lenkgetriebe wird mit sämtlichen Kräften [5]:

$$M_{Sg} = [F_{W,Y,f,o} \cdot (r_{\tau,k,f,o} + r_{\tau,T,f,o}) - F_{T,Y,e,f,o} \cdot r_{\tau,k,f,o} - F_{W,Z,f,o} \cdot q_{f,o} - F_{W,X,a,f,o} \cdot r_{a,f,o}] / i_{T,o} + [F_{W,Y,f,i} \cdot (r_{\tau,k,f,i} + r_{\tau,T,f,i}) + F_{T,Y,e,f,i} \cdot r_{\tau,k,f,i} + F_{W,Z,f,i} \cdot q_{f,i} + F_{W,X,a,f,i} \cdot r_{a,f,i}] / i_{T,i}$$

$$M_H = M_{Sg} / i_{Sg} \quad (5.12)$$

M_{Sg}	Moment am Lenkgetriebe mit Drehbewegung, N mm
$r_{\tau,k}$	kinematischer Nachlauf, mm
$r_{\tau,T}$	Reifennachlauf, mm
$F_{W,Y}$	Seitenkräfte durch Reifenschräglauf, N
$F_{T,Y,e}$	Seitenkräfte durch Reifensturz, N
$F_{W,Z}$	Radlasten, N
$F_{W,X,a}$	Antriebskraft an einem Rad, N
r_a	Antriebskrafthebelarm, mm. (Siehe Abb. 5.10).
i_T	Lenkgestängeübersetzung, -. (Siehe (5.41)).
M_H	Moment am Lenkrad, N mm
i_{Sg}	Lenkgetriebeübersetzung, -

Bei den meisten Radaufhängungen nimmt der kinematische Nachlauf $r_{\tau,k}$ über dem kurveninneren Lenkwinkel δ zu und über dem kurvenäußersten ab. Mit zunehmender Querbeschleunigung nimmt der Reifennachlauf $r_{\tau,T}$ ab. Dadurch wird der Einfluss der kurvenäußeren Seitenkraft $F_{W,Y,f,o}$ immer kleiner und er kann sogar schließlich umgekehrt wirkend werden, d. h. die Seitenkraft will den Betrag des Lenkwinkels vergrößern. Das wirkt sich aber im Allgemeinen nicht in dem Ausmaß aus, weil die Lenkgestänge-Übersetzung beim kurvenäußeren Radeinschlag im Gegensatz zum kurveninneren wächst. So sinkt der Beitrag am Lenkmoment des kurvenäußeren Reifens gegenüber dem kurveninneren.

Durch die räumliche Neigung der Lenkachse zur Fahrbahn (Nachlauf- und Spreizungswinkel) ändert sich beim Lenken der Sturzwinkel des Rads. Man erkennt die Tendenz bei folgender Betrachtung. Weist die Lenkachse keinen Nachlaufwinkel auf ($\tau = 0^\circ$) und ist der Sturz in Geradeausstellung 0° , so wird bei einem Lenkeinschlag δ von 90° der Betrag des Sturzwinkels genau die Spreizung. Bei genauerer Betrachtung der Situation erkennt man folgendes, Abb. 5.14. Die Radmitte U_f bewegt sich beim Lenken um die Lenkachse EG auf einer Kreisbahn. In der Seitenansicht erscheint diese Bahn als Ellipse. Die Tangente an diese Bahnkurve in der Geradeausstellung ($\delta = 0^\circ$) ist unter dem Nachlaufwinkel τ geneigt. Der zugehörige Krümmungsradius ρ wird durch den Pol P bestimmt. Der Pol selbst ist der Schnittpunkt der Lenkachse mit der Vertikalebene durch U_f . Aus der Geometrie folgt:

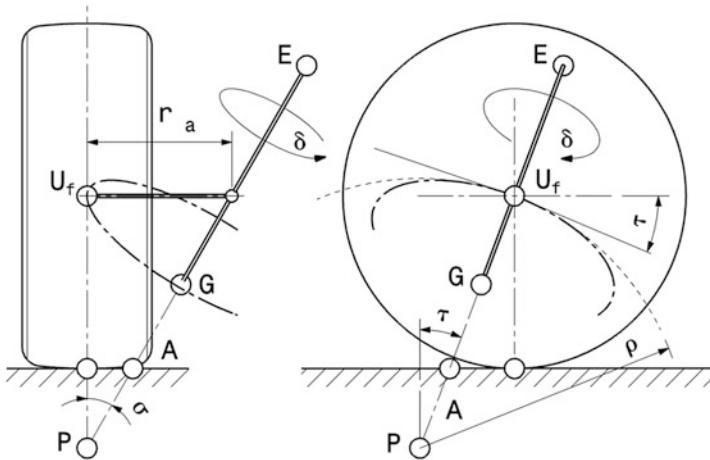


Abb. 5.14 Einfluss von Nachlauf und Spreizung auf die Sturzänderung

U_f Radmitte Vorderrad

δ Lenkwinkel

P Pol der Radmitte U_f

ρ Krümmungsradius der Bahnkurve von U_f

r_a Störkrafthebelarm, Spreizungsversatz

$$\rho = r_\sigma / (\tan \sigma \cdot \cos \tau)$$

Die Krümmung der Kurve $\epsilon(\delta)$ ist also dem Spreizungswinkel σ proportional. Eine positive Spreizung krümmt die Kurve bei Lenkeinschlag zu positiven Sturzwinkeln hin.

Die Änderungsrate des Sturzes über dem Lenkwinkel hängt vom Nachlauf- und Spreizungswinkel ab [5]:

$$\frac{d\epsilon}{d\delta} = \frac{\tan \tau \cdot \cos \delta + \tan \sigma \cdot \sin \delta}{\tan \epsilon \cdot (\tan \tau \cdot \sin \delta - \tan \sigma \cdot \cos \delta) + 1} \quad (5.13)$$

ϵ	Sturzwinkel, °
δ	Lenkwinkel, °

In Abb. 5.15 werden die Auswirkungen einiger unterschiedlicher Auslegungen von Lenkgeometrien gegenübergestellt.

Ausführung a weist eine geringe Spreizung und geringen Nachlauf auf und hat daher größere Abstände zum Radaufstandspunkt, also Lenkrillradius r_σ und kinematischer Nachlauf $r_{\tau,k}$. Die Varianten c und d haben die größten Winkel bei Spreizung und Nachlauf und unterscheiden sich nur im Lenkrillradius.

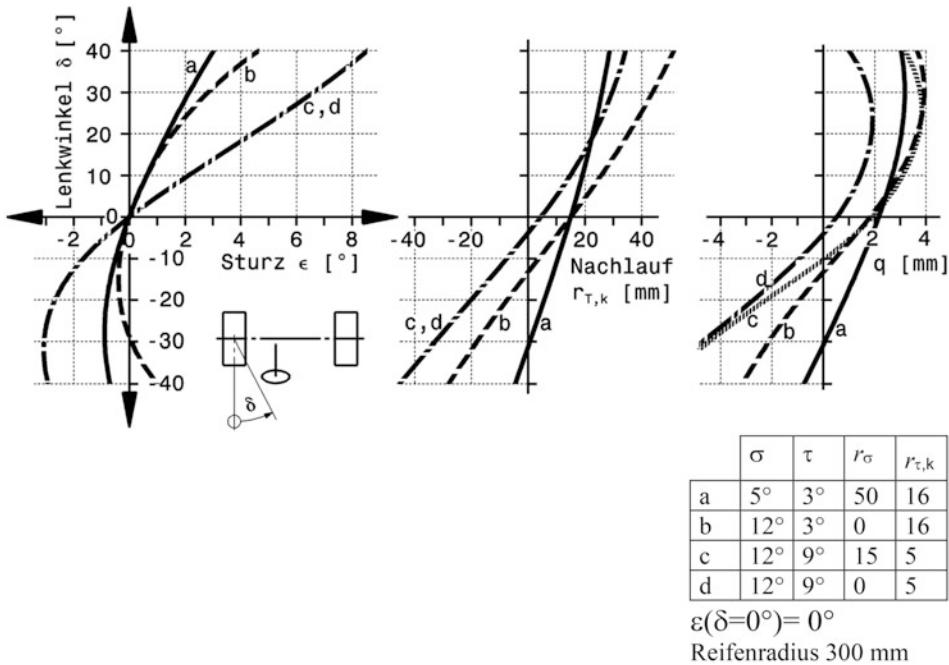


Abb. 5.15 Verlauf von Sturz, Nachlauf und Radlasthebelarm q beim Lenken, nach [5]

Die Tangente des Sturzverlaufs bei Lenkwinkel $= 0^\circ$ der Ausführungen c und d verläuft wesentlich flacher als jene der übrigen Kurven. Die Neigung der Tangente der Kurven a und b ist etwa drei Mal größer, was dem Verhältnis der Nachlaufwinkel τ entspricht. Die größere Spreizung der Variante b krümmt die Kurve wesentlich stärker als jene der Variante a. Das führt dazu, dass ab einem Lenkwinkel von -30° (also kurvenaußen) der Sturz positiv wird. Der Nachlauf wird kurveninnen bei allen Ausführungen größer. Ebenso nimmt der Nachlauf kurvenaußen bis zu negativen Werten ab, erreicht also sozusagen Vorlauf.

Bei sämtlichen Varianten tritt der Effekt der Gewichtsrückstellung in der Geraudeausstellung auf, weil der Radlasthebelarm q beim Lenkwinkel $\delta = 0^\circ$ positiv ist. Beim kurveninneren Rad ist das auch bei anderen Lenkwinkeln gegeben, bei den kurvenäußereren Rädern erst ab einem gewissen Lenkwinkel. Den größten Einschlag braucht dabei erwartungsgemäß Ausführung a, nämlich $\delta = -30^\circ$.

Ist die Nachlaufstrecke $r_{\tau,k}$ ungleich Null, bewegt sich der Radaufstandspunkt beim Lenken quer zum Fahrzeug. Sind die Nachlaufstrecken beider Räder der Vorderachse gleich, führt das zu einer Querverschiebung des Vorderwagens. In Geradausstellung ist das jedenfalls bei allen Ausführungen gegeben. Umgekehrt bewirken unterschiedliche Nachlaufstrecken eine Relativbewegung beider Räder zueinander in Querrichtung. Das erhöht die Reifendeformation und somit die Lenkkräfte. Die Varianten b und d haben einen Lenkrollradius von 0 mm, beim Einschlagen bewegen sich deren Radaufstandspunkte aber

dennoch, weil ja der Nachlauf von Null verschieden ist. Wollte man realisieren, dass beim Lenken das Rad sich tatsächlich auf der Stelle dreht, müsste die Lenkachse die Fahrbahn im Radaufstandspunkt W schneiden. Dann wären sowohl der Lenkradius als auch der Nachlauf gleich Null.

5.2.3 Lenkübersetzung *Steering Ratio*

Ist der erforderliche maximale Einschlagwinkel festgelegt, muss die notwendige Übersetzung zwischen Lenkrad und den Vorderrädern bestimmt werden. Gesetze bei Straßenfahrzeugen und Reglements bei Rennfahrzeugen fordern (bis heute) eine permanente mechanische Verbindung zwischen Lenkrad und den gelenkten Rädern. Die Übertragung der Lenkbewegung vom Lenkrad auf die Fahrzeugräder geschieht über das Lenkgestänge (Spurstangen, Lenkschubstangen usw.), welches von einem Lenkgetriebe betätigt wird. Letzteres hat eine innere Übersetzung i_{sg} , um die Lenkradkräfte zu reduzieren. Auch das Lenkgestänge weist eine im Allgemeinen mit dem Lenkeinschlag veränderliche Übersetzung i_T zwischen dem Lenkgetriebe und den Fahrzeugrädern auf.

Die kinematische Lenkübersetzung i_s vom Lenkrad zu den Fahrzeugrädern errechnet sich aus dem Lenkradwinkel δ_H und den Radeinschlagwinkeln zu, Abb. 5.16:

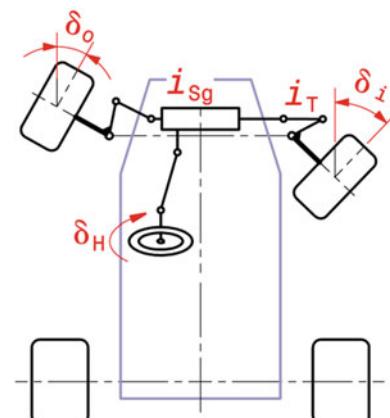
$$i_s = \delta_H / \delta_m \quad (5.14)$$

i_s	kinematische Lenkübersetzung, -.
δ_H	Lenkradwinkel, °.
δ_m	mittlerer Einschlagwinkel der Räder, °. $\delta_m = (\delta_o + \delta_i)/2$

Abb. 5.16 Systemübersicht

Achsschenkellenkung

Der Lenkwinkel δ_H am Lenkrad wird über das Lenkgetriebe mit der inneren Übersetzung i_{sg} und über Gestänge mit Übersetzung i_T in Lenkwinkel δ_o bzw. δ_i der Räder außen bzw. innen umgesetzt



Die Übersetzung wird im Allgemeinen nicht über den gesamten Lenkbereich konstant sein. Deshalb gilt obige Gleichung nur für Winkelbereiche von Lenkrad- und Einschlagwinkel. Die Lenkgesamtübersetzung wird nach unten begrenzt von der Direktheit des Lenkungsansprechens bei hohen Fahrgeschwindigkeiten; hier sind Werte unterhalb von 14 für Pkw selten. Die obere Grenze folgt aus der Höhe des zumutbaren Lenkaufwands im Parkierbereich, dies hängt somit unmittelbar mit dem Vorhandensein einer Servounterstützung zusammen und überschreitet eine Übersetzung von 20 kaum. Konstruktiv entspricht die Lenkgesamtübersetzung dem Produkt aus Lenkgestänge- und Lenkgetriebeübersetzung:

$$i_S = i_T \cdot i_{Sg}$$

i_T	Lenkgestängeübersetzung, (siehe Abschn. 5 Übertragungseinrichtung)
i_{Sg}	Lenkgetriebeübersetzung, (siehe Abschn. 4 Lenkgetriebe)

Für die Lenkgestängeübersetzung muss dabei der Mittelwert aus kurvenäußerem und kurveninnerem Lenkeinschlagwinkel berücksichtigt werden. Bei bekannten wirksamen Spurhebeln (Projektion der Hebel in eine zur Spreizungsachse normalen Ebene) lässt sie sich aus dem Verhältnis Spurhebel zu Lenkstockhebel bestimmen.

Die kinematische Lenkübersetzung unterscheidet sich von den realen Verhältnissen dadurch, dass sämtliche Übertragungsglieder Elastizitäten und Spiele aufweisen. Dadurch kann das Lenkrad gedreht werden, ohne dass die Räder sich bewegen. Wie groß solche Abweichungen im Stand sein können, veranschaulicht eine Messung an einem Pkw mit Zahnstangenlenkung, Abb. 5.17.

Die tatsächlich wirksame Lenkübersetzung, die der Fahrer beim Fahren feststellt, ist die so genannte dynamische Lenkübersetzung und ergibt sich aus der kinematischen Übersetzung durch Überlagerung der Nachgiebigkeit der Übertragungsglieder:

$$i_{dyn} = i_s + \frac{\Delta\delta_{H,e}}{\Delta\delta_H} \quad (5.15)$$

i_{dyn}	dynamische Lenkübersetzung, -
$\Delta\delta_{H,e}$	elastische Nachgiebigkeit am Lenkrad, °
$\Delta\delta_H$	Lenkwinkelbereich am Lenkrad, bei dem $\Delta\delta_{H,e}$ auftritt, °

Das, was der Fahrer empfindet, ist also eine Vergrößerung der Lenkübersetzung durch Elastizitäten in der Lenkanlage. Das Lenkrad muss für einen bestimmten Einschlagwinkel der Räder tatsächlich weiter gedreht werden, als es theoretisch notwendig wäre. Mit wachsendem Lenkmoment – z. B. durch aerodynamische Abtriebskräfte oder im Gelände – nimmt der Anteil der Nachgiebigkeit zu.

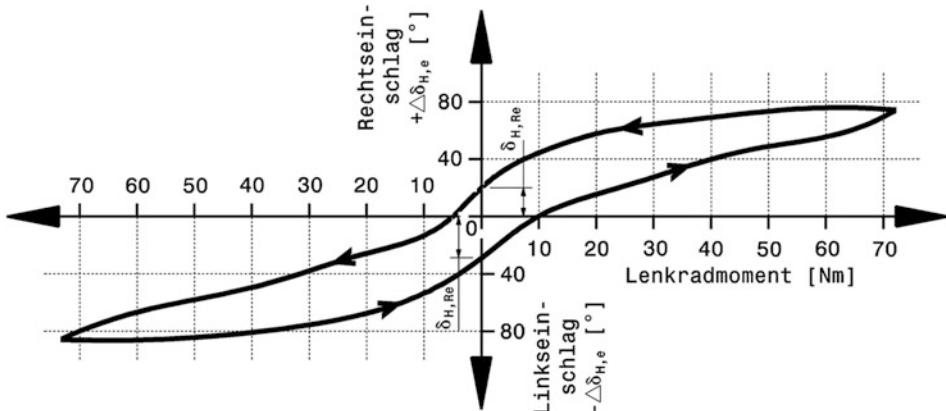


Abb. 5.17 Elastizitätsmessung an einer Pkw-Lenkung im Stand, nach [2]

Die Räder wurden bei der Messung festgehalten und ein Moment am Lenkrad aufgebracht. Erwartungsgemäß nimmt die Nachgiebigkeit $\Delta\delta_{H,e}$ am Lenkrad mit steigendem Moment zu. Allerdings nimmt der Widerstand, also die Steifigkeit der Lenkung zu, die Kurve wird flacher. Das Lenkrad wird nach rechts und links gedreht. Dabei tritt eine Hysterese auf und beim unbelasteten Lenkrad verbleiben Restwinkel $\Delta\delta_{H,Re}$

Durch das Zusammenwirken von mehreren Gelenksketten kommt es bei Pkw-Lenkungen mit Zahnstangengetriebe auch zu ungewollten Änderungen der kinematischen Lenkübersetzung über dem Lenkwinkelbereich. Naturgemäß schneiden hierbei die Fronttriebler mit den durch Motor und Getriebe begrenzten Platzverhältnissen schlechter ab, als Fahrzeuge mit Standardantrieb. So beträgt der Übersetzungsabfall ausgehend von der Geradeausstellung bis zum vollen Lenkeinschlag einer Seite bei Fronttrieblern zwischen 17 und 30 %, bei Fahrzeugen mit Hinterradantrieb beträgt der Abfall nur 5 bis 15 % [2].

Tab. 5.1 listet typische Lenkübersetzungen auf.

Allgemein erfolgt die Grundauslegung der Lenkübersetzung aus der Vorgabe, wie das Fahrzeug bei Lenkeingaben um die Mittellage reagieren soll. Im Fahrversuch wird die stationäre Gierverstärkung⁶ (*yaw rate gain*) als charakteristische Größe dafür ermittelt. Mathematisch kann dieser Wert mit Hilfe des Einspurmodells⁷ dargestellt werden:

$$\frac{\dot{\psi}}{\delta_H} = \frac{1}{i_S} \cdot \frac{v}{l + G_U v^2} \quad (5.16)$$

⁶Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5 *Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung* Kap. 6 *Entwicklung*.

⁷Ein Einspurmodell entsteht aus einem Zweispurmodell, indem die beiden Reifen einer Achse zu einem zusammengefasst werden. Das Wanken wird bei diesem Modell vernachlässigt. Siehe z. B. Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5 *Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung* Kap. *Abstimmung*.

Tab. 5.1 Lenkübersetzungen von verschiedenen Fahrzeugen

Tourenwagen 1998 [6]	13:1 bis 16:1	Kurek GT 6, Eigenbau Sportwagen	0,75 Umdrehungen von Anschlag zu Anschlag
Formel 1 (max. ca. 20° Lenkwinkel am Rad), abhängig von Strecke und Fahrerwunsch	Ohne Unterstützung 9 bis 12:1 [7]. 14:1, d. h. 1,5 Umdrehungen von Anschlag zu Anschlag [8]. 5,4:1 d. h. ca. 0,6 Umdrehungen von Anschlag zu Anschlag [9]	Mercedes CLK-C297 Klasse [10]	12:1 mit Unterstützung, d. h. 1,5 Umdrehungen von Anschlag zu Anschlag
Formel Renault [11] (max. 16° Lenkwinkel am Rad)	ca. 10:1 d. h. 0,9 Umdrehungen von Anschlag zu Anschlag	Mercedes C-Klasse (DTM '94) [10]	1,5 Umdrehungen von Anschlag zu Anschlag
Pkw [12]	14 bis 20:1; d. h. 4 bis 5 Umdrehungen von Anschlag zu Anschlag	Ford Focus WRC06	1,5 Umdrehungen von Anschlag zu Anschlag

$\dot{\psi}$	Gierrate, Giergeschwindigkeit, °/s. Wertebereich Rennfahrzeuge und Pkw ± 50 °/s. Einheit des Gierverstärkungsfaktors s^{-1} .
l	Radstand, m
G_U	Eigenlenkgradient, rad s^2/m
v	Fahrgeschwindigkeit, m/s

Der optimale Bereich der Gierverstärkung liegt für Pkw bei $0,3 \text{ s}^{-1}$ bei 80 km/h [1]. Heutige Pkw sind so ausgelegt, dass die Gierverstärkung ihr Maximum zwischen 100 und 120 km/h erreicht. Der Eigenlenkgradient (*understeer gradient*) charakterisiert das Eigenlenkverhalten und wird auf der Kreisbahn ermittelt. Aus den Betrachtungen am Einspurmodell lassen sich die entscheidenden Einflussgrößen erkennen. Die relative Lage der giermomenterzeugenden Reifen zum Fahrzeugschwerpunkt diktieren im Wesentlichen das Fahrverhalten:

$$G_U = m_{V,t} \frac{c_{\alpha,r,eff} l_r - c_{\alpha,f,eff} l_f}{c_{\alpha,r,eff} c_{\alpha,f,eff} l} \quad (5.17)$$

$c_{\alpha,f,eff}, c_{\alpha,r,eff}$	effektive Schräglauftsteifigkeit der Vorder- bzw. Hinterachse, N/rad
$m_{V,t}$	Fahrzeuggesamtmasse, kg

Die wirksamen Schräglaufstifigkeiten der Achsen können für die Auslegung näherungsweise ermittelt werden [1]:

$$c_{\alpha,f,eff} \approx \frac{c_{\alpha,f}}{1 + (r_{\tau,T} + r_{\tau,k}) \frac{c}{c_s}}, \quad c_{\alpha,r,eff} \approx c_{\alpha,r} \quad (5.18)$$

c_s	Steifigkeit der Lenkung von den Reifen zum Lenkrad, N m/rad
$c_{\alpha,f}, c_{\alpha,r}$	Schräglaufstifigkeit der Vorder- bzw. Hinterachse, N/rad
$r_{\tau,T}, r_{\tau,k}$	Nachlaufstrecken durch Reifen und Lenkgeometrie, (siehe (5.12))

Das Seitenkraftverhalten einer Achse setzt sich aus dem Verhalten beider Reifen zusammen. Bei hohen Querbeschleunigungen und hoher Schwerpunktlage ist das Ergebnis wegen des degressiven Reifenverhaltens nicht einfach das Doppelte eines Einzelreifens, dennoch kann für Rennfahrzeuge – niedriger Schwerpunkt und Betrachtung des Anlenkverhaltens – folgende Vereinfachung getroffen werden:

$$c_{\alpha,f} \approx 2c_{\alpha,T,f}, c_{\alpha,r} \approx 2c_{\alpha,T,r} \quad (5.19)$$

$c_{\alpha,T,f}, c_{\alpha,T,r}$	Schräglaufstifigkeit (Seitenkraftbeiwert) eines Reifens der Vorder- bzw. Hinterachse, N/rad.
	Typische Werte von Pkw-Reifen liegen zwischen 1250 und 2500 N/ $^{\circ}$ [1] bzw. 71 620 und 143 240 N/rad.
	Werte von Rennreifen liegen um 1700 bis 3900 N/ $^{\circ}$ bzw. 97 400 und 223 450 N/rad.

Eine hohe Lenkungssteifigkeit ist für ein präzises Lenkgefühl entscheidend. Bei Pkw wird eine zu hohe Steifigkeit allerdings wegen der daraus resultierenden Stößigkeit vermieden. Die auf die Lenkwelle bezogene Lenkungssteifigkeit c_s ergibt sich aus der Reihenschaltung der Steifigkeiten der Vorderachse und der Lenkwelle bzw. des Drehstabs bei hilfskraftunterstützten Lenkungen [1]:

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{c_f} + \frac{1}{c_{ts} i_s^2 A_s} \quad (5.20)$$

c_f	Steifigkeit der Achsaufhängung vorne durch Elastizitäten von Spurstangen, Spurhebeln und Gelenken, N m/rad
c_{ts}	Drehsteifigkeit der Lenkwelle bzw. des Drehstabs, N m/rad. Eine typische Drehstabsteifigkeit für Pkw ist 2 N m/ $^{\circ}$ bzw. 115 N m/rad.
A_s	Lenkungsverstärkungsverhältnis (<i>steering assistance ratio</i>) einer Hilfskraftlenkung, -. Ohne Hilfskraftlenkung ist $A_s = 1$.

Eine elektrische oder hydraulische Lenkungsverstärkung verringert das vom Fahrer aufzubringenden Moment am Lenkrad M_H , das durch die Seitenkräfte an den Vorderreifen hervorgerufen wird:

$$A_S = \frac{1}{i_S} \cdot \frac{M_S}{M_H}, \text{ mit } M_S = (F_{W,Y,I} + F_{W,Y,rs})(r_{\tau,T} + r_{\tau,k}) \quad (5.21)$$

M_S	Lenkmoment hervorgerufen durch die Seitenkräfte $F_{W,Y}$ an den Vorderreifen, N m
M_H	Handmoment am Lenkrad, N m

Zur Überprüfung der gewählten Lenkübersetzung kann ein weiterer Kennwert herangezogen werden: Die erzielte Querbeschleunigung auf eine Lenkeingabe, die Lenkempfindlichkeit (*steering sensitivity*):

$$\frac{a_y}{\delta_H} = \frac{\dot{\psi}}{\delta_H} v \text{ in } (\text{m/s}^2)/\text{rad} \text{ bzw. } S_H = \frac{a_y}{\delta_H} \cdot \frac{\pi}{180^\circ} \text{ in } (\text{m/s}^2)/^\circ \quad (5.22)$$

S_H	Lenkempfindlichkeit, $(\text{m/s}^2)^\circ$ bzw. S_H/g in g° .
a_y	Querbeschleunigung, m/s^2

In Abb. 5.18 sind die errechnete Gierverstärkung und die Lenkempfindlichkeit für einen Formel-3-Wagen und einen Pkw über der Geschwindigkeit aufgetragen. Beim Formel-3-Fahrzeug ist dies für zwei Lenkübersetzungen durchgeführt worden. Gegenüber dem Pkw weist der Formel-Wagen die wesentlich stärkere Gierbewegung bei gleichem Lenkradwinkel und entsprechend auch die stärkere Lenkempfindlichkeit auf. Ausgeliefert wird das Fahrzeug mit der Lenkübersetzung $i_S = 13$.

Lenkübersetzungen und größte Lenkwinkel von Rennfahrzeugen werden streckenabhängig an extreme Verhältnisse angepasst. Allgemein gilt: Je höher die Fahrgeschwindigkeit, desto größer die Lenkübersetzung. Indy-Cars mit ihren enorm hohen Dauergeschwindigkeiten weisen Übersetzungen um 12,5 bis 16 auf, während der Wert von Formel-3-Fahrzeuge zwischen 11 und 14 liegt.

Für den engen Stadtkurs in Monaco weisen Formel-1-Fahrzeuge einen maximalen Lenkwinkel von ca. 22° auf [13].

Interessant in dem Zusammenhang ist ein Vergleich der typischen Lenkbewegungen eines Normalfahrers und eines professionellen Rallyefahrers, Abb. 5.19. Die größten Lenkwinkel erreichen beide erwartungsgemäß bei kleinen Frequenzen. Ab 0,5 Hz befinden sich die Lenkbewegungen des Normalfahrers im Bereich des Grundrauschens. Auffallend ist das der Rallyefahrer über dem gesamten Frequenzbereich etwa dreimal so viel lenkt wie der Normalfahrer. Im unteren Frequenzbereich bis ca. 1 Hz ändern sich die Lenkradwinkel kaum, zu höheren Frequenzen hin nehmen die Lenkausschläge ab, bis sie bei 5 Hz annähernd die Größenordnung des Straßenfahrers erreichen. Im Bereich um 0,5 Hz dreht

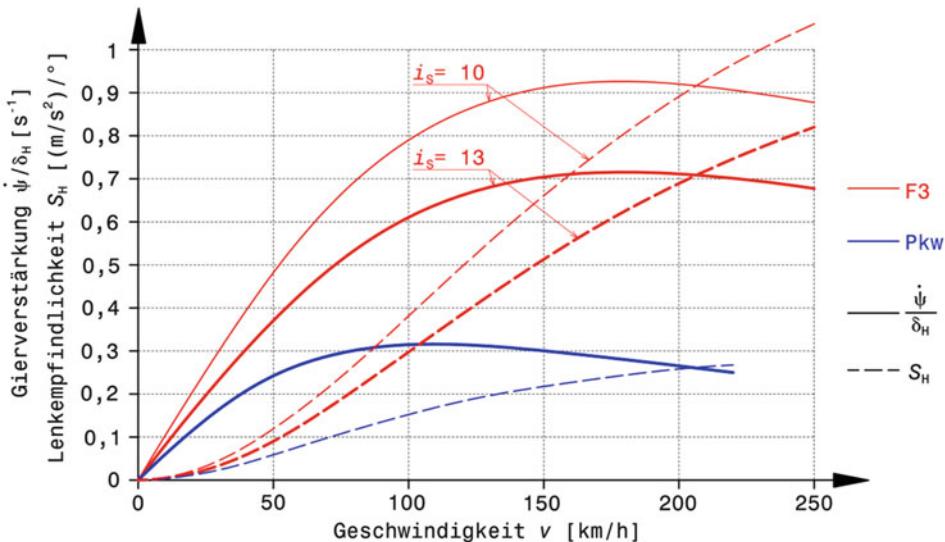


Abb. 5.18 Statische Gierverstärkung und Lenkempfindlichkeit für zwei Fahrzeuge

Für einen Formel-3-Wagen (rot) und einen Pkw (blau) ist der Verlauf dieser Größen über der Fahrgeschwindigkeit aufgetragen. Der Pkw hat eine Hilfskraftlenkung. Beim Formel-3-Wagen sind die Auswirkungen von zwei Lenkübersetzungen i_s ersichtlich. Werte Formel 3: $m_{V,t} = 550 \text{ kg}$, $l = 2,675 \text{ m}$, Achslasten f/r 48:52 %, $c_{\alpha,T,f} = 100\,268 \text{ N/rad}$, $c_{\alpha,T,r} = 157\,563 \text{ N/rad}$, $c_f = 30\,000 \text{ N m/rad}$, $c_{ts} = 15\,000 \text{ N m/rad}$, $A_S = 1$

Werte Pkw: $m_{V,t} = 1550 \text{ kg}$, $l = 2,8 \text{ m}$, Achslasten f/r 55:45 %, $c_{\alpha,T,f} = 75\,000 \text{ N/rad}$, $c_{\alpha,T,r} = 75\,000 \text{ N/rad}$, $c_f = 40\,000 \text{ N m/rad}$, $c_{ts} = 115 \text{ N m/rad}$, $A_S = 2$, $i_s = 17$

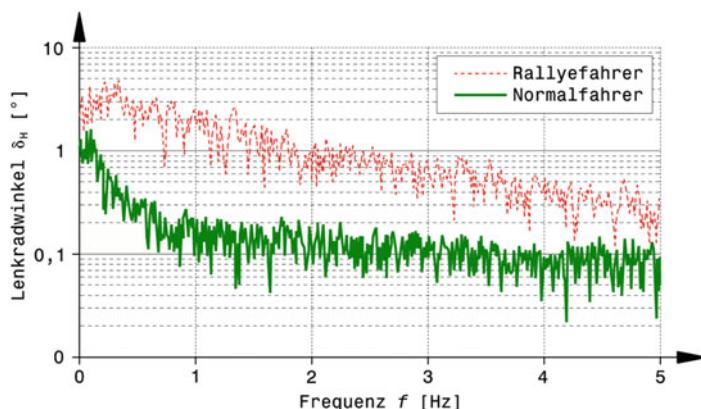


Abb. 5.19 Vergleich von Lenkwinkelspektren, nach [14]

Der Rallyefahrer ist Petter Solberg bei der Argentinien-Rallye im Rahmen der Weltmeisterschaft 2002

der Profi das Lenkrad sieben bis neunmal weiter als der Pkw-Fahrer. Dazu muss unbedingt erwähnt werden, dass das Rallyefahrzeug eine mindestens doppelt so schnelle Lenkübersetzung aufweist wie der Pkw.

Typische Lenkraddrehgeschwindigkeiten von Normalfahrern weisen Maximalwerte von $160^{\circ}/\text{s}$ auf. In Notsituationen werden 300 bis $450^{\circ}/\text{s}$ erreicht [15].

Eine Möglichkeit dem dennoch erforderlichen Kompromiss einer bestimmten Lenkübersetzung zu entgehen bieten Lengetriebe mit variabler Übersetzung.

Im Pkw-Bau schon lange Standard gibt es diese im Rennsport erst seit kurzem. Die Entwicklungsziele sind allerdings auch nicht dieselben. Im Rennfahrzeug muss sich die Übersetzung während eines relativ geringen Lenkwinkels ändern und die Übersetzung muss bei kleinen Lenkwinkeln groß sein. In schnell durchfahrenen Kurven, also über 200 km/h, sind die Lenkwinkel klein, die großen aerodynamischen Abtriebskräfte lassen jedoch hohe Querbeschleunigungen zu, die die Lenkräfte für den Fahrer bei konstanter Lenkübersetzung entsprechend erhöhen. Umgekehrt sind die Lenkwinkel in langsameren Kurven, also um ca. 100 km/h, wesentlich größer und die Abtriebskräfte kleiner [17].

Eine variable Lenkübersetzung bringt dem Fahrer so ergonomische Erleichterung, die sich vor allem bei langen Strecken bemerkbar macht, Abb. 5.20 und 5.21. Das Verhalten

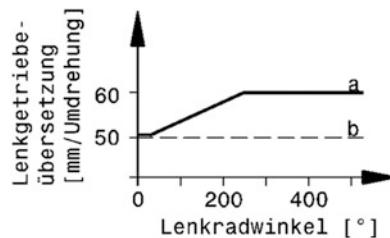
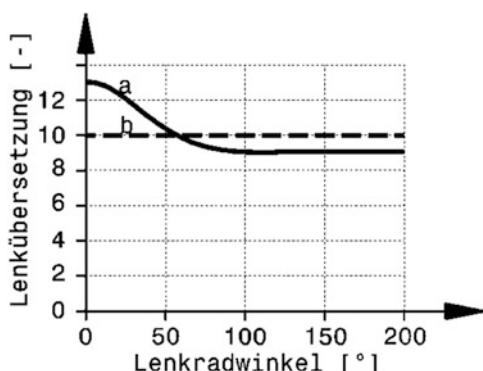


Abb. 5.20 Variable Lenkübersetzung einer hydraulisch unterstützten Zahnstangenlenkung an einem sportlichen Pkw (Porsche 911 Carrera), nach [16]

a Modelljahr 2005. Bei kleinen Lenkradeinschlägen liegt die Übersetzung ähnlich der des Vorgängermodells bei 17,1:1. Bei Lenkradwinkeln von mehr als 30° wird die Lenkübersetzung zunehmend direkter, bis zu 13,8:1. b Vorgängermodell mit konstanter Übersetzung

Abb. 5.21 Verlauf einer variablen Lenkübersetzung über dem Lenkradwinkel für ein Formel-1-Fahrzeug, nach [17]
a variable Lenkübersetzung.
b konstante Lenkübersetzung



einer solchen Lenkung ist jedoch auch für Fahrer, die auf konstante Lenkübersetzung trainiert sind, gewöhnungsbedürftig. Der Lenkradeinschlag in schnellen Kurven ist nämlich im Vergleich zur konventionellen Lenkung größer und kann vom Fahrer fälschlich als Untersteuern interpretiert werden. Ebenso ist das vom Fahrer aufzubringende Lenkmoment in schnellen Kurven geringer, was von ihm mit dem Fahrzeugverhalten bei geringerer Reifenhaftung verwechselt werden kann.

Die Arme des Fahrers sind bei den üblichen Formelfahrzeugen während des Rennens kaum überkreuzt und der Fahrer muss beim Lenken auf den gängigen Strecken nicht umgreifen, d. h. der maximale, ergonomisch sinnvolle Lenkradeinschlag ergibt sich durch das Berühren der beiden Handgelenke.

5.2.4 Lenkunterstützung *Steering Assistance*

Die max. Handkraft darf aus ergonomischen Gründen 250–400 N nicht übersteigen [18]. Bei Pkw ist eine Unterstützung der Handkraft in allen Segmenten schon lange Standard. An Rennfahrzeugen ist das nicht der Fall. Pkw-Lenkungen werden komfortorientiert ausgelegt und dabei wird eine starke Filterung von Störeinflüssen (Rollwiderstandsänderungen durch Fahrbahnunebenheiten, Bremskraftschwankungen, Radunwuchten,...) von den Reifen angestrebt. Eine Isolierung der Lenkung vom Fahrbahnkontakt ist bei Wettbewerbsfahrzeugen dagegen gänzlich unerwünscht, ist doch das Rückmeldeverhalten wesentlich beim Erkennen der Haftungsgrenze der Vorderreifen. Zu den in der Einleitung dieses Kapitels genannten Forderungen kommen noch folgende hinzu [1], die vor allem die Regelgüte der Verstärkungsseinheit betreffen:

- Lenkpräzision: Ausgeprägtes Mittengefühl (hilft bei Geradeausfahrt und Anlenken – ohne zu „Überlenken“), synchrone Systemreaktionen auf Fahrereingaben, spontanes Ansprechen bei Lenkeingaben.
- Lenkungsrückmeldung: Informationen von unten nach oben (Fahrzustand, Fahrbahn) sollen – soweit für den Fahrer relevant – zum Lenkrad gelangen. Störgrößen (Bremskraftschwankungen, Radunwuchten) sollen ausgefiltert werden.
- Lenkdynamik: Wichtig für schnelle Lenkmanöver (Slalom, Schikane, Ausweichen)
- Lenkgefühl: Harmonisch und nicht synthetisch. Das ist der Fall, wenn die Lenkungsverstärkung linear über die Querbeschleunigung ansteigt [1].

Lenkhilfeeinrichtungen sind bei einigen Rennfahrzeugen erlaubt. Allerdings so wie bei Straßenfahrzeugen nur in der Art, dass auch bei Ausfall der Unterstützung die Räder noch von Hand gelenkt werden können.

Bei Formel-1-Fahrzeugen erweisen sich ca. 30 % Hilfskraft einer Servo-Unterstützung als obere Grenze, damit das nötige Fahrbahngefühl für den Fahrer erhalten bleibt [8].

Als Beispiel des technisch Machbaren zeigt Abb. 5.22 die Unterstützungskennlinien einer elektromechanischen Lenkung eines Pkw. An der Zahnstange greift neben dem Ritzel

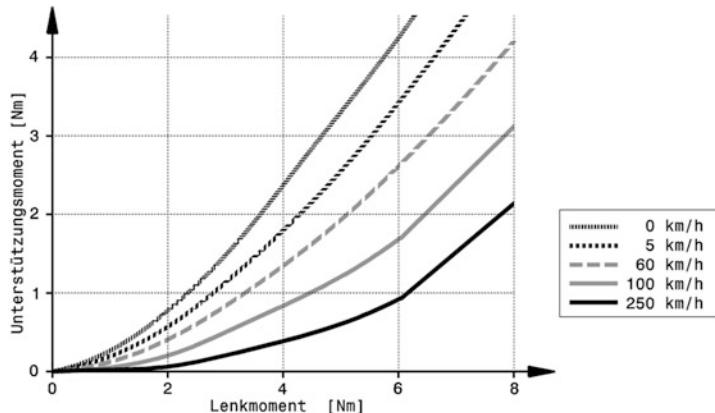


Abb. 5.22 Unterstützungskennlinien einer elektromechanischen Pkw-Lenkung, nach [19]
Das unterstützende Moment eines Elektromotors ist abhängig vom aufgebrachten Lenkmoment des Fahrers und der Fahrgeschwindigkeit

von der Lenkwellen ein zweites Ritzel an, das von einem Elektromotor angetrieben wird. Die Unterstützung durch den Elektromotor wird von einem Steuergerät in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und dem aufgebrachten Lenkmoment eingestellt. Zusätzlich erlaubt eine aktive Rücklaufunterstützung in die Mittellage der Zahnstange eine präzise Abstimmung der Lenkung.

Die Unterstützungswirkung ist in (5.21) als Lenkungsverstärkungsverhältnis A_S mathematisch beschrieben. Ohne Lenkunterstützung ist $A_S = 1$ und der Gradient Handmoment am Lenkrad über Querbeschleunigung ist konstant [1]:

$$\frac{dM_H}{da_y} = \frac{m_{V,f}(r_{\tau,T} + r_{\tau,k})}{i_S} = C_A \quad (5.23)$$

$dM_H/d a_y$	Lenkradmomentgradient, N m/(m/s ²). Für optimales Lenkverhalten soll der Wert für Pkw 2,5 bis 3,5 N m bei $a_y = 1 \text{ m/s}^2$ betragen [1]
$m_{V,f}$	Anteil der Fahrzeuggesamtmasse über der Vorderachse (Achslast), kg
C_A	Rückstellfaktor, N m/(m/s ²). Stellt ein Maß für das Rückstellvermögen und somit für die Mittenzentrierung dar.

Fahrzeuge, deren Lenkradmomentenverlauf subjektiv als harmonisch wahrgenommen wird, weisen einen ausgeprägt linearen Verlauf der Lenkungsverstärkung A_S über der Querbeschleunigung auf [1]. Ein linearer Verlauf lässt sich so darstellen:

$$A_S = C_A(D_A + K_A a_y) \quad (5.24)$$

D_A	Gradientenfaktor, $(\text{m/s}^2)/(\text{N m})$. $D_A = 1/C_A$, ist also ein Maß für die Grundunterstützung.
K_A	Degressivitätsfaktor, $1/(\text{N m})$. Legt fest, wie stark die Zunahme des Lenkradmoments über der Querbeschleunigung abflacht, vgl. Abb. 5.24. Ohne Lenkunterstützung ($A_S = 1$) ist $K_A = 0$.

In Abb. 5.23 sind 2 Verläufe von Lenkungsverstärkungen A_S über der Querbeschleunigung für einen Pkw zu sehen. Bei einem Fahrzeug ohne Lenkhilfe ist der Wert konstant 1.

Mit den bekannten Größen lässt sich auch der Lenkradmomentverlauf über der Querbeschleunigung ausdrücken:

$$M_H = \frac{1}{\frac{D}{a_Y} + K_A} \quad (5.25)$$

Das Lenkradmoment soll für Pkw um die Mittenlage bei einer Querbeschleunigung von 1 m/s^2 bei 2,5 bis 3,5 N m liegen [1]. Einige resultierende Lenkradmomentenverläufe über der Querbeschleunigung sind Abb. 5.24 zu entnehmen. Neben Verläufen für Pkw ist der Momentenverlauf für einen Formel-3-Wagen eingezeichnet. Er weist keine Lenkunterstützung auf ($K_A = 0$) und daher prägt die Grundunterstützung D_A das Lenkmoment. Letztlich wird durch die Fahrwerksgeometrie (Nachlaufstrecken $r_{\tau, T}$, $r_{\tau, k}$) und die Lenkübersetzung i_S das Lenkgefühl im Wesentlichen festgelegt.

Als weiterer objektiver Parameter zu Beurteilung einer Lenkung dient der Gradient des Lenkmoments aus der Mittenlage. Für die analytische Darstellung wird das Lenkmoment

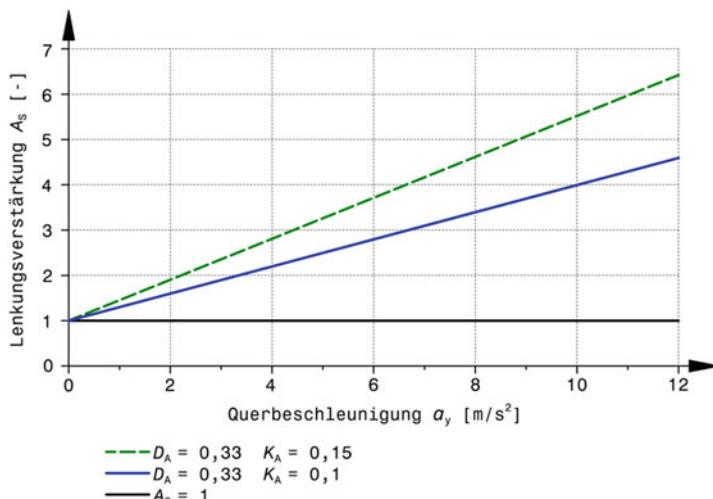


Abb. 5.23 Lenkungsverstärkungsverhältnis über der Querbeschleunigung

Die beiden Verläufe mit der wachsenden Lenkungsverstärkung gehören zu einem Pkw. Ohne Lenkhilfe wird $A_S = 1$. Werte Pkw: $m_{V,f} = 852,5 \text{ kg}$, $r_{\tau, T} + r_{\tau, k} = 0,06 \text{ m}$, $i_S = 17$. Die Werte der Parameter für (5.24) sind angegeben

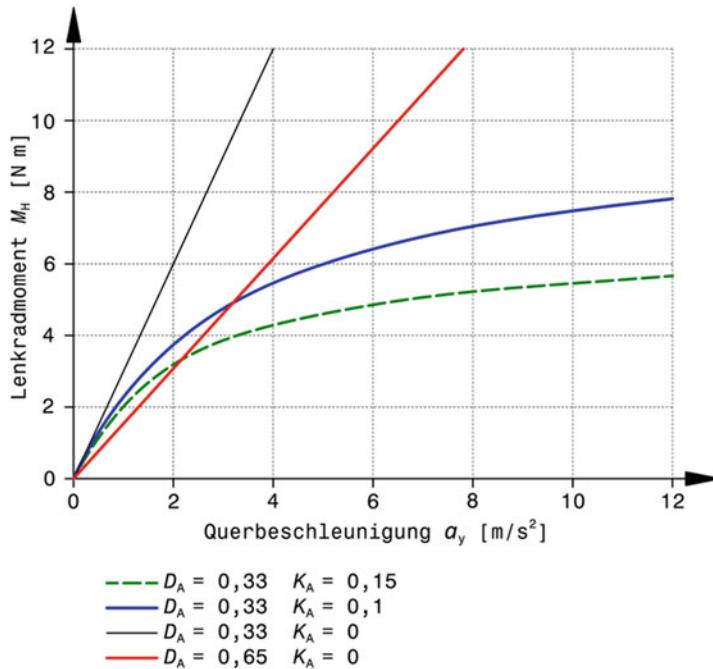


Abb. 5.24 Lenkradmoment über der Querbeschleunigung

Die Werte der maßgebenden Parameter entsprechen jenen von Abb. 5.23. Zusätzlich ist hier noch ein Formel-3-Wagen (rot) eingetragen. Werte Formel 3: $m_{V,f} = 264$ kg, $r_{\tau,T} + r_{\tau,k} = 0,0755$ m, $i_S = 13$

als Funktion des Lenkwinkels benötigt. Das Lenkmoment über der Querbeschleunigung ist (vgl. (5.23)):

$$M_H = \frac{m_{V,f}(r_{\tau,T} + r_{\tau,k})}{i_S A_S} a_y = \frac{C_A}{A_S} a_y \quad (5.26)$$

Den Zusammenhang zwischen Lenkradmoment und Querbeschleunigung für Lenkbewegungen um die Mittenlage (kleine Lenkradmoment $\delta_{H,0}$) liefert die Definition des Eigenlenkgradienten⁸ für sehr große Kurvenradien R:

$$\delta_{H,0} = \lim_{R \rightarrow \infty} \left(i_S \frac{l}{R} + i_S G_U a_y \right) = i_S G_U a_y \quad (5.27)$$

Mit (5.26) und (5.27) folgt der gesuchte Ausdruck $M_H = M_H(\delta_H)$ für kleine Lenkwinkel. Dessen Ableitung beschreibt das Verhalten des Lenkmoments um die Mittenlage:

⁸Siehe z. B. Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5 *Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung*, Kap. 6 *Entwicklung*.

$$\left. \frac{dM_H}{d\delta_H} \right|_{\delta_H=0} = \frac{C_A}{i_{AS}G_U} \text{ in N m/rad bzw. } \frac{C_A}{i_{AS}G_U} \cdot \frac{\pi}{180^\circ} \text{ in N m/}^\circ \quad (5.28)$$

Für ein optimales Lenkverhalten wird dafür bei Pkw ein Wertebereich von 0,3 bis 0,5 N m/° empfohlen [1]. Bei Rennfahrzeugen ohne Lenkhilfe werden je nach Fahrgeschwindigkeit und aerodynamischen Abtrieb etwa drei- bis vierfache Werte erreicht.

Bei Rallye-Fahrzeugen erweisen sich elektromechanische Hilfskraftlenkungen (EPS), die zurzeit die hydraulisch unterstützten Lenkungen (HPS) bei Pkw verdrängen, als nicht brauchbar. Mittlere Lenkwinkelgeschwindigkeiten von 700 °/s und Spitzenwerte von 1500 °/s sind durch solche Systeme nicht darstellbar [20].

Ein weiterer prinzipbedingter Nachteil von EPS-Lenkungen ist, dass sie schwerer sind als HPS-Systeme, und zwar je mehr mechanische Leistung benötigt wird, Abb. 5.25. Im Kleinwagensegment weisen beide Systeme noch etwa die gleiche Masse auf [1].

An der Stelle sei ins Bewusstsein gebracht, dass die Lenkung nicht nur die Eingaben des Fahrers von oben nach unten an die Reifen weitergibt, sondern auch umgekehrt Nutz- und Störinformationen von der Fahrbahn zum Fahrer gelangen. Im Idealfall findet dabei eine Filterung statt, so dass nur fahrrelevante Rückmeldungen vom Fahrer wahrgenommen werden. So ungünstig Reibung für Menschen beim Ausführen einer Regelaufgabe auch ist, so hilfreich wirkt sie in diesem Zusammenhang. Stöße und periodische Anregungen wie Radunwucht, Bremskraftschwankung usw. werden durch erhöhte Reibung im Übertragungssystem gedämpft [1]. Die Lenkung als schwingungsfähiges Feder-Masse-System weist naturgemäß ein frequenzabhängiges Verhalten auf. Einen Vergleich des Übertragungsverhaltens verschiedener Lenksysteme bietet das Bode-Diagramm Abb. 5.26. Die allgemeine Grenze der Frequenz für fahrerrelevante Rückmeldungen ist im Bereich von 20 bis 30 Hz zu sehen [1]. Die Trägheit einer Lenkung steigt mit ihren bewegten Massen. Dazu wurden für das Übertragungsverhalten in Abb. 5.26 folgende Teile berücksichtigt: Die Zahnstange, bei HPS der Hydraulikkolben, bei EPS der Rotor des Elektromotors samt Riementrieb und die Kugelumlaufmutter.

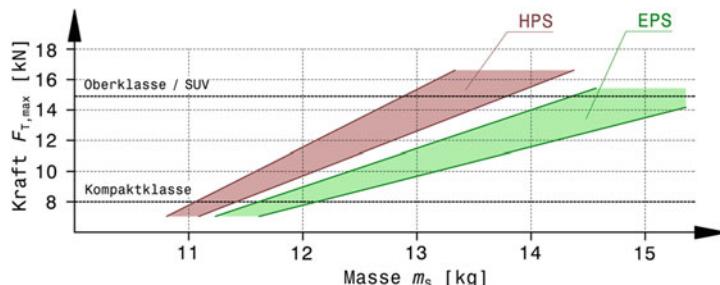


Abb. 5.25 Massevergleich von Lenkungen, nach [1]

$F_{T,\max}$...maximale Spurstangenkraft, m_s ...Masse des Lenksystems, HPS... hydraulisch unterstütztes Lenksystem, EPS... elektromechanisches Lenksystem

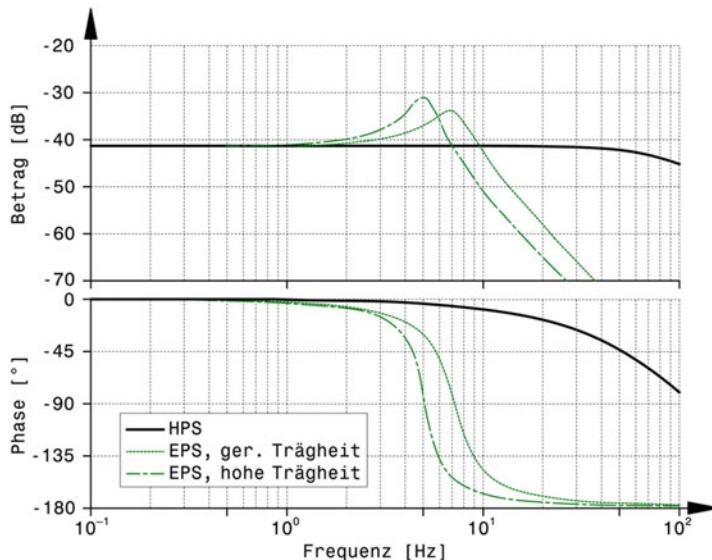


Abb. 5.26 Bode-Diagramm verschiedener Lenksysteme, nach [1]

Ein Bode-Diagramm stellt ein Übertragungsverhalten nach Betrag (Amplitudengang) und Phase (Phasengang) dar. Mit Betrag ist der Wert der Übertragungsfunktion zwischen der Antwort, Verschiebung der Zahnstange bzw. Verdrehung des Drehstabs im Lenkventil, und der Anregung, Kraft an der Zahnstange, gemeint, wobei allein der Betrag der betrachteten Größen herangezogen wird. Phase beschreibt die Phasenverschiebung zwischen Anregung und Antwort als Funktion der Anregungsfrequenz

HPS... hydraulisch unterstützte Servolenkung, EPS... elektromechanische Lenkung mit geringer und hoher Trägheit

Im Gegensatz zur HPS zeigen EPS ausgeprägte Resonanzerscheinungen um 6 Hz. Die Systemantwort hinkt in dem Fall um 90° der Anregung hinterher. Ein System mit größerer Trägheit weist Resonanz bei geringerer Frequenz mit stärkerer Überhöhung des Signals auf. Man erkennt, dass die HPS über den gesamten relevanten Frequenzbereich das konstantere Übertragungsverhalten aufweist und mit steigenden Frequenzen die Verstärkung von Anregung zu Auswirkung schwächer wird. Ein solches Verhalten wirkt als Tiefpassfilter und unterstützt so die Forderung, dass (hochfrequente) Störsignale nicht unverändert von unten nach oben zum Lenkrad übertragen werden

5.3 Lenkwelle *Steering Shaft*

Die Lenkwelle überträgt die Lenkbewegung des Fahrers zum Lenkgetriebe. Die Wellendurchmesser betragen bei Stahl je nach Lenkraddurchmesser und Wellenlänge etwa 15 bis 22 mm. Es kommen Hohl- und Vollwellen zum Einsatz. Das Auslegungskriterium ist im Allgemeinen nicht das Maximalmoment, das der Fahrer mit seinen Armen schafft, sondern die (Torsions-)Steifigkeit der Lenkanlage.

Nur in den wenigsten Anwendungsfällen ist die Verbindung zwischen Lenkrad und Lenkgetriebe durch eine einfache und gerade Verbindungsstange (Lenkspindel) zu realisieren. Häufig werden Lenkspindeln mit einem oder zwei Winkelgelenken ausgeführt. Üblich sind Kardangelenke, z. B. Abb. 5.27. Gleichlaufgelenke haben sich für diesen Einsatzzweck nicht bewährt. Werden solche Gelenke spielfrei ausgeführt, wird die Reibung unzweckmäßig hoch. Ist umgekehrt das Reibungsverhalten annehmbar, wird das Spiel zwischen den Kugeln und der Laufbahn zu groß. Wellengelenke sind jedoch nicht nur aus Platzgründen vorhanden, sondern haben zusätzlich den Vorteil, dass bei einem Unfall die Lenkwelle in Längsrichtung nachgeben kann. Mit der Anzahl der Gelenke nimmt allerdings das Lenkspiel zu. Diese Gelenke sollen daher möglichst drehsteif sein. Um die wirksamen Spiele zu reduzieren, zahlt es sich aus, einen größeren Durchmesser für die Gabeln zu wählen als es von den Kräften her erforderlich ist, Abb. 5.28.

Lenkwellen, die zwischen den Füßen des Fahrers angeordnet sind, müssen bei drei Pedalen seitlich versetzt eingebaut werden (zwischen Kupplungs- und Bremspedal) und benötigen schon deshalb zwei Wellengelenke. Es gibt aber auch Fahrzeuge, die in einem solchen Fall trotzdem nur ein Gelenk haben, dafür jedoch ein seitlich verschwenktes Lenkrad aufweisen [21].

Bei geringen Beugewinkeln β (bis ca. 5°) lassen sich die Kreuzgelenke durch Gelenkscheiben ersetzen. Lenksäulen mit einem Kreuzgelenk erzeugen bei Beugewinkeln $> 15^\circ$ einen für den Fahrer spürbaren Ungleichförmigkeitsgrad U :

$$U = \frac{\omega_{2,\max} - \omega_{2,\min}}{\omega_1} = \tan \beta \cdot \sin \beta \quad (5.29)$$

U	Ungleichförmigkeitsgrad, -
ω_1 bzw. ω_2	Winkelgeschwindigkeit der miteinander verbundenen Wellen 1 und 2, rad/s

(Fortsetzung)



Abb. 5.27 Kompaktes Wellengelenk *sealed universal joint*

Dieses gekapselte Gelenk aus Stahl wird in die Lenkwelle eingeschweißt oder mit einer Querschraube verbunden. Die Gesamtlänge beträgt bei einer Aufnahmebohrung $\varnothing 16$ mm ca. 70 mm

Solche Gelenke finden auch in Schaltgestängen Verwendung

Abb. 5.28 Kreuzgelenk*Hooke's universal joint*

Dieses Wellengelenk ist nach seiner Verformung hin dimensioniert, also größer als es das übertragbare Lenkmoment erfordern würde. Bei einem Lenkwellendurchmesser von 18 mm weisen die Gabeln eine größte Breite von 43 mm auf



β	Beugewinkel zwischen den Wellen, °
---------	------------------------------------

Diese Ungleichförmigkeit tritt zwischen zwei Extremstellungen der Gelenkgabel auf (vgl. auch Abb. 5.32) und wird somit erst ab einem Lenkradwinkel von 180° ($\delta_H = -90^\circ$ bis $+90^\circ$) störend. Will man diese Ungleichförmigkeit vermeiden, muss man eine Zwischenwelle und ein zweites Kreuzgelenk einführen. Dabei müssen die beiden Beugewinkel gleich groß sein und die beiden Gabeln der Zwischenwelle müssen gleichzeitig in ihren aus An- und Abtriebswellen gebildeten Ebenen liegen (siehe Abb. 5.29 und 5.33).

Die Stellung der Gabel zur Gelenksebene ist jedenfalls wichtig für das Lenkgefühl. Auch der allgemeine Fall – windschiefe Achsen mit 2 ungleichen Beugewinkeln – bietet die Möglichkeit einen symmetrischen Handmomentenverlauf einzustellen. Die Stellgröße ist hierbei der einzige frei wählbare geometrische Parameter: Der Versatzwinkel γ zwischen den Gabeln der Zwischenwelle, Abb. 5.30.

Zunächst wird nur ein Gelenk, das erste Gelenk, betrachtet. Für das Lenkgefühl ist aus der Sicht eines Kardangelenks die Übersetzung zwischen Antriebs- und Abtriebswelle entscheidend. Wenn die Antriebsgabel in der Gelenkebene liegt ($\varphi_1 = 0^\circ$), ist sie maximal. Eine Viertelumdrehung später – die Gabel steht senkrecht auf die Gelenksebene ($\varphi_1 = 90^\circ$) – ist sie minimal. Der Verlauf wiederholt sich periodisch über 180° . Es gilt:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{M_1}{M_2} = \frac{2 \cos(\beta_1)}{2 - \sin^2(\beta_1)[1 + \cos(2\varphi_1)]} \quad (5.30)$$

i	Gelenksübersetzung, -
ω_1 bzw. ω_2	Eingangs- bzw. Ausgangsdrehgeschwindigkeit, rad/s
M_1 bzw.	Eingangs- bzw. Ausgangsmoment, N m
M_2	
φ_1	Drehwinkel der Antriebsgabel, °. $\varphi_1 = 0^\circ$, wenn die Gabel in der Gelenksebene liegt.

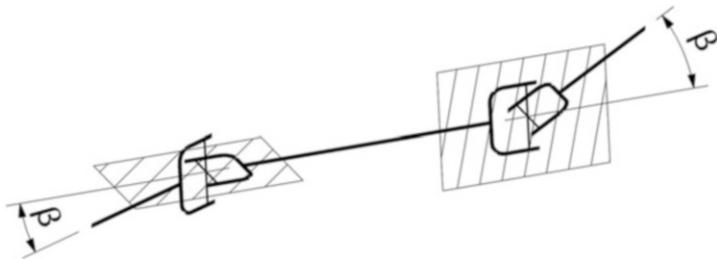


Abb. 5.29 Richtige Anordnung von Gelenkwellengabeln bei windschiefen Anschlussachsen

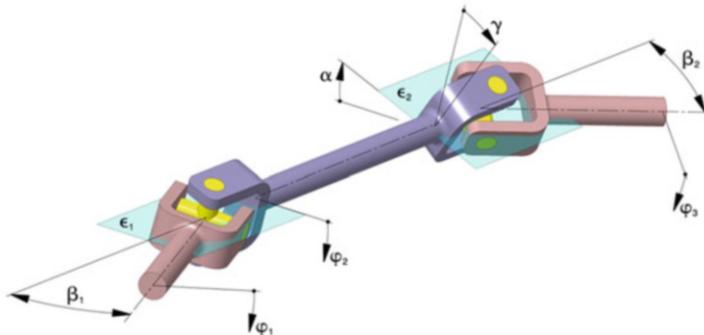


Abb. 5.30 Gelenkwelle mit Zwischenwelle in allgemeiner Anordnung

β_1, β_2 Beugewinkel zwischen Antriebs- und Abtriebswellen. ϵ_1, ϵ_2 Gelenksebene; diese werden von den jeweiligen Antriebs- und Abtriebsachsen aufgespannt. α Winkel zwischen den Gelenksebenen. $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ Drehwinkel der einzelnen Wellen. γ Versatzwinkel zwischen den Gelenkwellen der Zwischenwelle

Für das Lenken um die Geradeausstellung ist es vorteilhaft, wenn die Übersetzung in dieser Stellung minimal ist: Ist das Abtriebsmoment M_2 konstant, so nimmt das Handmoment $M_1 = iM_2$ beim Lenken nach beiden Seiten hin zu. Diese Selbstzentrierung unterstützt den Fahrer über ein ausgeprägte Mittengefühl (Grabeneffekt, *ditch effect*).

Ebenso wie die Drehgeschwindigkeit ändert sich der Kardanfehler (*cardan error*) $\Delta\varphi$ ($= \varphi_2 - \varphi_1$, also die Differenz zwischen Abtriebs- und Antriebswinkel) periodisch. Die größte Voreilung tritt dabei bei ca. 45° und die größte Nacheilung bei etwa 135° Eingangsdrehwinkel auf. Für den Abtriebswinkel φ_2 des ersten Gelenks gilt:

$$\tan(\varphi_2) = \frac{1}{\cos(\beta_1)} \tan(\varphi_1) \text{ bzw. } \varphi_2 = \arctan\left(\frac{1}{\cos(\beta_1)} \tan(\varphi_1)\right) \quad (5.31)$$

Die zeitliche Ableitung des Drehwinkelverlaufs liefert den Winkelgeschwindigkeitsverlauf und damit den Zusammenhang zwischen Kardanfehler und Übersetzung.

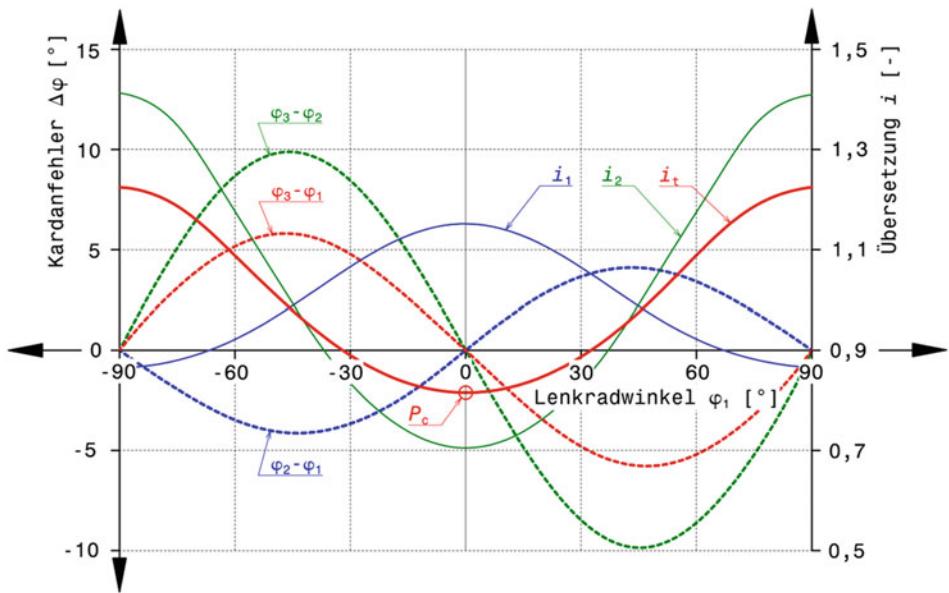


Abb. 5.31 Verlauf von Kardanfehler und Übersetzung für eine Doppelgelenkwelle mit Phasenkorrektur

Die beiden Gelenke weisen unterschiedliche Beugewinkel β auf, daher verlaufen ihre Kardanfehler phasenverschoben. Der Gabelversatzwinkel γ der Zwischenwelle wurde an die relative Lage der Gelenkebenen zueinander (Winkel α) angepasst. Das Minimum der Gesamtübersetzung fällt daher mit der Geradeaussstellung des Lenkrads ($\varphi_1 = 0^\circ$) zusammen. Beim Anlenken fühlt der Fahrer einen Anstieg des Handmoments in beiden Richtungen (Grabeneffekt)

$\beta_1 = 30^\circ$, $\beta_2 = 45^\circ$, $\gamma = \alpha = 30^\circ$. P_c Center Point (Minimum der Übersetzung)

Für das zweite Gelenk gelten die Beziehungen (5.30) und (5.31) im Grunde ebenso. Soll jedoch das Verhalten des gesamten Wellenstrangs ermittelt werden, muss auf die relative Stellung der Gabeln zueinander geachtet werden. Ist die erste Eingangsgabel in ihrer Gelenkebene ε_1 ($\varphi_1 = \varphi_2 = 0^\circ$), so steht die Eingangsgabel des zweiten Gelenks 90° zu ihrer Bezugsebene, die Gelenkebene ε_2 . Für die korrekte Anwendung von (5.31) muss dies berücksichtigt werden. Zusätzlich kann diese Gabel um den Versatzwinkel γ gegenüber der ursprünglichen Stellung (das ist die erste Gabel der Zwischenwelle) verdreht sein. Ebenso kann die Bezugsebene für den Ausgangswinkel φ_3 (= Gelenkebene ε_2) um den Winkel α um die Zwischenwellenachse verdreht sein. Für den Eingangswinkel $\bar{\varphi}_2$ zur Berechnung des Ausgangswinkels φ_3 von Gelenk 2 muss daher in (5.31) gesetzt werden:

$$\bar{\varphi}_2 = \varphi_2 + 90^\circ + \gamma - \alpha \quad (5.32)$$

Das damit folgende Ergebnis $\bar{\varphi}_3$ muss in Folge wieder um den hinzugefügten 90° -Gabelversatz korrigiert werden (γ und α sind davon nicht betroffen – um diese Beziehungen ja tatsächlich verdreht):

$$\varphi_3 = \bar{\varphi}_3 - 90^\circ$$

Eine einfachere Möglichkeit ergibt sich durch den Ersatz von (5.31) durch eine Beziehung, die für die Gabelstellung 90° zur Gelenksebene stimmt:

$$\tan(\varphi_3) = \cos(\beta_2) \tan(\varphi_2) \quad (5.33)$$

Tritt zusätzlich ein Gabelversatz γ und ein Gelenksebenenversatz α auf, so ist dies analog zu (5.32) zu berücksichtigen. Das und die Kombination (5.33) mit (5.31) liefern eine Beziehung für das Verhalten des gesamten Gelenkwellenstrangs:

$$\tan(\varphi_3) = \cos(\beta_2) \tan \left[\arctan \left(\frac{1}{\cos(\beta_1)} \tan(\varphi_1) \right) + \gamma - \alpha \right] \quad (5.34)$$

Für $\gamma = \alpha$ wird der gesamte Kardanfehler $\Delta\varphi_t = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2$ minimal und (5.34) wird zu:

$$\tan(\varphi_3) = \frac{\cos(\beta_2)}{\cos(\beta_1)} \tan(\varphi_1) \quad (5.35)$$

Mit (5.32) eingesetzt in (5.30) kann auch die Übersetzung i_2 des zweiten Gelenks ermittelt werden. Die Gesamtübersetzung i_t folgt aus dem Produkt der Einzelübersetzungen:

$$i_t = i_1 \cdot i_2 = \frac{\omega_2}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{M_1}{M_3}$$

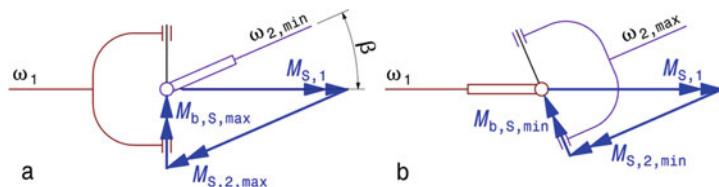


Abb. 5.32 Extreme Kreuzgelenkstellungen

Die größten und kleinsten Werte der Winkelgeschwindigkeiten und der Momente ergeben sich bei den Stellungen *a* und *b* mit der Gabel der Welle 1 in Bildebene und normal dazu

i_t	Gesamtübersetzung, -
$\omega_1, \omega_2, \omega_3$	Winkelgeschwindigkeiten der Eingangs-, der Zwischen- und der Abtriebswelle, rad/s

Abb. 5.31 zeigt den Verlauf der Kardanfehler und Übersetzungen für einen räumlich angeordneten Gelenkwellenstrang mit 2 Gelenken. Der Versatzwinkel der Zwischenwellengabeln wurde an die Lage der Gelenkebenen angepasst ($\gamma = \alpha$). Die Gesamtübersetzung i_t weist dadurch ihr Minimum idealerweise in der Mittelstellung des Lenkrads ($\varphi_1 = 0^\circ$) auf.

Gelenkbeugewinkel über 30° sollten vermieden werden, weil die Lenkwellen durch zusätzliche Lagerkräfte, die von den Kreuzgelenken herrühren, auch auf Biegung beansprucht werden. Die Momente schwanken dabei ähnlich wie die Winkelgeschwindigkeiten zwischen zwei Extremwerten (siehe auch Abb. 5.32):

$$\begin{aligned} M_{S,2,\min} &= M_{S,1} \cdot \cos(\beta) \\ M_{S,2,\max} &= M_{S,1} / \cos(\beta) \\ M_{b,S,\min} &= M_{S,1} \cdot \sin(\beta) \\ M_{b,S,\max} &= M_{S,1} \cdot \tan(\beta) \end{aligned} \quad (5.36)$$

$M_{S,1}$ bzw. $M_{S,2}$	Torsionsmoment an der Lenkwelle 1 bzw. 2, N m
$M_{b,S}$	Biegemoment in der Lenkwelle durch Kreuzgelenk, N m

Abb. 5.33 zeigt eine Möglichkeit größere Beugewinkel zu überwinden. Beugegelenke in der Lenkwelle erhöhen die Sicherheit für den Fahrer im Fall eines Frontalaufpralls, weil die Lenkwelle keine Längskräfte übertragen kann und abknickt, Abb. 5.34.

Abb. 5.33 Ausgleich eines Beugewinkels der Lenkwelle $> 15^\circ$ [28]
Um spürbare Ungleichförmigen der Lenkbewegung für den Fahrer zu vermeiden sind zwei Beugegelenke in W-Anordnung eingebaut und die drei Wellenachsen befinden sich in einer Ebene

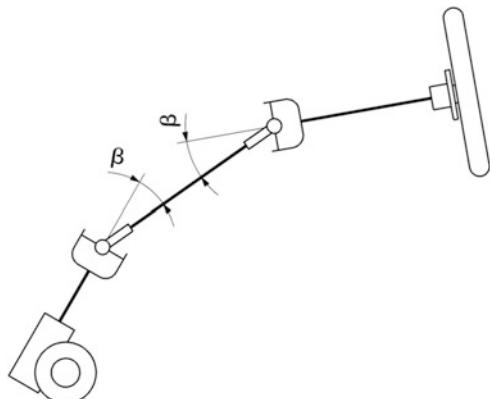




Abb. 5.34 Lenkwelle eines Formel-Renault-Fahrzeugs

Die Welle weist zwei Beugegelenke in Z-Anordnung auf. Dies ermöglicht das axiale Ausweichen des Lenkrades beim Aufpralltest nach FIA F.3 2000. (siehe Handbuch Rennwagentechnik, Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 3 Sicherheit)

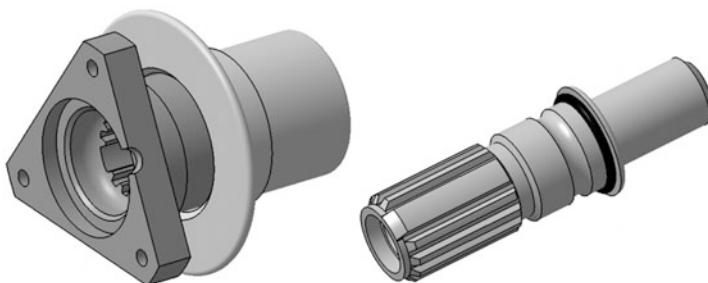


Abb. 5.35 Lenkradnabe mit Anschweißende für Lenkwellen *steering wheel hub with weld-on splined section*

Das Wellenende ist ein Kaufteil und wird an die individuelle Lenkwelle angeschweißt. Es weist eine asymmetrische Keilverzahnung auf, die nur in einer Position in die Lenkradnabe passt. Dies ist erforderlich, wenn Steckkontakte zwischen Nabe und Welle vorhanden sind

Lenkradnabe steering wheel hub. Das Lenkrad wird an einer Nabe angeschraubt. Bei Formel-Lenkräder genügen drei M6-Schrauben, bei Fahrzeugen mit größeren Lenkraddurchmessern werden sechs Schrauben eingesetzt. Die Lenkradnabe ist mit der Lenkwelle meist (reglementbedingt) über einen Schnellverschluss (*quick release*) verbunden. Der Schnellverschluss wird über einen axialen Flanschring, der gelb sein muss, betätigt, Abb. 5.35.

Für Lenkräder mit elektronischen Zusatzfunktionen (Schalter, Display) werden Steckerkontakte erforderlich. Damit die Kontakte beim Aufsetzen des Lenkrads fluchten, muss die Welle-Nabe-Verbindung asymmetrisch gestaltet sein (siehe Abb. 5.35 und 5.36).

Wenn die Lage des Lenkrades in Achsrichtung zur Anpassung an die Fahrervorlieben verstellbar sein soll, befindet sich z. B. ein Teleskopstück zwischen Lenkradnabe und Lenkwellenende, dass ein gestuftes Verlängern bzw. Verkürzen der Welle ermöglicht. Es werden auch Zwischenstücke mit fester Länge verwendet. Diese Zwischenstücke können

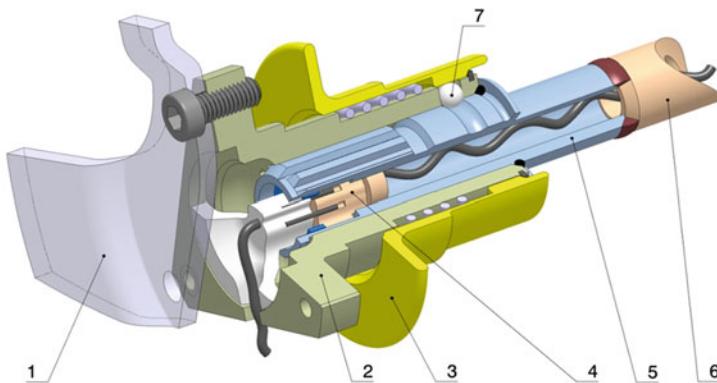


Abb. 5.36 Aufgesteckte Lenkradnabe mit Schnellverschluss (teilweise aufgeschnitten)

Das Lenkrad (1) wird mit drei Schrauben auf den Nabenflansch (2) aufgeschraubt. Die Nabe selbst überträgt mittels Steckverzahnung das Lenkmoment auf das Wellenende (5) und somit auf die angeschweißte Lenkwelle (6). Die axiale Sicherung erfolgt durch Sperrkugeln (7), die in die Nut am Wellenende greifen. Zum Lösen des Lenkrades wird der gelbe Flanschring (3) zum Lenkrad gedrückt und die Kugeln dadurch freigegeben

Zusätzlich weist diese Ausführung elektrische Steckkontakte (4) auf

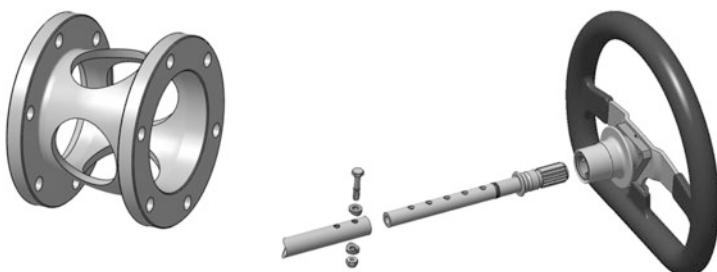


Abb. 5.37 Zwischenstücke für Lenkrad

Links: Feste Länge. Für Sechs-Loch-Verschraubung

Rechts: Teleskopstück das gestuft verschraubt werden kann. Man beachte die beiden Sattelscheiben (*saddle washer*), die für eine ausreichende Pressungsverteilung auf dem rohrförmigen Wellenteil unter den Sechskantköpfen sorgen

daneben korbförmig und hohl gestaltet sein, damit sie zum Schutz des Fahrers Aufprallenergie durch Deformation aufnehmen können, Abb. 5.37.

Lager bearing Die Lenkwelle bzw. die Lenkwellenteile müssen zum Rahmen drehbar gelagert werden, Abb. 5.38. Die Aufgaben solcher Lenklager sind dabei:

- die Lenkspindel spielfrei abstützen
- wirksam Schwingungen und Geräusche dämpfen
- eine hohe Steifigkeit aufweisen
- möglichst reibungsarm sein.



Abb. 5.38 Cockpitseitiges Lenkwellenlager in einem Monoposto (Dallara Formel 3)

In dem zu Kontrollzwecken zusammengebauten Roh-Fahrzeug, kann man die Konsole für die Lagerung der Lenkwelle am Querspant gut erkennen



Abb. 5.39 Gelenkknorpel als Lenkwellenlager

Das Gelenkknorpel stellt sich vorteilhaft auf den erforderlichen Winkel der Lenkwelle ein ohne zusätzliche Reibung hervorzurufen

Eingesetzt werden Gelenkknorpel (Abb. 5.39), Kunststoffgleitlager aber auch Wälzlager. Kommen Gelenkknorpel zum Einsatz sollen Ausführungen ohne Zwischengleitschicht (siehe Abschn. 4.2.2 *Gelenkknorpel*) verwendet werden. Diese zeigen weniger Neigung zu Stick-Slip-Effekten, was gerade an der Lenkung bei Lagern mit großen Durchmessern störend werden kann.

Als einfacher aber aussagekräftiger Test der Reibungsverhältnisse kann folgende Prüfung an der vollständig montierten Lenkung durchgeführt werden: Man betätigt das Lenkrad mit dem letzten Glied des kleinen Fingers bei aufgebockten Vorderrädern. Die Drehung muss leicht von Anschlag zu Anschlag durchführbar sein, andernfalls ist die Lenkung zu schwergängig [11].



Abb. 5.40 Lenkwellenlager eines Produktionssportwagens

Das Lenklager wird von einem Aluminium-Gehäuse aufgenommen, das mit zwei Schrauben an Laschen zum Rahmen befestigt wird. Mehrere Bohrungen in diesen Laschen ermöglichen die Höhe des Lenkrades an den Fahrer anzupassen. Die Längsverstellung erlaubt die Muffe in der Lenkrolle (vgl Abb. 5.37)



Abb. 5.41 Lenkrolle in einem Tourenwagen (DTM Mercedes AMG C-Coupé)

Das Lenkwellenlager ist über zwei Ausleger am Cockpitquerträger befestigt. Langlöcher erlauben eine Höhenverstellung der Lenkrolle

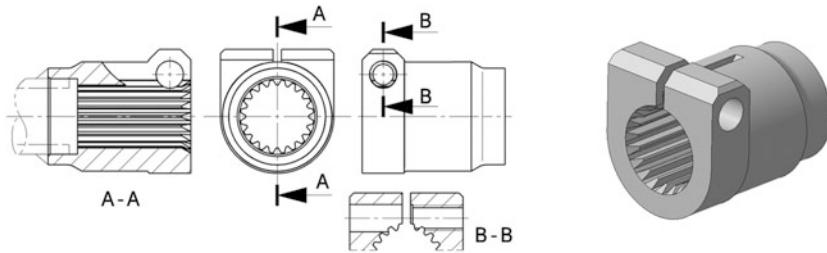


Abb. 5.42 Anschlussstück an das Lenkgetriebe

Das Teil wird an die Lenkwelle angeschweißt (im Schnitt A-A strichliert zu sehen)

Die Lenklager können auch so angebracht sein, dass eine Höhenverstellung des Lenkrades möglich ist, Abb. 5.40 und 5.41.

Bei Pkw kommen spezielle Nadellager mit Gummitoleranzring zum Einsatz, die Toleranzen der Mantelrohre der Lenksäule ausgleichen. Es gibt auch vollkugelige oder käfiggeführte Schräkgugellager, die in der üblichen Anordnung mit zwei Lagern die Lenkwelle aufnehmen. Bei längsverstellbaren Lenksäulen werden auch Vierpunktluflager verbaut.

Der Anschluss der Lenkwelle an das Lenkgetriebe erfolgt über eine Welle-Nabe-Verbindung, die vom Lenkgetriebe vorgegeben wird. Üblich sind Vierkantwellen (*square section*) und Kerbverzahnungen (*splined section*). Abb. 5.42 zeigt ein Anschlussstück für Kerbverzahnung, das an die Lenkwelle angeschweißt wird. Zur spielfreien Übertragung der Lenkbewegung weist der Anschluss eine Klemmschraube auf. Diese ist so angeordnet, dass sie gleichzeitig eine formschlüssige Sicherung gegen das Abziehen vom Wellenstummel darstellt.

Ein Beispiel einer vollständigen Lenkwelle ist in Abb. 5.43 zu sehen.

Zur Auslegung der Teile eines Lenksystems wird man zum einen von den zu erwartenden Lenkmomenten ausgehen, die von den Reifen, ihrem Reibwert und der Radlast diktiert werden (siehe (5.37)) und zum anderen von den Maximalwerten, die ein menschlicher Fahrer überhaupt im Stande ist aufzubringen. Das maximale Lenkmoment kann für leichte Formelfahrzeuge zwischen 100 und 135 N m und für Tourenwagen zwischen 175 und 240 N m angenommen werden. Des Weiteren sollen Lenkrad und Lenkwelle radiale Kräfte von 700 N ohne spürbare oder gar bleibende Deformation aufnehmen können. Das maximale Lenkradmoment soll jedoch 10 N m während der Fahrt nicht überschreiten, sonst ermüdet der Fahrer zu rasch.

Für das Schwenkmoment (Bohrmoment) eines Reifens im Stand kann folgende empirische Gleichung herangezogen werden [22]:

$$M_{W,S} \approx \mu_W \frac{F_{W,z}^{1,5}}{\sqrt{p_T}} \quad (5.37)$$



Abb. 5.43 Lenkwelle in einem Produktionssportwagen (Osella PA 205)

Die Lenkwelle verläuft gestreckt vom Lenkrad (das im Bild abgenommen ist) bis zum Lenkgetriebeanschluss (ganz links im Bild). Trotzdem ist ein gekapseltes Beugegelenk in der Welle eingesetzt. Das zweiteilige Radiallager neben diesem Gelenk ist vollständig aus Polyamid gefertigt

$M_{W,S}$	Schwenkmoment eines Reifens, N m
μ_w	Reibbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn, -
$F_{W,z}$	Reifenaufstandskraft, N
p_T	Reifenfülldruck, Pa = N/m ²

Zur Dimensionierung des gesamten Übertragungsstrangs, also Lenkrad – Welle – Beugegelenk – Ritzelanschluss kann Tab. 5.2 hilfreich sein. Darin sind die Kriterien zum Nachweis der statischen Festigkeit von Pkw-Serien-Lenksäulen genannt.

5.4 Lenkgetriebe Steering Gear



Tab. 5.2 Kriterien zum Nachweis der statischen Festigkeit von Pkw-Lenksäulen [1]

Lastsituation (Moment am Lenkrad)	Kriterium
Betriebslast: 150 N m	Keine Funktionsbeeinträchtigungen Keine plastischen Verformungen Keine Vorspannkraftabfälle der Schrauben Keine Anrisse oder Brüche
Missbrauchslast ^a : 250 N m	Keine sicherheitsrelevanten Funktionsbeeinträchtigungen Keine sicherheitsrelevanten plastischen Verformungen Keine unzulässigen Vorspannkraftabfälle der Schrauben Keine Anrisse oder Brüche
Bruchverhalten	Kein verformungsloser Bruch Versuchsabbruch bei 350 N m ohne Bruch

^az. B. beim Aufbrechen des Lenkradschlosses, Abdrücken eines Rads vom Bordsteinrand

Das Lenkgetriebe setzt den vom Fahrer am Lenkrad erzeugten Lenkwinkel δ_H in eine Verstellung des Lenkgestänges um, z. B. in den Drehwinkel δ_{Sg} eines Lenkstockhebels, der auf der Lenkstockhebelwelle – das ist die Ausgangswelle eines Lenkgetriebes – sitzt, Abb. 5.44b–e. Die Lenkgetriebeübersetzung ist dann:

$$i_{Sg} = \frac{d\delta_H}{d\delta_{Sg}} \quad (5.38)$$

i_{Sg}	Lenkgetriebeübersetzung, -
δ_H	Lenkwinkel am Lenkrad, °
δ_{Sg}	Drehwinkel des Lenkstockhebels, °

Die einfachste Art, einen Lagerpunkt am Lenkgestänge zu verschieben, ist die Zahnstangenlenkung, Abb. 5.44a. Hier kann die Lenkgetriebeübersetzung nur als Verhältnis des Winkels δ_H und des Zahnstangenhubes h_{Sg} definiert werden, sie ist also dimensionsbehaftet:

$$i_{Sg,Rack} = \frac{d\delta_H}{dh_{Sg}} \quad (5.39)$$

$i_{Sg,Rack}$	Lenkgetriebeübersetzung der Zahnstange, °/mm
δ_H	Lenkwinkel am Lenkrad, °
h_{Sg}	Hub der Zahnstange, mm

Bei konstanter Verzahnungsübersetzung der Zahnstange können die Gesamtwege ins Verhältnis gesetzt werden und es gilt:

$$i_{Sg,Rack} = \delta_{H,t}/h_{Sg,t} = 2\pi \cdot j_H/h_{Sg,t} \quad (5.40)$$

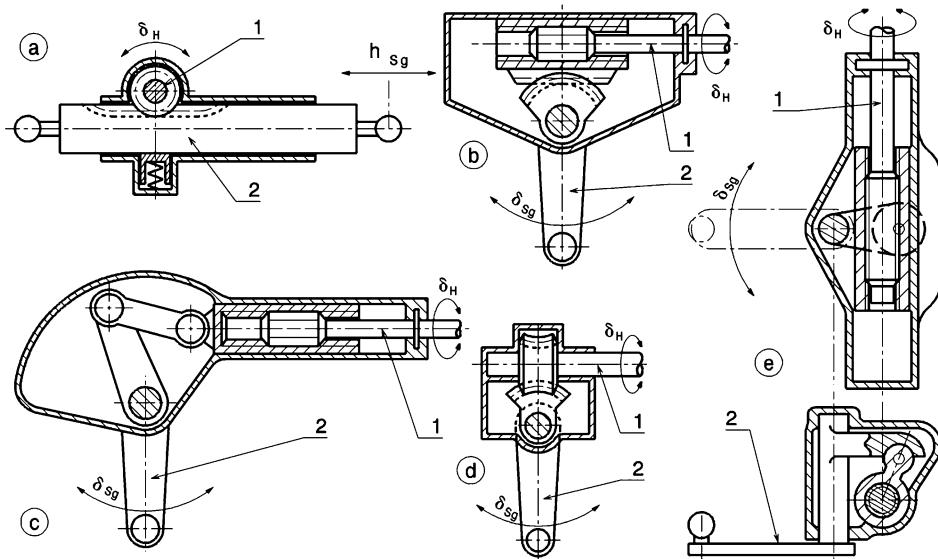


Abb. 5.44 Bauarten von Lenkgetrieben, nach [5]

a Zahnstangenlenkung: 1 Lenkwelle mit Ritzel, 2 Zahnstange. b Lenkmutterlenkung: 1 Lenkspindel mit Gewinde, 2 Lenkstockhebel mit Zahnrädradsegment. c Kurbeltriebelenkung: 1 Lenkspindel mit Gewinde, 2 Lenkstockhebel. d Globoidschneckenlenkung (Gemmer-Lenkung): 1 Lenkwelle mit Globoidschnecke, 2 Lenkstockhebel mit Schneckenradsegment. e Lenkmutterlenkung: 1 Lenkspindel mit Gewinde, 2 Lenkstockhebel mit Kugelpfanne

$i_{Sg,Rack}$	Lenkgetriebeübersetzung der Zahnstange, rad/mm
$h_{Sg,t}$	Gesamthub der Zahnstange, mm
$\delta_{H,t}$	Lenkraddrehwinkel für den Gesamthub der Zahnstange, rad
j_H	Anzahl der Lenkradumdrehungen beim Gesamthub $h_{Sg,t}$, -

Durch Eingriffe in die Verzahnungsgeometrie sind auch bei Zahnstangenlenkungen veränderliche Getriebeübersetzungen erzielbar (siehe Abb. 5.51). Der Hauptvorteil der Zahnstangenlenkung ist ihre einfache Bauweise und der geringe Platzbedarf, nicht unbedingt aber die relativ steife unmittelbare Umsetzung der Lenkraddrehung in eine Spurstangenverschiebung ohne Einschaltung von Zwischenhebeln. Die geradlinige Bewegungsform schränkt zudem die konstruktiven Möglichkeiten bei der Auslegung der im Allgemeinen dreidimensional wirksamen Lenkgeometrie ein.

Bei Pkw ebenso gebräuchlich ist eine Lenkung mit „Lenkmutter“, die durch ein Gewinde (heute zur Reibungsverminderung ein Kugelumlaufgewinde) mit der Lenkspindel verbunden ist, Abb. 5.44b. In der Darstellung trägt die Lenkmutter ein Zahnrädradsegment, das mit einem Zahnrädradsegment auf der Lenkstockhebelwelle kämmt. An die Stelle der Verzahnung kann auch ein Kurbeltrieb treten, Abb. 5.44c, wobei die

Lenkmutter die Rolle des Kolbens übernimmt. Bei dieser Bauart ist die Lenkgetriebeübersetzung veränderlich.

Abb. 5.44d zeigt ein Lenkgetriebe mit einer Globoidschnecke und einem Schneckenrad, wobei der Lenkradwinkel δ_H mit konstanter Übersetzung i_{Sg} in einen Drehwinkel δ_{Sg} des Lenkstockhebels verwandelt wird. Neuere Ausführungen dieser Bauart besitzen auf der Lenkstockhebelwelle eine Lagergabel, in welcher sich zur Verminderung der Reibung eine Profilrolle befindet, die zwei Zähne des Schneckenrades vertritt („Schneckenrollenlenkung“). Die Schneckenlenkung ist stoßempfindlich, kann spielfrei und mit progressiver Übersetzung ausgeführt werden.

Die Bauarten nach Abb. 5.44b, c eignen sich, ebenso wie die Zahnstangenlenkung a, wegen der geradlinigen Hubbewegung ihres Abtriebselementes besonders gut für die Überlagerung einer hydraulischen Servounterstützung (Kolben und Zylinder).

Eine Variante der Lenkgetriebe mit Lenkmutter zeigt Abb. 5.44e. Die Lenkbewegung verschiebt über ein Gewinde eine Lenkmutter. Diese führt mit einem Aufsatz eine Kugelkalotte auf der Lenkstockhebelwelle. Während die Mutter axial verschoben wird, dreht sich die Lenkstockhebelwelle und kippt dabei gleichzeitig die Mutter um ihre Achse, weil die Kugelpfanne sich entlang eines von der Lenkstockhebelwelle vorgegebenen Kreisbogens bewegt. Diese Schwenkbewegung der Mutter ist stets zur Lenkstockhebelwelle gerichtet, wodurch sich mit wachsendem Lenkeinschlag der wirksame Hebelarm um die Lenkstockwelle verringert, d. h. die Getriebeübersetzung i_{Sg} nimmt ab (durch weitere Eingriffe in die Kinematik lässt sich dies auch umkehren). Die Lenkmutter schwenkt damit einmal im Drehsinn der Lenkspindel, das andere Mal gegensinnig, so dass sich einmal der Relativdrehwinkel und damit der Vorschub verringert, das andere Mal vergrößert. Dies ergibt eine Unsymmetrie im Übersetzungsverlauf und eine geringfügig ungleiche Zahl der Lenkradumdrehungen nach links und rechts.

Alle Ausführungen mit einfacher Lenkmutter weisen eine hohe Gleitreibung auf, was der Fahrer als schwergängig empfindet, und sind nicht nachstellbar (Gewindespield).

Das Spiel zwischen Lenkrad- und Radschwenkbewegung soll um die Geradeausstellung („Druckpunkt“) am kleinsten sein. Der Verschleiß tritt vornehmend in der Geradeausstellung auf und moderates Spiel bei großen Lenkwinkeln ist für den Fahrbetrieb bedeutungslos, Abb. 5.45.

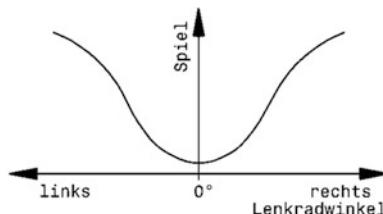


Abb. 5.45 Zulässiger Verlauf des Lenkungsspiels über dem Lenkradeinschlag (schematisch)
In der Geradeausstellung fällt ein Spiel am stärksten auf, weil die Räder – abgesehen von Vorspur, Nachlauf usw. – nicht geführt werden und daher instabil laufen. Bei Kurvenfahrt treten Seitenkräfte auf und drücken die Räder an einen Anschlag

Lage des Lenkgetriebes *position of steering gear*

Zuerst werden die Gelenkspunkte des Fahrwerks nach Gesichtspunkten der Fahrleistung festgelegt (vgl. Kap. 2 *Fahrwerk*) und erst dann sucht man eine passende Lage für das Lenkgetriebe und die Anlenkung der Spurstangen.

Die Lage des Lenkgetriebes oder genauer der Spurstangenanbindung im Verhältnis zu den Gelenken der Radaufhängung ist entscheidend, ob ein (unerwünschtes) Eigenlenkverhalten beim Einfedern des Rades auftritt. Wie die Lage der Übertragungselemente bestimmt wird, ist in Abschn. 5.5 beschrieben. Das Lenkgetriebe wird bei bekannter Lage der Spurstange an dieser ausgerichtet. Das Lenkgetriebe kann grundsätzlich vor oder hinter der Achse angebracht sein. In der letztgenannten Position fällt die Länge der Lenkwelle kürzer aus, das Lenkgetriebe kann aber den Bereich für die Fahrerfüße bzw. Unterschenkel einengen, wenn es auf Höhe der oberen Querlenker liegt. Eine kürzere Lenkwelle muss auch nicht zwangsläufig leichter sein. Sobald ein Wellengelenk zwischen Lenkradachse und Lenkgetrieberitzel erforderlich wird, kommt die Masse des Gelenks mitsamt dem notwendigen Zwischenlager mit seiner Befestigungen hinzu.

5.4.1 Zahnstangenlenkgetriebe *Rack-and-Pinion Gear*

An Rennfahrzeugen finden sich fast durchwegs Zahnstangenlenkgetriebe. Die Lenkgetriebeübersetzung $i_{Sg,Rack}$ (siehe Abb. 5.44a) wird grob im Bereich $6,5^{\circ}/mm$ ($360^{\circ}/55\text{ mm}$) bis $9^{\circ}/mm$ ($360^{\circ}/40\text{ mm}$) gewählt. Die gesamte Lenkübersetzung i_S liegt damit bei etwa 7:1 bis 8:1 [21]. Grundsätzlich gibt es mehrere Orte, wo das Ritzel auf oder unter der Zahnstange platziert werden kann. Der Abtrieb zu den Spurstangen muss auch nicht seitlich erfolgen, Abb. 5.46 zeigt prinzipielle Gestaltungsmöglichkeiten.

Wenn die Zähne der Zahnstange in Einbaulage nach oben zeigen, ist eine beidseitige Abdichtung der Zahnstangendurchtritte erforderlich. So wird vermieden, dass Ablagerungen (Späne, Steinchen,...) zwischen den Zahnrillen liegen bleiben und die Lenkung blockieren.

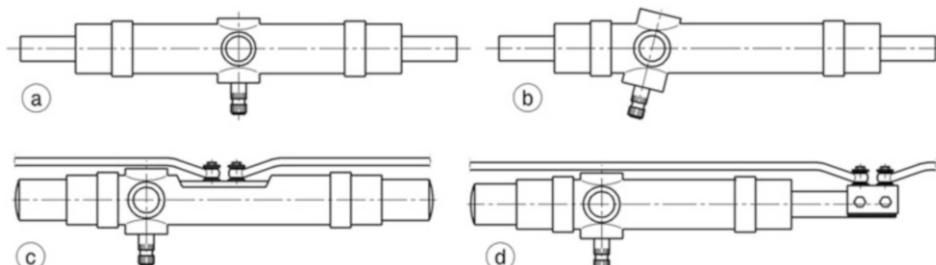


Abb. 5.46 Ausführungsformen von Zahnstangenlenkgetrieben

- a Lenkwelle in der Mitte, Seitenabtrieb.
- b Lenkwelle seitlich, Anschluss verschwenkt.
- c Mittenabtrieb.
- d einseitiger Abtrieb

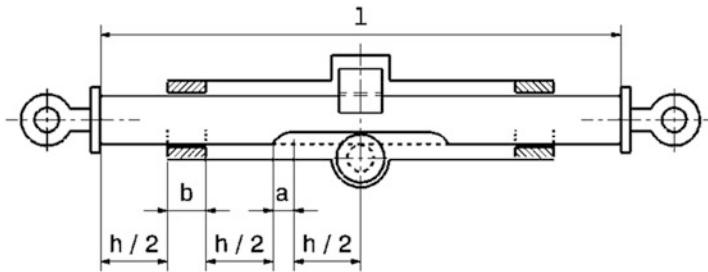


Abb. 5.47 Mindestlänge l einer Zahnstange bei seitlich angebrachten Spurstangen

h Zahnstangenhub

a Verzahnungsauslauf

b Führungslänge

Soll Eigenlenkverhalten beim Federn der Räder vermieden werden, muss die Länge des Lenkgetriebes kleiner sein als der Abstand der Querlenkerachsen auf deren Höhe das Lenkgetriebe angebracht wird. So können über eingeschraubte Stangenköpfe die Spurstangengelenkpunkte verschoben werden, bis diese auf den Querlenkerachsen liegen. Die Mindestlänge der Zahnstange ergibt sich aus dem gewünschten Hub, Abb. 5.47:

$$l = 2 \left(3 \frac{h}{2} + a + b \right) = 3h + 2(a + b).$$

Dazu kommen noch die axialen Bauräume von Dichtungen

Beim größtmöglichen Einschlag der Lenkung dürfen weder Reifen noch Räder mit Fahrwerksteilen kollidieren. Außerdem darf das Lenkgestänge nicht durchschlagen oder instabil werden. Deshalb ist ein definierter, mechanischer Lenkanschlag erforderlich. Dieser wird meist über Scheiben realisiert, die an den Enden der Zahnstange mittverschraubt werden und gegen das Führungsgehäuse laufen.

Der Zahnstangendurchmesser ergibt sich durch die größte axiale Kraft. Diese tritt beim größten Lenkradmoment auf. Bei Serienfahrzeugen wird der so genannte Bordsteinabdrücktest (*curb-stone push off test*) durchgeführt. Hierbei dürfen bei blockiertem Vorderrad mit zulässiger Vorderachslast und bei voller Servounterstützung mit einem Lenkradmoment von 80 N m keine bleibenden Verformungen an der Zahnstange auftreten. Aus den gleichen Überlegungen folgt die Auslegung der Spurstangen auf entsprechende Knicksteifigkeit.

Als Anhaltswerte für auftretende Kräfte können die Größen nach Tab. 5.3 dienen.

Eine vollständige Zahnstangenlenkung eines Pkw ist in Abb. 5.48 zu sehen.

Den Aufbau eines Zahnstangenlenkgetriebes zeigen die Abb. 5.49 und 5.50. Der Anschluss der Lenkwelle erfolgt direkt an das Ende der Ritzelwelle (6). Gängige Größen der Kerbverzahnung (*spline*) für den Anschluss der Lenkwelle liegen im Bereich 12x14 bis

Tab. 5.3 Zahnstangenkräfte bei Serienfahrzeugen, nach [23]

Achslast der Vorderachse, kg	max. Zahnstangenkräfte, N
550	6500
650	8000
850	8000
950	9000

**Abb. 5.48** Zahnstangenlenkung eines Pkw

Die Lenkung weist eine hydraulische Unterstützung auf, die auf die Zahnstange wirkt

Das Lenkgetriebe ist mit dem linken Bügel (neben dem Lenkwellenanschluss) fest mit dem Achsschemel verschraubt und am rechten Ende wird ein Elastomerring von einem Blechbügel als Loslager gehalten

Die beiden Spurstangen sind seitlich an der Zahnstange angebracht und die Kugelgelenke und der Zahnstangenaustritt werden von Faltenbälgen geschützt

17x20 (DIN 5481). Die Lenkbewegung wird über das Ritzel auf die Zahnstange (8) übertragen. Das Ritzel wird durch zwei Wälzlager (4 und 7) gehalten, wobei das Rillenkugellager (4) als Festlager fungiert. Auf der Loslagerseite sitzt eine Nadelhülse. Die gewählte Ausführung ermöglicht eine bauraumsparende Konstruktion der Lagerung mit niedrigen Reibwerten. Die beiden Lager sind durch die Umgebungskonstruktion geschützt. Die Lager werden bei ihrer Montage befettet und sind damit wartungsfrei auf Gebrauchsdauer.

Das federbelastete Druckstück (9) sorgt für ein spielfreies Andrücken der Zahnstange an das Ritzel. Damit bei Überlast die Zahnstange jedoch nicht durch die Zahnkraft so weit weggedrückt werden kann, dass der Zahneingriff unzulässig abnimmt oder gar das Ritzel überspringt, ist der maximale Weg des Druckstücks durch den Einstellring auf den Wert s begrenzt. Das Spiel s wird mit dem Distanzring (12) eingestellt. Die Verschlusschraube

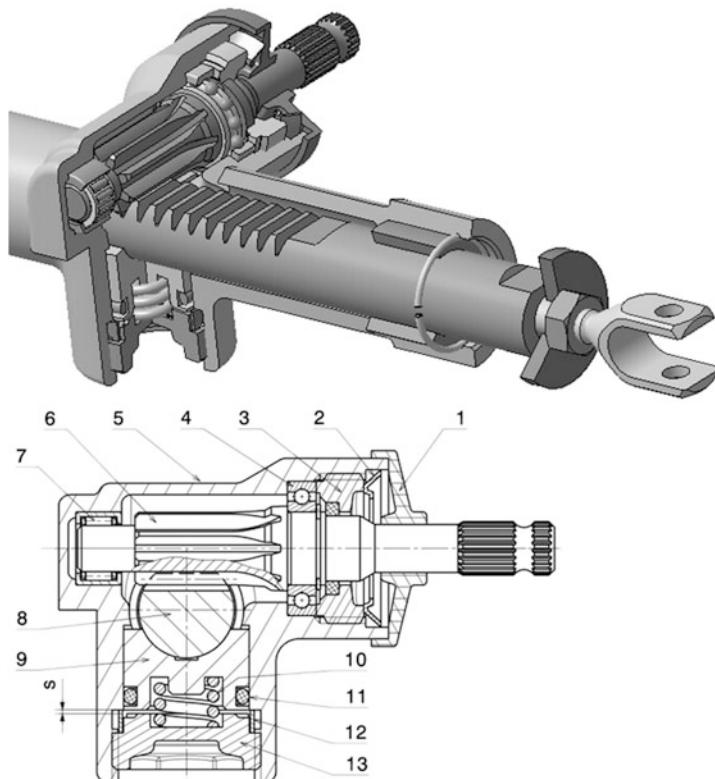


Abb. 5.49 Zahnstangenlenkgetriebe, Schnitt durch Ritzel, nach [2]

1 Abdeckkappe. 2 Sicherungsblech. 3 Verschraubung mit Dichtring. 4 Rillenkugellager. 5 Lenkgetriebehäuse. 6 Ritzel. 7 Nadellager. 8 Zahnstange. 9 Druckstück. 10 Feder. 11 O-Ring. 12 Einstellring. 13 Verschluss schraube

s max. 0,12 mm

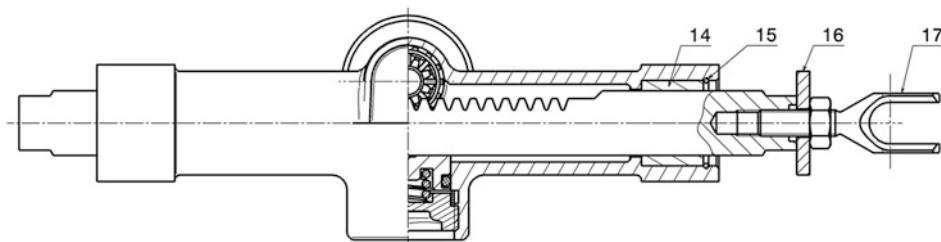


Abb. 5.50 Zahnstangenlenkgetriebe mit Seitenantrieb, Längsschnitt von Abb. 5.49

14 Führungsbuchse. 15 Spreng ring. 16 Scheibe. 17 Gabel

(13) wird gegen den Ring (12) gezogen. Der O-Ring (11) im Druckstück wirkt als Dämpfer und vermeidet Klappergeräusche. Die Schraubenfeder (10) hat je nach Lenkungsgröße eine Vorspannkraft von 0,6 bis 1,0 kN. Die Oberfläche beider kämmender Partner soll mindestens eine Rockwellhärte von 55 HRC aufweisen. Die Reibkräfte zwischen Druckstück und Zahnstangenrücken sollen für gutes Ansprech- und Rückmeldeverhalten der Lenkung möglichst gering sein.

Die dargestellte Verzahnung ist eine Geradverzahnung. Bei großen Übersetzungen kommen auch Schrägverzahnungen zum Einsatz. Durch die Sprungüberdeckung wird der Zahneingriff weicher.

Die Zahnstange muss nicht mit konstanter Teilung versehen sein, sondern kann eine variable Teilung aufweisen, Abb. 5.51. Damit ist eine variable Übersetzung im Lenkgetriebe selbst darstellbar.

Werkstoffe

Lenkgetriebegehäuse: Al-Sandguss EN AC-AlSi7Mg0,3 T6 (DIN EN 1706) mit 230–310 N/mm² Zugfestigkeit, 190–240 N/mm² 0,2%-Streckgrenze und 75–110 HB Härte.

Zahnstange: Induktionshärtbare Vergütungsstähle, z. B. Cf 53, 41 Cr4 (DIN EN 10 083), C40 (DIN EN 10027-1) mit 640 N/mm² Zugfestigkeit und 440 N/mm² Streckgrenze, 37CrS4 sowie 41CrS4 (DIN EN 10027-1) mit 775 N/mm² Zugfestigkeit und 620 N/mm² Streckgrenze; Titanlegierung PVD-beschichtet.

Ritzel: Einsatzstähle, z. B. 20 MnCr5, 20MoCr4 (DIN EN 10 008); Titanlegierung PVD-beschichtet.

Lagerbock mount Zahnstangenlenkgetriebe werden mit angegossenen Konsolen oder mit separaten Lagerböcken (Abb. 5.52) fest mit dem Rahmen verschraubt. Bei Serienfahrzeugen wird aus Komfort- und Toleranzgründen ein Gummilager bei 2 Lagern eingesetzt.

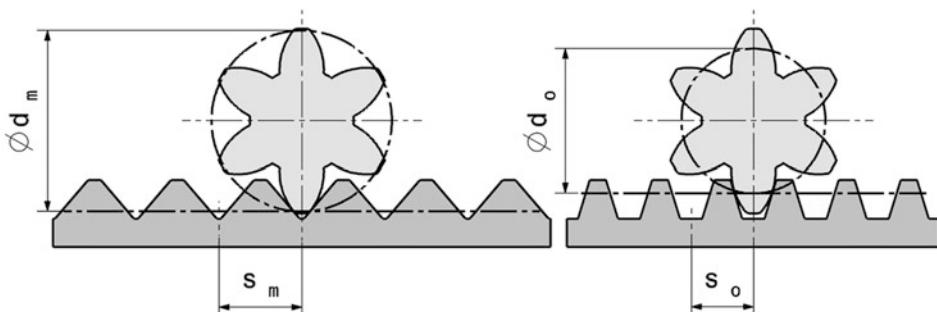


Abb. 5.51 Zahnstange mit variabler Teilung

In der Mitte der Zahnstange berührt das Ritzel die Zahnflanke an einem größeren Wälzkreisdurchmesser d_m , als außen, wo der Durchmesser d_o wirksam ist. Der Verschiebeweg der Zahnstange verkleinert sich so bei zunehmendem Lenkeinschlag von s_m auf s_o .

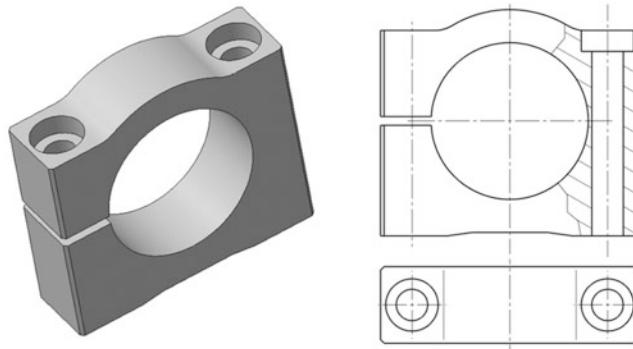


Abb. 5.52 Lagerbock für Zahnstangenlenkgetriebe

Das Lenkgetriebegehäuse wird an beiden Enden mit einem solchen Lagerbock verschraubt. Der Trennschlitz auf einer Seite ermöglicht eine gezielte Klemmung des rohrförmigen Gehäuses. Das Gehäuse kann innerhalb seiner Lagerungsbreite axial verschoben werden, z. B. um Fertigungstoleranzen von Rahmen und Fahrwerk auszugleichen



Abb. 5.53 Zahnstangenlenkgetriebe eines Formelwagens (Formel König)

Das Lenkgetriebe ist am Ende des Rahmens mit zwei Lagerböcken montiert. (Davor wird die Nase mit dem Frontflügel und dem Crashelement montiert.) Die Lenkwelle mündet etwas nach links versetzt, damit Fahr- und Bremspedal mit dem rechten Fuß betätigt werden können. Das Kupplungs-pedal wird auf der anderen Seite der Lenkwelle mit dem linken Fuß getreten. Die Spurstangen liegen in der Ebene des oberen Querlenkers. Die Lenkanschläge werden über Scheiben an den beiden Enden der Zahnstange realisiert

Beispiele Die Abb. 5.53, 5.54 und 5.55 zeigen Beispiele von ausgeführten Zahnstangenlenkgetrieben und geben eine anschauliche Systemübersicht.

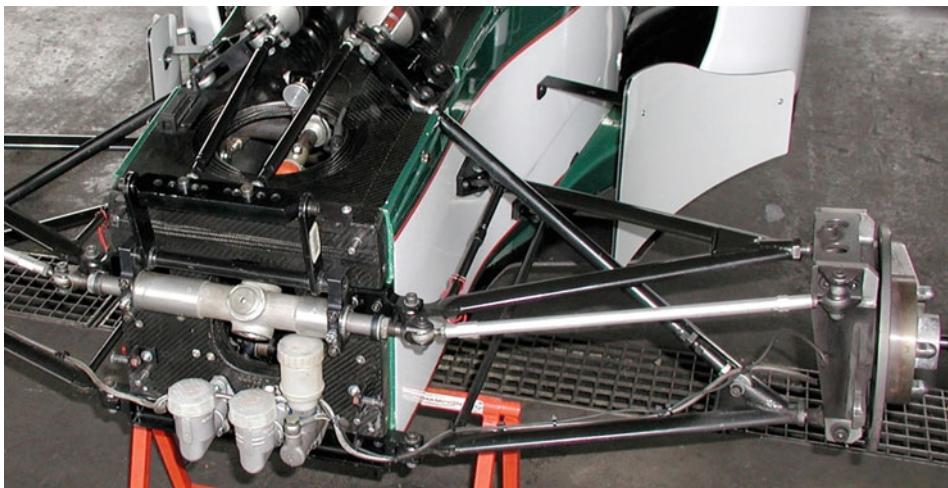


Abb. 5.54 Zahnstangenlenkgetriebe eines Formelwagens (Formel BMW)

Das Lenkgetriebe weist einen symmetrischen Aufbau mit seitlichem Abtrieb auf. Die Spurstangen liegen in den Ebenen der oberen Querlenker



Abb. 5.55 Zahnstangenlenkgetriebe eines Formel-1-Wagens (Ferrari)

Das Lenkgetriebe ist genau für einen bestimmten Wagen konstruiert und weist eine hydraulische Unterstützung auf. Es wird direkt mittels der vier integrierten Schraubbutzen an die vorderste Schottwand des Monocoques geschraubt. Ein Zwischengetriebe bewirkt einen Höhenversatz zwischen dem Lenkwellenanschluss und den Spurstangenanschlüssen. Das große Zwischenzahnrad ist exzentrisch gelagert. Durch Verdrehen seines Lagers wird das Zahnflankenspiel an beiden Eingriffstellen justiert

5.5 Übertragungseinrichtung und Achslager *Transmitting Devices and Axle Bearing*

Unabhängig davon, ob eine Zahnstangenlenkung oder ein anderes Lenkgetriebe zum Einsatz kommt, muss die Bewegung vom rahmenfesten Lenkgetriebe auf die radträgerseitigen Spurhebel übertragen werden. Dies geschieht bei Einzelradaufhängung am besten über Gelenkgetriebe (beweglich gekoppelte Gestänge), die ja neben der Lenkbewegung auch noch die unterschiedlichen Radhubbewegungen beim Federn mitmachen müssen. Abb. 5.56 zeigt einige denkbare Anordnungen von Gestängen. Bei Ausführung a liegen die Drehachsen vom Lenkgetriebe und des gegenüberliegenden Führungshebels parallel. Der Lenkstockhebel bildet mit dem Führungshebel und dem Mittelteil der dreiteiligen Spurstange ein ebenes Gelenkviereck (genauer Parallelogramm). Die beiden Hebel betätigen die außen liegenden Spurstangenteile. Nachteilig bei dieser Ausführung ist die Reibung. Alle sechs Gelenke des Gestänges machen beim Lenken nahezu den vollen

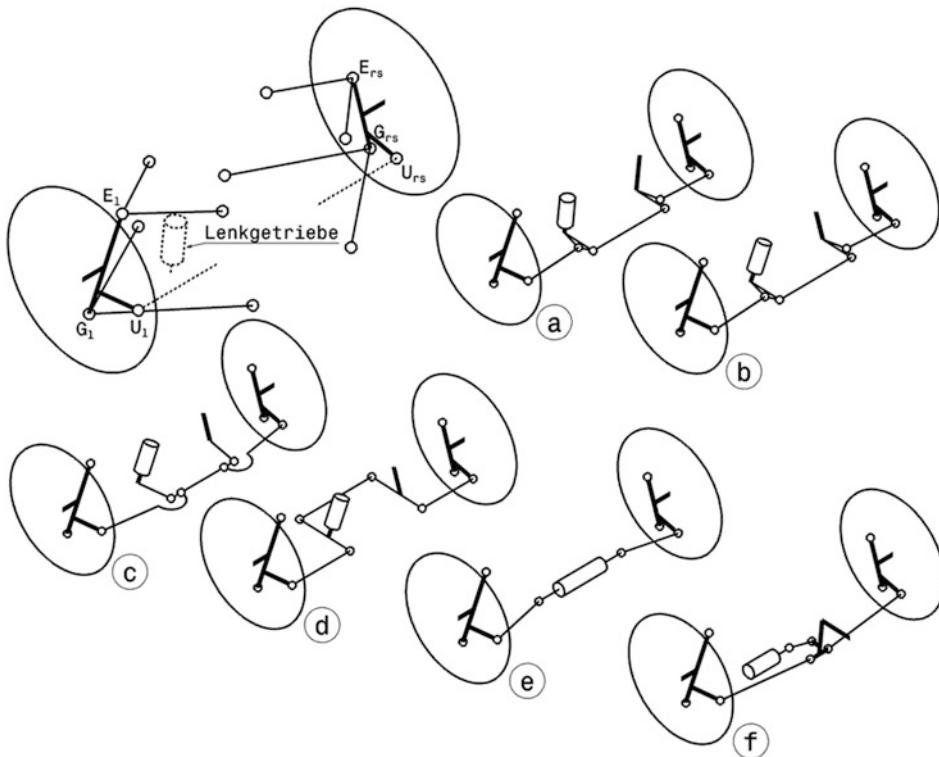


Abb. 5.56 Lenkgestänge für Einzelradaufhängung

Ausgangssituation links oben: Die beiden Gelenke U_1 und U_{rs} der Spurhebel links und rechts müssen geeignet mit dem Lenkgetriebe verbunden werden. **a** Lenkgetriebe senkrecht. **b** Lenkgetriebe parallel zu Lenkachse EG . **c** mittlere Spurstange mit Kugelgelenken. **d** Kipphebel als Zwischenhebel. **e** Zahnstange als Spurstange. **f** Zahnstange mit Zwischenhebel

Lenkwinkel mit. Dazu kommt noch der unerwünschte Einfluss der Spiele in den Gelenken, die sich noch addieren. Ausführung b entspricht weitgehend der Ausführung a, nur sind hier die Achsen des Lenkgetriebes und des Führungshebels an die Neigung der Lenkachse EG angepasst. Das wird vor allem bei großen Spreizungswinkeln erforderlich, weil sonst beim Federn der Räder das Eigenlenkverhalten zu groß wird. Bei Ausführung c ist der Mittelteil der Spurstange in Kugelgelenken gelagert. Dadurch erhält diese Stange einen weiteren Freiheitsgrad, nämlich die Drehung um ihre Stabachse. Deshalb müssen die Gelenkmitten der beiden äußeren Spurstangen auf dieser Achse der mittleren Spurstange liegen, damit sie keine unerwünschte Drehung ausführen können. Bei der Variante d erfolgt die Übertragung der Lenkbewegung vom Lenkgetriebe über zwei Umlenkhebel auf die Spurstangen. Dadurch ergibt sich zwar konstruktiver Freiraum in der Mitte des Fahrzeugs (etwa für den Motor), nachteilig sind allerdings hohe Reaktionskräfte mit den dadurch entsprechend großen elastischen Verformungen. Ausführung e ist eine Zahnstangenlenkung. Die Einfachheit und die geringe Anzahl der Teile werden offensichtlich. Bei Variante f betätigt die Zahnstange die Spurhebel nicht direkt, sondern es wird ein Hebel zwischengeschaltet. Die Nachteile ergeben sich durch einen Vergleich mit obigen Betrachtungen. Gegenüber der einfachen Zahnstange sind mehr Teile verbaut, die neben der Masse Spiele und Elastizitäten vergrößern.

Bei der grundsätzlichen Anordnung von Hebeln und Schubstangen (in dem Fall Spurstangen (*tie rod*) genannt) müssen die Übertragungswinkel beachtet werden. Diese sind für die Betriebssicherheit der Lenkung maßgebend, Abb. 5.57.

Die Lenkgestänge-Übersetzung ergibt sich zu:

$$i_T = \frac{d\delta_{Sg}}{d\delta} = \frac{e}{f} \quad (5.41)$$

i_T	Lenkgestänge-Übersetzung, -
δ_{Sg}	Drehwinkel des Lenkstockhebels, °
δ	Einschlagwinkel des Rads, °
e, f	wirksame Hebelarme, mm. (Siehe Abb. 5.57)

Werden die Übertragungswinkel β_U oder $\beta_T = 0^\circ$, ist das Gestänge instabil. Bei Zahnstangenlenkungen entfällt zwar der Lenkhebel und der Drehpunkt D ist ein Fernpunkt, es bleibt jedoch der Spurhebel (*steering arm*). Insbesondere der Winkel β_U des angetriebenen Spurhebels darf einen Mindestwert nicht unterschreiten, damit es nicht zum Durchschlagen des Lenkgestänges kommen kann. Ein Mindestwinkel ist deshalb erforderlich, weil ja auch Spiele und Elastizitäten berücksichtigt werden müssen. Der Übertragungswinkel sollte den Wert 25° nicht unterschreiten. Bei der Beurteilung von Sicherheitsreserven der Lenkung kommt auch die Spurhebellänge r ins Spiel. Abb. 5.58 zeigt den Verlauf wichtiger Größen über den Übertragungswinkel β_U für ein Zahlenbeispiel mit der Spurstangenlänge $u= 300$ mm.

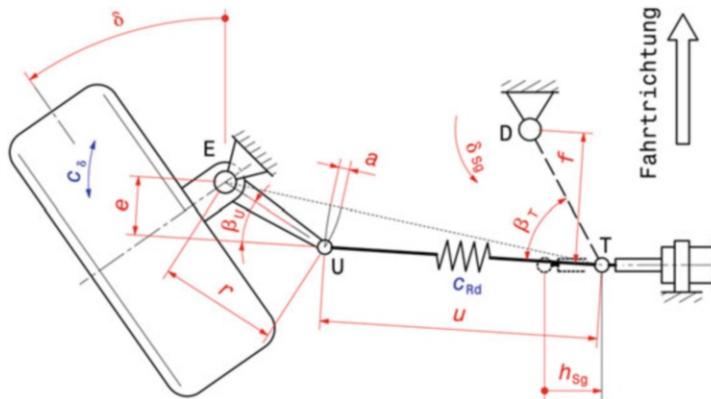


Abb. 5.57 Übertragungswinkel bei Lenkgestängen, nach [5]

Für ein linkes Vorderrad ist das Lenkgestänge mit Zahnstangengetriebe und alternativ mit einem Lenkhebel (strichliert) im Punkt D dargestellt

β_U, β_T Übertragungswinkel

u Spurstangenlänge

a Längen-Überdeckung von Spurhebel und Spurstange

r Spurhebellänge

c_{Rd} Steifigkeit der Spurstange

c_δ Verdrehsteifigkeit eines Rads um die Lenkachse

e wirksamer Hebelarm der Spurstange

f wirksamer Hebelarm des Lenkstockhebels

h_{Sg} Hub der Zahnstange

Aus dem Diagramm c, das die entscheidende Energieaufnahme bis zum Durchschlagen des Gestänges darstellt, erkennt man, dass bei kurzen Spurhebeln größere Übertragungswinkel erforderlich sind, will man eine Mindestenergieaufnahme nicht unterschreiten. Tatsächlich liegen die minimalen Übertragungswinkel bei Pkw zwischen 20° bei langen und 30° bei kurzen Spurhebeln [5].

Zahnstangenlenkung Rack-and-Pinion Steering Die Übertragung der Lenkeingabe erfolgt in dem Fall direkt vom Hub h_{Sg} der Zahnstange über die Spurstangen auf die Lenkhebel. Wie schon die Lenkgetriebeübersetzung ist auch die Lenkgestängeübersetzung dimensionsbehaftet:

$$i_{T,Rack} = \frac{dh_{Sg}}{d\delta} = e \quad \text{aus } e \cdot d\delta = dh_{Sg} \quad (5.42)$$

$i_{T,Rack}$	Lenkgestängeübersetzung für Zahnstangenlenkung, mm/rad.
e	wirksame Spurhebellänge (Normalabstand des Drehpunkts zur Spurstange), mm. (Siehe Abb. 5.57). $e = r \sin(\beta_U)$, für kleine Lenkwinkel δ gilt $\beta_U \approx 90^\circ - \delta - \lambda \cdot \lambda$ (siehe Abb. 5.62).

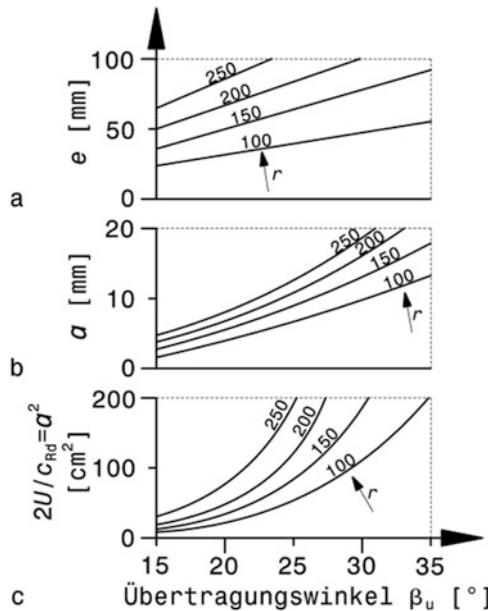


Abb. 5.58 Einfluss des Übertragungswinkels auf die Betriebssicherheit der Lenkung, nach [5]
(Siehe auch Abb. 5.57)

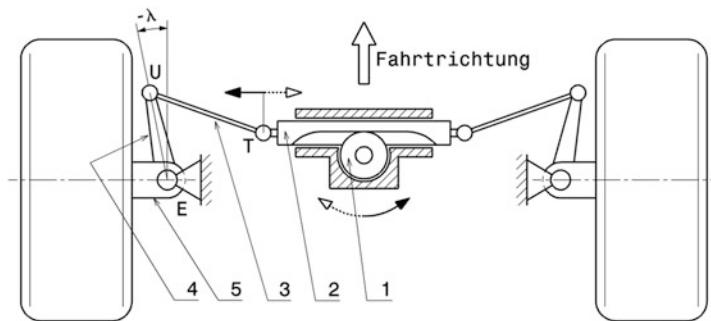
$u = 300$ mm

a Der wirksame Hebelarm e des Spurhebels um die Lenkachse E wächst mit dem Übertragungswinkel und der Spurhebellänge r . **b** Die Längenüberdeckung a zwischen Spurhebel und Spurstange ist ein Maß für die Entfernung vom Durchschlagspunkt. Je kleiner a wird, desto größer die Gefahr des Durchschlagens. Große Spurhebellängen und große Übertragungswinkel sind auch aus dieser Sicht wünschenswert. **c** Die Spurstange sei das einzige elastische Glied in der Übertragungskette mit der Steifigkeit c_{Rd} . Dann ist die wirksame Verdrehsteifigkeit eines Rads um die Lenkachse $c_\delta = c_{Rd}e^2$. Damit wird die Energieaufnahme bis zum Überdrücken des Gestänges $U = c_{Rd}a^2/2$

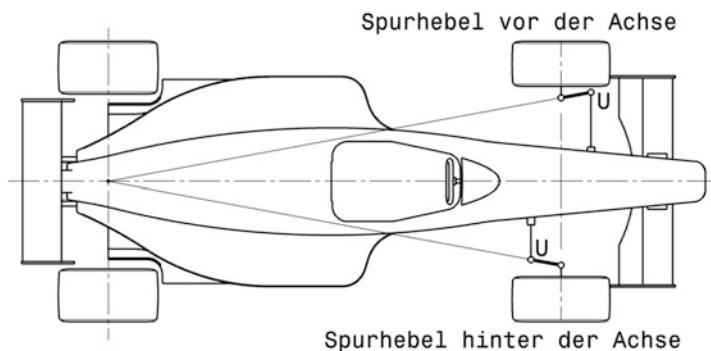
Die gesamte kinematische Lenkübersetzung $i_{S,Rack}$ entspricht dem Verhältnis effektive Spurhebellänge zu Ritzelradius:

$$i_{S,Rack} = i_{Sg,Rack} \cdot i_{T,Rack} = \frac{d\delta_H}{dh_{Sg}} \cdot \frac{dh_{Sg}}{d\delta} = \frac{e}{r_{Pi}} \quad (5.43)$$

r_{Pi}	Wälzkreisradius des Ritzels im Zahnstangenlenkgetriebe, mm. (Siehe z. B. Abb. 5.44a) Pos. 1. $dh_{Sg} = d\delta_H \cdot r_{Pi}$
----------	---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

**Abb. 5.59** Lenkgetriebe vor der Achse

Die Lenkradbewegung wird über das Zahnrad (1), das auf der Lenkwelle sitzt, auf die Zahnstange (2) übertragen. Diese wiederum ist an ihren Enden über die Spurstangen (3) mit den Spurhebeln (4) gelenkig verbunden. Wird die Zahnstange verschoben, dreht sich der Radträger (5) um den Punkt E. Damit die Lenkbewegung gleichsinnig vom Lenkrad übertragen wird, muss das Ritzel (1) unter der Zahnstange sitzen. Zur Erfüllung der Ackermannbedingung weisen die Spurhebel nach außen (Winkel λ negativ)

**Abb. 5.60** Anordnung der Spurhebel für eine Ackermann-Lenkung

Liegt der Spurstangenanschluss U vor der Achse, muss der Spurhebel nach außen zeigen. Im anderen Fall mit dahinter liegendem Gelenk U zeigt der Hebel zum Wagen

Für ideale Ackermann-Winkel trifft die Hebelverlängerung nach hinten den Schnittpunkt der Hinterachse mit der Fahrzeugmitte

Die Lage des Lenkgetriebes (vor oder hinter der Achse) legt die Anordnung des Ritzels zur Zahnstange und die Ausrichtung der Spurhebel fest. Die Übertragungskette muss ja so sein, dass beim Drehen des Lenkrads nach rechts auch die Räder nach rechts eingeschlagen werden, Abb. 5.59. Die Lenkbewegung des Fahrers wird ja über die Lenkwelle auf das Ritzel und damit auf die Zahnstange übertragen.

Die Spurhebel können unabhängig von der Lage des Lenkgetriebes nach vorne oder nach hinten weisen. Zur Erzielung einer reinen Ackermannlenkung müssen die Hebel dabei allerdings zur Fahrzeulgängebene geneigt werden, Abb. 5.60. Die Über-

tragungsglieder (Spurstangen und Hebel) und die Vorderachse beschreiben in der Draufsicht in jedem Fall ein Trapez und kein Parallelogramm. Deshalb spricht man bei dieser Anordnung auch von einem Lenktrapez (*steering trapeze*). Weisen die Spurhebel nach außen, werden die Spurstangen bei gleichem Lenkgetriebe länger. Beim Federn der Räder kommt es dann im Allgemeinen zu geringeren Relativbewegungen der Spurstangen und damit zu weniger Eigenlenkverhalten.

Mit der prinzipiellen Ausrichtung der Spurhebel ist allerdings noch nicht gewährleistet, dass der gewünschte Verlauf des Spurdifferenzwinkels (siehe Abb. 5.7) erreicht wird. Die Bewegungen der Gelenkspunkte T und U der Spurstange sind ja beim Lenken grundsätzlich andere, Abb. 5.61. Das Zahnstangengelenk T bewegt sich auf einer geradlinigen Bahn quer zur Fahrtrichtung und der Anschluss U am Spurhebel rotiert um die Lenkachse \overline{EG} , beschreibt also eine Kreisbahn im Raum.

Bei der Konstruktion der Lenkung müssen also die mittels unten stehender Methoden festgelegten Gelenkspunkte noch fein justiert werden, damit sich die beim Lenken ergebende Istkurve des Lenkwinkels der Wunschkurve (Sollkurve) bestmöglich annähert.

Grundsätzlich bieten sich einige Möglichkeiten an Lenkgetriebe und Lenkgestänge gegenüber der Vorderachse anzuordnen. Das Lenkgetriebe kann vor oder hinter der Achse sitzen und unabhängig davon können die Spurhebel nach vorne oder hinten weisen. Das Ritzel, befindet sich dabei über oder unter der Zahnstange. Die Abb. 5.62, 5.63 und 5.64 zeigen prinzipielle Anordnungen mit annähernd gleicher Lenkgeometrie. Die Spurstangen stellen die gelenkige Verbindung zwischen der Zahnstange und den Spurhebeln her und übertragen dabei Zug/Druckkräfte.

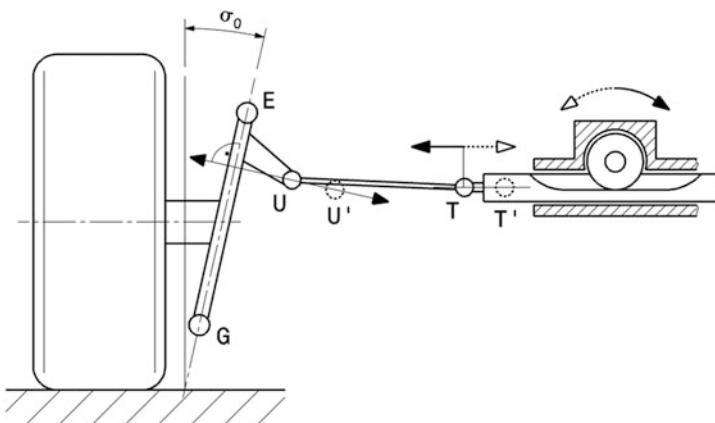
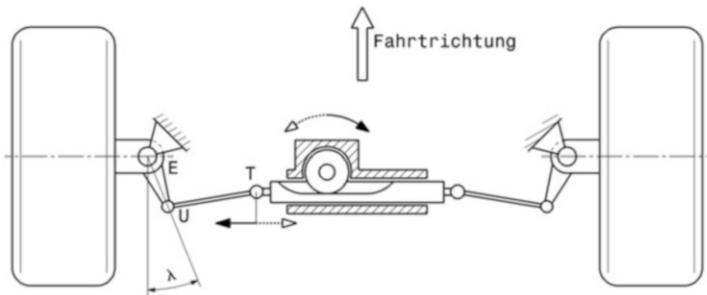
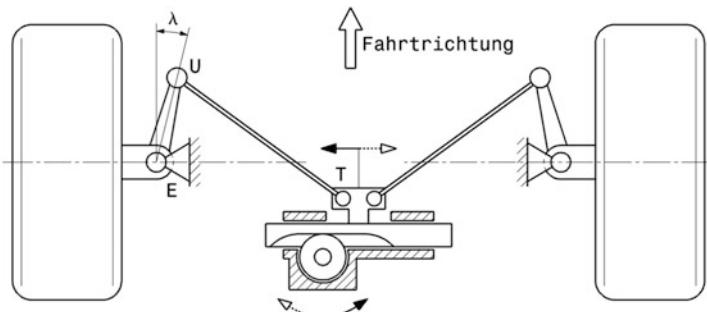


Abb. 5.61 Bewegung der Spurstange beim Lenken

Beim Lenken bewegt sich der Punkt T mit der Zahnstange parallel zur Fahrbahn und wird T' . Der zweite Anschluss U der Spurstange dreht sich um die Lenkachse EG und wird U' . Bei diesem Beispiel ist kein Nachlaufwinkel vorhanden, daher ist in der Ansicht von hinten die Kreisbahn eine Normale auf die Lenkachse

**Abb. 5.62** Lenkung hinter der Achse

Befindet sich das Lenkgetriebe hinter der Vorderachse, so weisen die Spurhebel nach innen. Das Lenkgetriebe ist asymmetrisch aufgebaut, wie es für zweisitzige Fahrzeuge üblich ist (Linkslenker). Das Ritzel sitzt über der Zahnstange. An den Enden der Zahnstange sind die Spurstangen befestigt

**Abb. 5.63** Lenkung hinter der Achse

Das Lenkgetriebe befindet sich hinter und oberhalb der Mittellinie der Vorderachse. Die Spurhebel weisen nach vorn. Damit die Spurstangen trotzdem lange ausgeführt werden können, was aus kinematischen Gründen angestrebt wird, erfolgt die Anbindung an die Zahnstange in der Mitte („Mittenabgriff“). Sind die Spurstangen zu kurz, kommt es zum unerwünschten Eigenlenkverhalten beim Ein- und Ausfedern

Das Ritzel sitzt unter der Zahnstange

Beim Ein- und Ausfedern der Räder soll idealerweise keine Vorspuränderung der Räder, also keine Lenkbewegung auftreten. In dem Zusammenhang kommt es auf die Lage der Spurstangengelenkspunkte T und U in Bezug zu Rahmen und Fahrwerk an. Erfolgt nämlich beim Federn eine Relativbewegung zwischen den Gelenkspunkten, ist eine Lenkbewegung der Räder die unausweichliche Folge (Federungslenken *bump steering*).

Bevor kinematische Untersuchungen durchgeführt werden, muss der Spurhebel festgelegt werden, Abb. 5.65. Übliche Spurhebellängen r liegen grob im Bereich um 100 mm.

Eine weitere Überlegung zur Lage des Spurhebels und der Spurstange ergibt sich – bei vorne liegenden Spurhebeln – aus dem zur Verfügung stehenden Bauraum innerhalb der

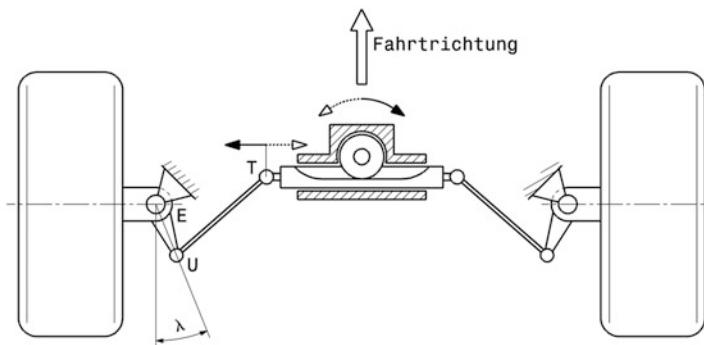


Abb. 5.64 Lenkung vor der Achse

Bei dieser Anordnung liegt das Lenkgetriebe vor der Achse und die Spurhebel weisen nach hinten und innen

Das Ritzel sitzt über der Zahnstange

Abb. 5.65 Ermittlung des

Spurhebelgelenkpunkts U

Bevor die Lage von

Lenkgetriebe und Spurstange

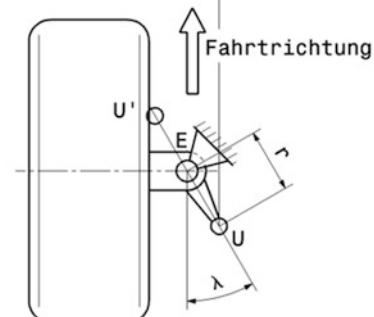
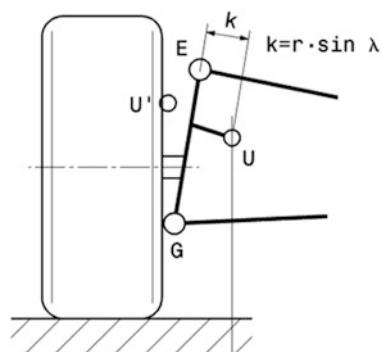
festgelegt werden kann, wird die

Anbindung an den Spurhebel
gebraucht

Der Spurhebel weist nach außen
(U') oder innen (U), vgl.

Abb. 5.60, liegt also in der
Ansicht von hinten links oder
rechts von der Lenkachse

EG. Der Abstand k kann aus den
festgelegten Werten des Winkels
 λ und der Spurhebellänge
 r ermittelt werden



Felge. Beim größten Einschlagwinkel der Räder darf es ja zu keiner Kollision zwischen Spurstange und Felge kommen. Im Gegenteil – man wird sogar einen Sicherheitsabstand lassen, damit auch trotz Elastizitäten in der Lenkung immer ein Abstand zwischen den Teilen verbleibt, Abb. 5.66. Wird ein großer Einschlagwinkel gebraucht, kann es erforder-

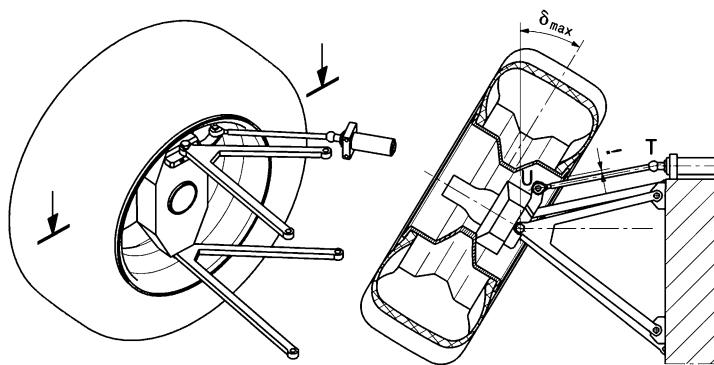


Abb. 5.66 Erforderlicher Freigang des Lenkgestänges

Dargestellt ist das linke Vorderrad. Auch beim größten Einschlagwinkel δ_{\max} muss die Spurstange UT einen Abstand zur Felge aufweisen. Der zur Verfügung stehende Platz wird dadurch eingeschränkt. Man erkennt auch, dass der Platz für den Spurhebel umso kleiner wird, je höher er innerhalb der Felge liegt

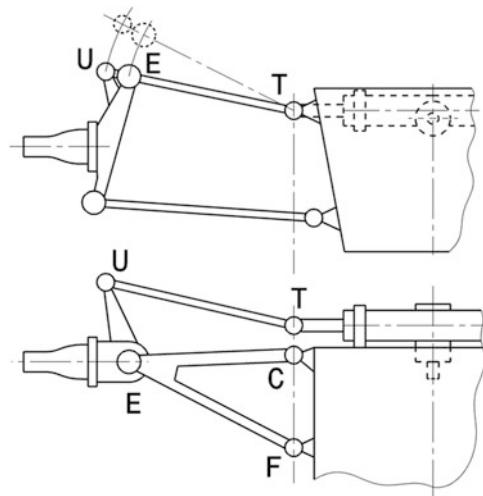


Abb. 5.67 Lage der Spurstangen ohne Eigenlenkverhalten

Draufsicht (unten) und Ansicht von hinten (oben)

Die Spurstange mit den Gelenken T und U liegt in der Geradeausstellung in der Ebene des oberen Dreiecksquerlenkers mit den Anbindungspunkten E, C und F. Das Zahnstangengelenk T liegt auf der Drehachse CF des Querlenkers. Auch die Verbindung U zwischen Spurstange und Spurhebel liegt in der Ebene des Querlenkers

lich sein, den Spurhebel in vertikaler Richtung zur Radmitte hin zu verschieben, wo die Felge den größten Raum frei gibt.

Wenn der Spurhebelpunkt U festliegt, muss der zweite Anschluss der Spurstange T gefunden werden. Dies ist unter anderem mithilfe von Polen möglich, Abb. 5.67, 5.68,

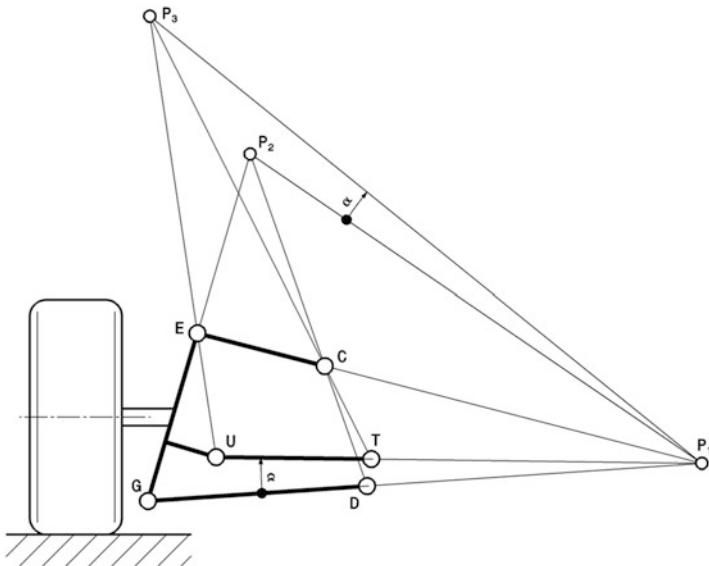


Abb. 5.68 Ermittlung der Spurstangenlage

Bekannt sind die Gelenkspunkte der Querlenker, nämlich E und C bzw. G und D, sowie der Spurhebelanschluss U. Damit lässt sich der Pol P_1 ermitteln. Der Pol P_2 ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Geraden GE und DC. Anschließend wird der Winkel α ermittelt, den die Gerade UP_1 mit dem unteren Querlenker GD einschließt. Die Orientierung des Winkels ausgehend vom Querlenker ist wichtig, denn im selben Sinne muss der Winkel von der Verbindung der Pole P_1P_2 aufgetragen werden. D. h. läge U unter dem Querlenker, so müsste α in die andere Richtung von der Strecke P_1P_2 aufgetragen werden. Der Spurstangenpol P_3 folgt aus dem Schnittpunkt der Geraden UE mit dem zuletzt gezeichneten Winkelschenkel. Nun lässt sich der gesuchte Anschluss T der Spurstange festlegen. Er ergibt sich aus dem Schnitt von P_3C mit P_1U .

5.69, 5.70, 5.71, 5.72. Liegt der Anbindungspunkt T fest, ist auch die Lage des Lenkgetriebes gegeben, denn die gleichnamigen Punkte der anderen Fahrzeugseite ergeben sich ja durch Spiegelung an der Fahrzeugmittenebene. Eine nahe liegende Möglichkeit, das Lenkgetriebe anzutunnen ist die, die Spurstangen mit den Ebenen der oberen oder unteren Dreiecksquerlenker zusammenfallen zu lassen. Liegen dann noch die Anbindungspunkte T der Zahnstange auf den Drehachsen, kommt es bei Geradeausfahrt zu keiner Lenkbewegung beim Federn, Abb. 5.67.

Muss das Lenkgetriebe hoch angeordnet werden, so kann auch die Spurstange über dem oberen Querlenker zu liegen kommen, Abb. 5.69.

Liegen die Querlenker in Konstruktionslage parallel, liegt auch die Spurstange parallel dazu, Abb. 5.70.

Die Lage der Spurstange kann über die Betrachtung der Pole auch für andere Radaufhängungen herangezogen werden. Die Abb. 5.71 und 5.72 zeigen die Umsetzung für die radführende Federbeinachse (McPherson). Man erkennt, dass je höher der An-

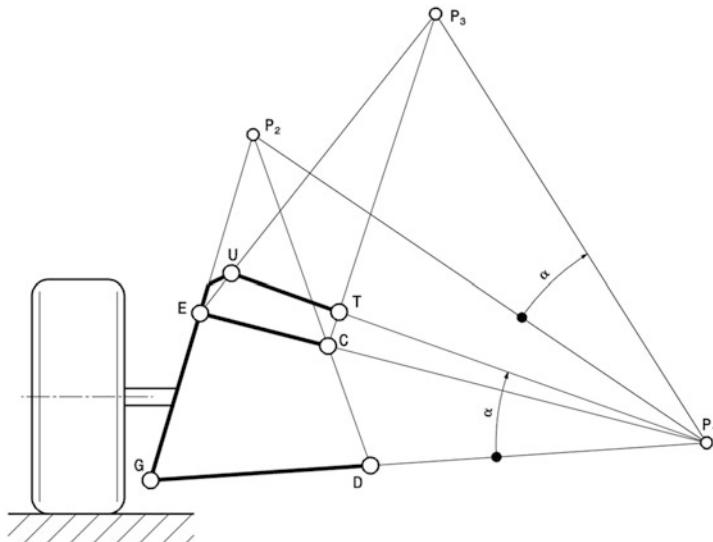


Abb. 5.69 Ermittlung der Spurstangenlage

Die Vorgehensweise in dem Bild ist jene aus Abb. 5.68. Der einzige Unterschied liegt in der Anordnung des Spurhebels UE. Er ist oberhalb des oberen Querlenkers EC angebracht und weist nach hinten innen. Damit ergibt sich auch die Anbindung T an die Zahnstange oberhalb des Querlenkers

bindungspunkt U der Spurstange an den Spurhebel liegt, desto weiter wandert der Anlenkpunkt T an die Zahnstange zur Wagenmitte. Das wiederum kann zu Problemen führen, wenn die Spurweite klein und das Lenkgetriebe lang ist. Im Extremfall bleibt nur noch die Lösung, die Spurstangen nicht an den Enden der Zahnstange, sondern in deren Mitte zu befestigen, vgl. Abb. 5.46c.

Oben beschriebene Methoden gehen von einem ebenen Modell aus, was bei realen Fahrzeugen kaum vorkommt. Die solchermaßen bestimmten Punkte des Lenkgestänges können somit nur als Anhaltspunkte herangezogen werden. Die genaue Festlegung des Lenkgestänges nimmt der Konstrukteur durch „Probieren“ an Zeichnungen oder am Rechner vor. Damit kommt er schneller ans Ziel als mit aufwändigen Hilfskonstruktionen, die den räumlichen Charakter der Lenkung und des Fahrwerks berücksichtigen [5].

Treten am gebauten Fahrzeug Lenkbewegungen beim Federn auf, so kann das Verhalten durch Verschieben des Lenkgetriebes bzw. durch Längenänderung der Spurstangen verbessert werden, Tab. 5.4.

Spurstangen müssen in ihrer Länge feineinstellbar sein, damit Vor/Nachspur und Eigenlenkverhalten (Federungslenken *bump steer*) justiert werden können. Ähnlich wie bei den Druckstäben der Federung ist es auch hier vorteilhaft, wenn dies ohne Zerlegungsarbeit möglich ist. Dazu kann die Spurstange mehrteilig aufgebaut sein und dazwischen ein Verstellgewinde aufweisen, das noch eine entsprechende Sicherung braucht. Die Ausführung für eine typische Pkw-Lenkung zeigt Abb. 5.73.

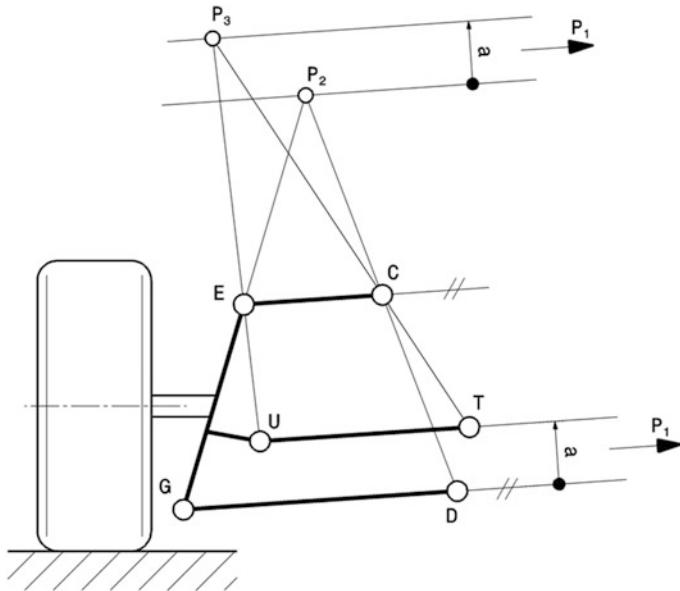


Abb. 5.70 Ermittlung der Spurstangenlage

Die Vorgehensweise in dem Bild entspricht weitgehend jener aus Abb. 5.68. Die Gelenkspunkte E, C und G, D sind also ebenso bekannt wie der Spurhebelanschluss U. Nur ist im vorliegenden Fall der Pol P_1 bei parallelen Querlenkern ein Fernpunkt. Zur Bestimmung von P_3 wird nun die Gerade UE mit einer Parallelen im Abstand a (Orientierung, also nach oben oder unten, wieder wichtig wie im Abb. 5.68) von P_2 geschnitten. Mit dem Spurstangenpol P_3 folgt der Zahnstangenanlenkpunkt T direkt aus dem Schnitt der Geraden P_3C mit der Spurstange

Die Verbindung zu den Spurhebeln wird mit Gelenken mit Kugelzapfen realisiert, wie sie in Abschn. 2.3.3 *Gelenke* vorgestellt sind. Der Anschluss an die Zahnstange erfolgt mit an- bzw. einschraubbaren Kugelgelenken, die die räumliche Bewegung zwischen Lenkgetriebe und Spurhebel zulassen und trotzdem in Längsrichtung steif genug sind für eine hohe Lenkpräzision. Abb. 5.74 zeigt mögliche Ausführungsformen.

Bei Rennfahrzeugen bieten sich Spurstangenanbindungen über Gelenkköpfe an. Die Spurstange selbst kann als gerades Rohr ausgeführt werden mit einer Gabel oder einem Einschraubgewinde am Ende für ein Gelenklager. Das Zahnstangenende weist dann zur Gelenksverbindung jeweils das Gegenstück auf. Die Längenverstellung erfolgt über Links-Rechtsgewindefiktion so wie bei den Druckstäben des Fahrwerks (siehe Abschn. 4.2.2 *Bauteile von Doppelquerlenkerachsen*), Abb. 5.75.

Das Achslager (*axle bearing*), das auch die Radlasten überträgt, muss ausreichend dimensioniert sein und entsprechend viele Freiheitsgrade aufweisen. Es muss den maximalen Radlenkwinkel ermöglichen und gleichzeitig die Hubbewegung des Rads zulassen. An dieser Stelle bieten sich Gelenklager an, die sich durch einen besonders großen Schwenkwinkel auszeichnen, Abb. 5.76.

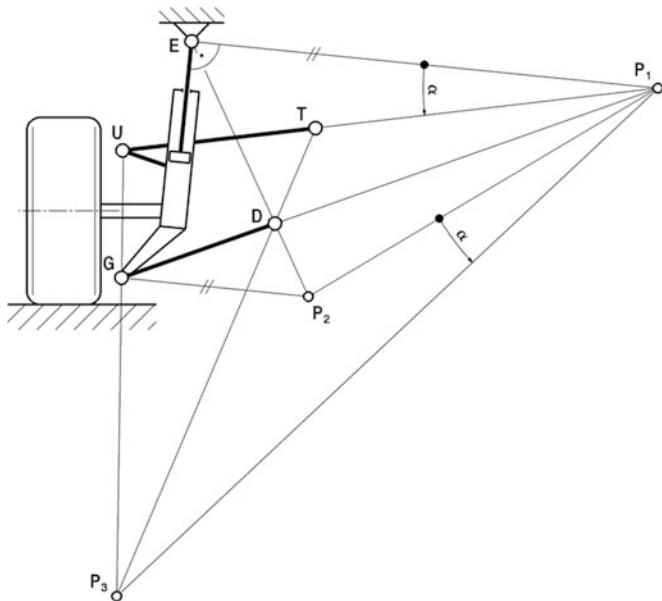


Abb. 5.71 Ermittlung der Spurstangenlage an McPhersonachse

Bei dieser McPhersonachse liegt der Spurhebel mit seinem Anschluss U oberhalb und vor der Vorderachse. Neben dem Schwenklager mit den Gelenken E und G ist auch der Querlenker GD gegeben. Mit dem karosseriefesten Lager E und dem Querlenker wird der Querpol P_1 konstruiert. P_1 ist der Schnittpunkt der Normalen auf die Bewegungsrichtung des Dämpferbeins mit dem verlängerten Querlenker. Der Pol P_2 ergibt sich nun aus dem Schnitt einer Parallelen zum Polstrahl P_1E durch G und der Geraden ED. Der Winkel α wird von der Geraden P_1P_2 im gleichen Sinne wie der gemessene Winkel zwischen P_1E und P_1U aufgetragen. Mit der Geraden UG lässt sich dann der Pol P_3 konstruieren. Mit dem Spurstangenpol P_3 folgt direkt der zweite Spurstangenpunkt T, weil er auf der Geraden P_3D liegt

Eine ausgeführte Lenkung eines Formelfahrzeugs ist in den Abb. 5.77 und 5.78 zu sehen.

5.6 Lenkungsschwingungen Shimmy (vibrations of the steering system)

Das Lenksystem besteht aus mehreren Massen, die beweglich miteinander gekoppelt sind und zum restlichen Fahrzeug zumindest einen Freiheitsgrad aufweisen. Dieses System ist also schwingungsfähig. Tatsächlich machen sich vornehmlich zwei Arten von Schwingungen bemerkbar. Einmal die Lenkunruhe als Schwingung im Bereich der Eigenfrequenzen der ungefederten Massen, also bei 10 bis 15 Hz. Zum anderen das Schlingern im Bereich der Wankfrequenz des Fahrzeugs. Diese liegt etwa bei 2 Hz [5].

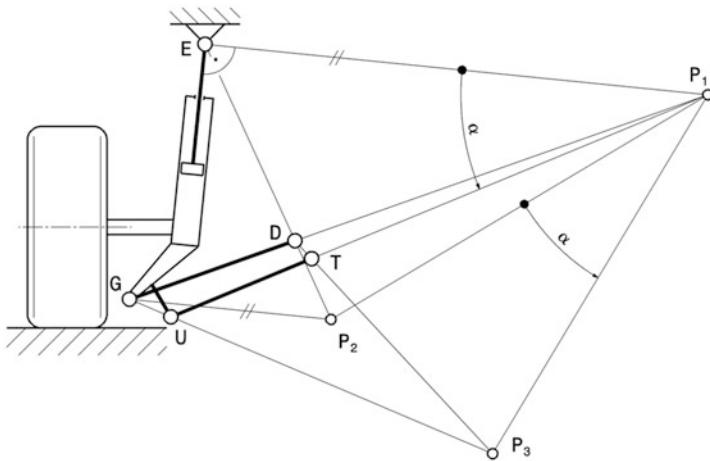


Abb. 5.72 Ermittlung der Spurstangenlage an McPhersonachse

Die Vorgehensweise zur Bestimmung des zweiten Spurstangenpunkts T ist gleich wie im vorhergehenden Bild. Nur die Anordnung des Spurhebels ist anders gewählt. In vorliegender Anordnung weist er nämlich nach innen und dabei kann sein Anlenkpunkt U zur Spurstange auch unter dem Querlenkeranschluss G liegen

Tab. 5.4 Abhilfemaßnahmen bei Eigenlenkverhalten, nach [11]

Lenkbewegung beim		Abhilfemaßnahme	
Einfedern	Ausfedern	Verschiebung des Lenkgetriebes	Länge der Zahnstange
Vorspur	Nachspur	Vor der Achse: anheben Hinter der Achse: absenken	-
Nachspur	Vorspur	Vor der Achse: absenken Hinter der Achse: absenken	-
Nachspur	Nachspur	-	Vor der Achse: verlängern Hinter der Achse: kürzen
Vorspur	Vorspur	-	Vor der Achse: kürzen Hinter der Achse: verlängern

Lenkunruhe *niggle* Die Anregung erfolgt durch die rotierenden Räder, also durch Unwuchten von Rad und Reifen sowie durch ungleiche Reifensteifigkeiten. Die Reifensteifigkeit wirkt auf die Lenkung wie die Radlast über den Radlasthebelarm q . Je kleiner also der Hebelarm q ausfällt, desto geringer ist der Einfluss von Radlastschwankungen auf die Lenkung. Unwuchten wirken in der gesamten Radebene und auch als Deviationsmomente. Sie greifen also über den Radlasthebelarm und über den Spreizungsversatz an der Lenkachse an.

Schlingern *roll* Das Schlingern ist im Grunde eine Drehschwingung des Lenkrads um seine Drehachse. Ausgelöst können solche Drehschwingungen beim Rollen durch un-

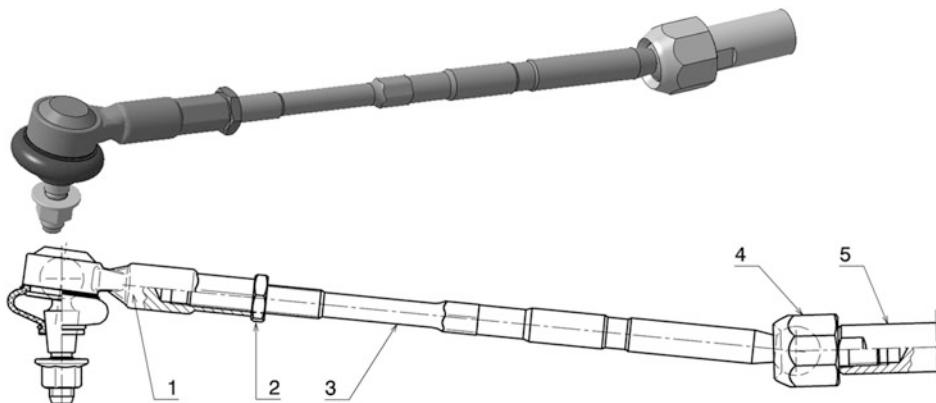


Abb. 5.73 Spurstange eines Pkw

Abgebildet ist eine Spurstange, die ein Zahnstangenende mit dem Spurhebel verbindet

1 Kugelgelenk zum Spurhebel *ball joint*. **2** Kontermutter *lock nut*. **3** Spurstange *tie rod*. **4** Ein-schraubanschluss an Zahnstange *screw-in joint to rack*. **5** Zahnstange *rack*

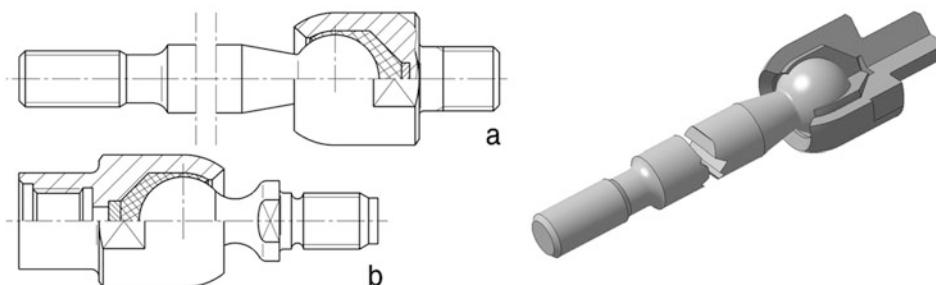


Abb. 5.74 Kugelgelenkanschlüsse für Zahnstangen

Diese Anschlüsse sind für Zahnstangengetriebe mit Seitenabtrieb. **a** Gehäuse wird in die Zahnstange eingeschraubt. **b** Kugelzapfen wird in die Zahnstange eingeschraubt

wuchtige Räder oder beim Bremsen durch Bremskraftschwankungen werden. Dabei treten typischerweise Rotationsschwingungen des Lenkrads zwischen 10 und 30 Hz auf [1]. Das polare Massenträgheitsmoment eines Lenkrads an sich ist zwar klein, im schwingfähigen Lenksystem wirkt es aber über die Lenkübersetzung. Bei der reduzierenden Energiebetrachtung ($E = 0,5 \cdot J_H \omega_H^2$) des Lenksystems auf eine Bezugs-winkelgeschwindigkeit geht dabei die Übersetzung zum Quadrat ein ($E_{red} = 0,5 \cdot J_H i_S^2 \omega_{Bezug}^2$). Je nach Lenkübersetzung können so einflussreiche Werte in der Größenordnung des Trägheitsmoments des Fahrzeugs um die Gierachse wirksam wer-den. Es liegt demnach nahe, ein Lenkrad mit möglichst kleinem Massenträgheitsmoment vorzusehen. Das hebt die Eigenfrequenz, bei der Schlingern auftritt, an. Ein Nachteil

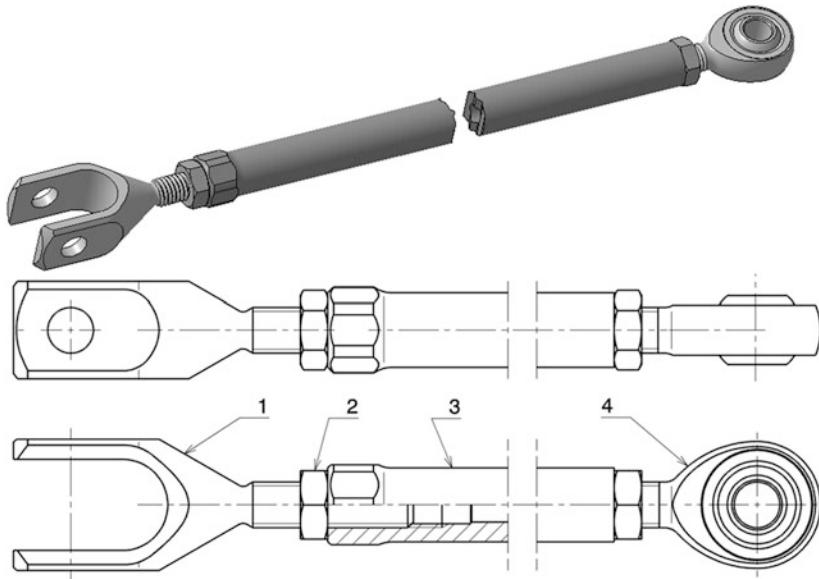


Abb. 5.75 Spurstange eines Rennfahrzeugs

Die Spurstange ist mehrteilig aufgebaut und besteht aus einer Gabel (1), einem Rohrstück (3) und einem Gelenklager (4). Die beiden Gewinde an der Gabel und dem Gelenkkopf sind je ein Links- und ein Rechtsgewinde. So lässt sich die Vorspur durch drehen des Rohrstocks (3) stufenlos einstellen. Die Verbindung wird mit Kontermuttern (2) gesichert.

Die Gabel kann natürlich auch in das Zahnstangenende eingeschraubt werden. Die Spurstange trägt in dem Fall beidseits einen Gelenkskopf

1 Gabel clevis. 2 Kontermutter lock nut. 3 Rohrstück tube. 4 Gelenkkopf rod end

dabei ist, dass ein solches Lenkrad auch die Lenkunruhe weniger „filtert“, also für den Fahrer spürbarer weitergibt.

Wichtig ist allgemein, dass Anregung und Eigenfrequenz im Betrieb weit genug aus einander liegen. Beim Durchfahren der Resonanz außerhalb des Betriebszykluses muss ausreichend Dämpfung vorhanden sein. Dämpfung und Eigenfrequenzlage lassen sich bei manchen Lenksystemen bereits durch unterschiedliche Querlenker variieren [1]. In Abb. 5.79 wird ein Beispiel dafür gezeigt.

Lenkungsdämpfer steering damper Wie bei jedem schwingungsfähigen System können auch in der Lenkung Dämpfer zwischen- oder dazu geschaltet werden. Bei Pkw gab es Lösungen mit elastischen Elementen zwischen den Spurstangen und den Spurhebeln, aber die Lenkpräzision leidet merklich unter solchen Einbauten [24] und diese Systeme vergrößern auch die beteiligten Massen.



Abb. 5.76 Achslager an einem Querlenker mit Druckstabanbindung (Reynard D94 F3000)

Dargestellt ist das rechte Vorderrad

Als Traglager *supporting joint* (hier unteres Lager) ist ein Gelenkkolager mit erweitertem Schwenkbereich, d. h. zylindrische Ansätze am Innenring, verbaut. Das Lager ist aufrecht angeordnet, damit es die Radlasten vorteilhaft als Radialkräfte zur Druckstrebe überträgt



Abb. 5.77 Vorderradaufhängung eines Rennfahrzeugs (Formel Renault 2000), linke Fahrzeugseite

Die Spurstange (1) liegt am Anschlag des Lenkgetriebes an (nicht zu sehen im Bild), d. h. der maximale Lenkwinkel nach rechts (ca. 16°) ist zu sehen. Der Anlenkpunkt des Lenkhebels für die Spurstange realisiert mit dem Gelenkpunkt des oberen Querlenkers ein Lenktrapez

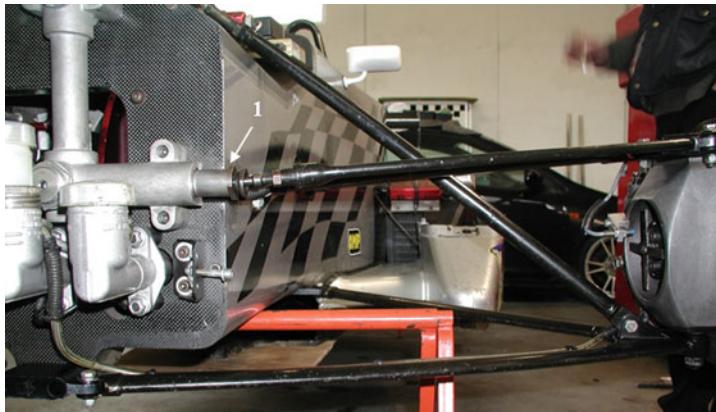


Abb. 5.78 Ansicht des Fahrzeugs aus dem obigen Bild von vorne (linke Fahrzeugseite) Die Spurstange liegt in der Ebene des oberen Querlenkers. Der Bund (1) an der Zahnstange stellt den Anschlag der Lenkbewegung dar

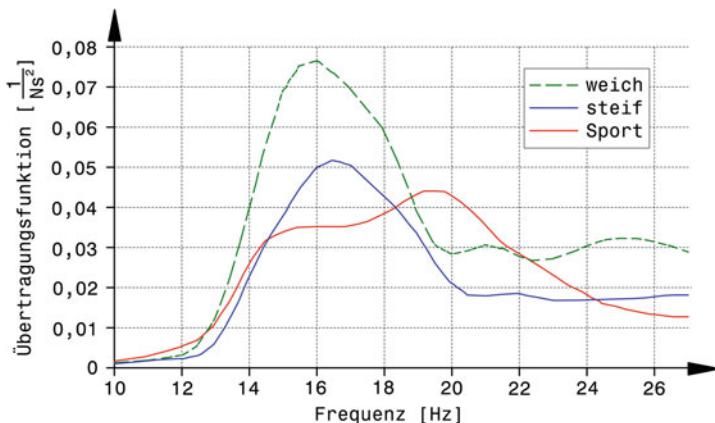


Abb. 5.79 Übertragungsfunktion der Bremsmomentschwankung bei unterschiedlichen Querlenkern, nach [1]

Die Übertragungsfunktion setzt die Systemantwort, die Amplitude der Lenkraddrehenschwingung (a_{LDS} in m/s^2), zur Anregung, die Bremsmomentschwankung (M_B in N m), ins Verhältnis. Die Untersuchung wurde für drei unterschiedlich steife Querlenkervarianten durchgeführt. Die weichste Ausführung ist dabei im mittleren Frequenzbereich am durchlässigsten

Parallelgeschaltete Lenkungsdämpfer helfen das Schlingern zu hemmen. Die Wirkfrequenz der Lenkunruhe liegt im Allgemeinen zu hoch für übliche Lenkungsdämpfer. Für diesen Anwendungsfall sprechen sie viel zu träge an.

Als Lenkungsdämpfer kommen drucklose Einrohrdämpfer (vgl. Abschn. 3.2.2 Schwingungsdämpfer) zum Einsatz. Der Einbau erfolgt in aller Regel liegend und Len-

kungsdämpfer dürfen ja keine Kolbenstangen-Ausfahrkraft aufweisen, wie sie bei Gasdruckdämpfern prinzipbedingt vorliegen. Sonst würde die Lenkung durch den Dämpfer zur Druckseite hin einschlagen.

5.7 Allradlenkung *Four-Wheel Steering*

Elastokinematische Hinterradaufhängungen bei Pkw zielen meist darauf ab, untersteuerndes Fahrverhalten sicherzustellen, z. B. beim Bremsen in der Kurve. Solche gewollten Vorspuränderungen eines Rads sind natürlich reifenkraftabhängig, arbeiten nur in kleinsten Winkelbereichen und helfen nur bei hohen Geschwindigkeiten. Der Gedanke liegt da nahe, die Hinterräder gezielt zu lenken und bei hohem sowie niedrigem Tempo einen Nutzen zu erzielen. Der Aufwand ist dabei allerdings enorm: So muss der Lenkwinkel unter anderem von der Fahrgeschwindigkeit abhängig geregelt werden. Zusätzliche Eingangsgrößen sind der Lenkradwinkel und die Giergeschwindigkeit des Wagens. Aus Sicherheitsgründen müssen die Werte mehrfach am besten mit unterschiedlichen Methoden erfasst werden. Ein elektronisches Steuergerät ermittelt aus diesen Eingangsgrößen den Fahrzustand und berechnet den optimalen Hinterradlenkwinkel. Dieser wird von einem Aktuator eingestellt und von einem Wegsensor kontrolliert und an das Steuergerät zurück gemeldet.

Der Aufwand scheint zu lohnen, weil einige Pkw-Hersteller schon solche Systeme in Serie gebracht haben (Honda, Nissan, Mazda, Toyota Ende der 1980 Jahre und jüngst Nissan 2009). Solche Systeme werden allgemein als Zusatzlenkanlage (*auxiliary steering equipment*) bezeichnet. Beim Pkw stabilisiert die Hinterachse beim schnellen Spurwechsel mit gleichsinnigem Lenken zu den Vorderrädern und hilft beim Einparken den Lenkaufwand zu verringern, indem die Hinterräder gegensinnig zu den vorderen einschlagen. Mit einer Zusatzlenkung kann auch die Seitenkraftaufteilung bei Kurvenfahrt verbessert werden, Abb. 5.80.

Auch bei Rennfahrzeugen kann eine Allradlenkung lohnen. Sie kann etwa das Problem des Leistungsuntersteuern beheben, das bei stark motorisierten Fahrzeugen mit enormen Reifengrip der Hinterräder auftritt. Die angetriebenen Hinterräder übernehmen so die Hauptwirkung beim Lenken für die überforderten Vorderräder [11]. Die Zusatzlenkung hilft auch den Zielkonflikt bei der Festlegung des Radstands zu lösen. Bei langen Radständen wird die Wendigkeit in engen, langsamem Kurven durch das Mitlenken der Hinterräder erhöht, ohne dass der Vorteil eines langen Radstands auf schnellen Geraden verloren geht indem die Hinterräder nicht mehr gelenkt werden.

In der Formel 1 hat das Team Benetton bereits 1993 eine Hinterachslenkung (*rear-wheel steering*) entwickelt, die jedoch bereits in der Folgesaison generell in dieser Serie verboten wurde [26]. Andere Reglements, wie z. B. GT-Serien, lassen dies zu. Folgende Überlegungen sollen bei der Entscheidung helfen, ob eine Allradlenkung bei Rennfahrzeugen lohnt. Die erreichbare Querbeschleunigung ist bei Fahrzeugen mit und ohne Allradlenkung im Grunde gleich. Der Vorteil einer Zusatzlenkung besteht im rascheren

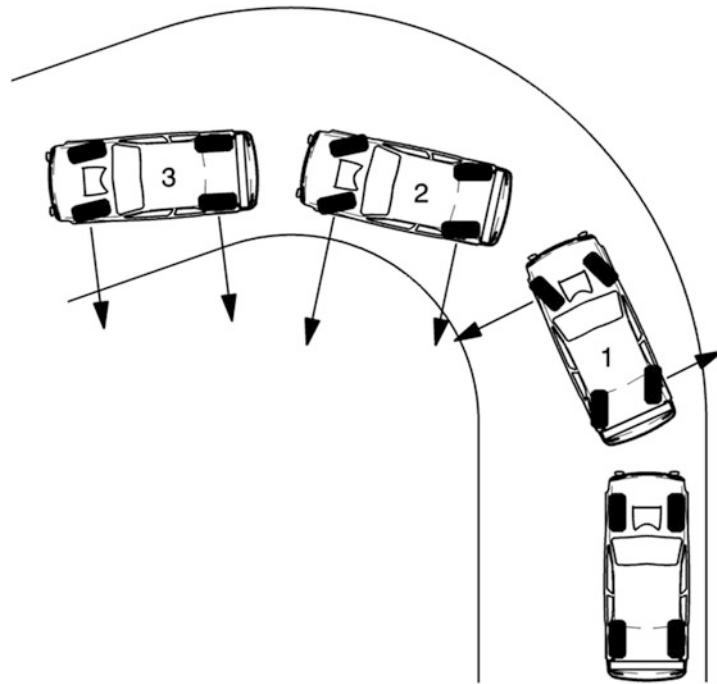


Abb. 5.80 Verlauf der Radeinschläge mit Zusatzlenkung, nach Nissan [25]

Die Stellung der Hinterräder ist nicht direkt an den Einschlag der Vorderräder gekoppelt, sondern richtet sich nach dem Fahrzustand

1 Einlenken: Durch gegensinnigen Einschlag der Hinterräder wird die für eine stabile Kurvenfahrt nötige Giergeschwindigkeit rascher erreicht. **2 Kurvenfahrt:** Stabile Kurvenfahrt mit den größeren Seitenkräften an den Vorderrädern. **3 Auslenken:** Die Seitenkräfte an der Vorderachse werden reduziert

Seitenkraftaufbau an der Hinterachse und damit im rascheren Querbeschleunigszuwachs. Die Gierreaktion fällt wesentlich geringer aus und der Schwimmwinkel bleibt kleiner – das Fahrverhalten stabiler.⁹ Das macht sich für den Fahrer in einem vorteilhaft kleineren Phasenverzug zwischen Lenkeingabe und Querbeschleunigung bemerkbar, Abb. 5.81. Bei hohen Geschwindigkeiten kann die Lenkübersetzung (bei konstanter kinematischer Übersetzung) für den Fahrer durch zusätzliches Lenken der Hinterräder indirekter eingestellt werden und ihn entlasten. Das Lastwechselverhalten lässt sich mit einer solchen Maßnahme auch vermeiden. Der Übergang in den Grenzbereich an der Hinterachse erfolgt bei einer Zusatzlenkung weicher. Ein klassischer Drift basierend auf Leistungsübersteuern kann somit eleganter eingeleitet werden.

⁹Ein kleiner Schwimmwinkel ist allerdings nicht das einzige Kriterium für Stabilität. Dazu gehören z. B. auch Lastwechselverhalten und Übergangsverhalten in den Grenzbereich.

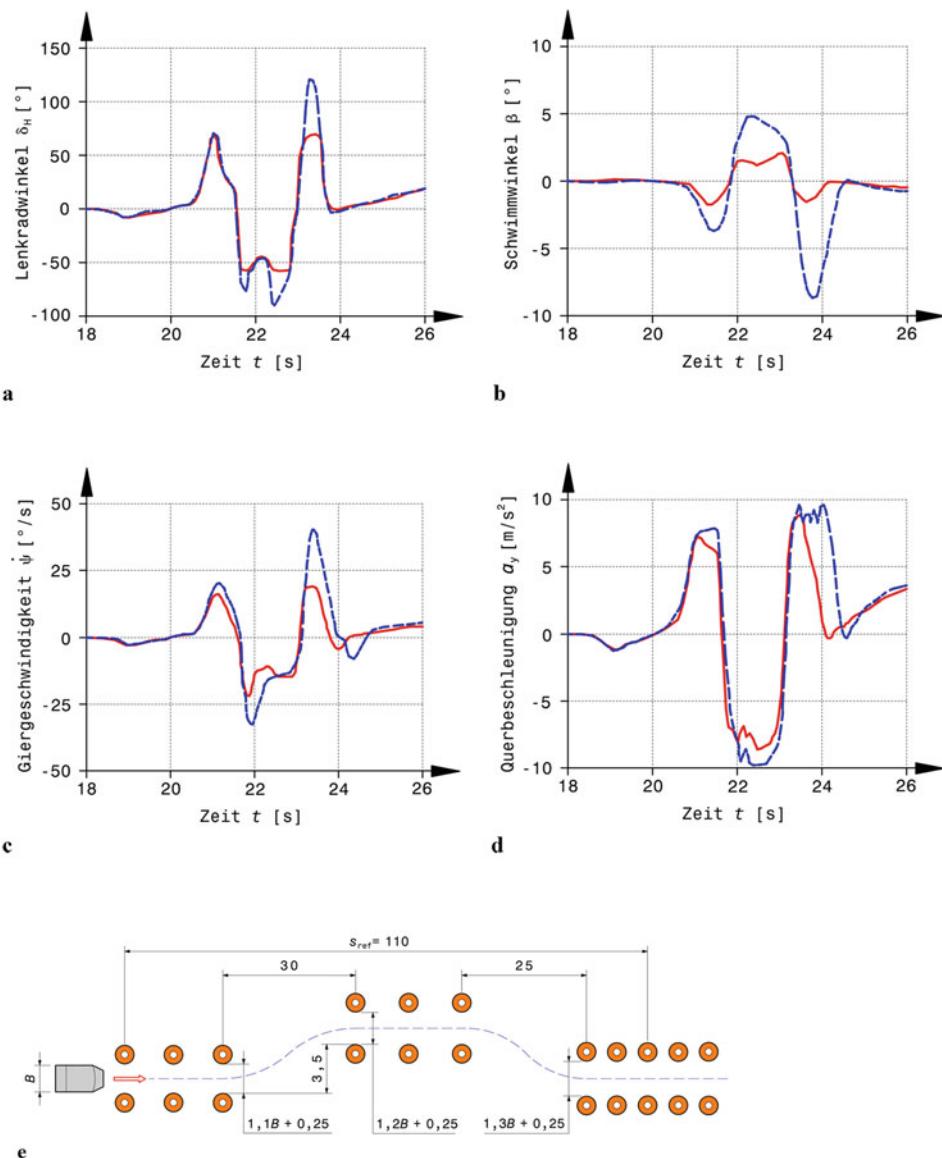


Abb. 5.81 Simulation ISO-Fahrspurwechsel, nach [1]

a bis d Verlauf wesentlicher fahrdynamischer Werte über der Zeit mit Allradlenkung (rot) und konventioneller Vorderradlenkung (blau strichliert). e Hauptabmessungen der Fahrstrecke des doppelten Fahrspurwechsels nach ISO 3888 in m. B Breite des Versuchsfahrzeugs, s_{ref} Messstrecke. Bei dem Versuch wird mit konstanter Geschwindigkeit in die erste Gasse eingefahren und mit konstanter Fahrpedalstellung dem durch Pylonen vorgegebenen Weg gefolgt ohne die Markierungskegel zu berühren. Gemessen wird u. a. die Durchfahrtszeit über die Messstrecke s_{ref} . Typische Geschwindigkeiten für Pkw liegen um 80 km/h, sportliche Fahrzeuge erreichen um 130 km/h

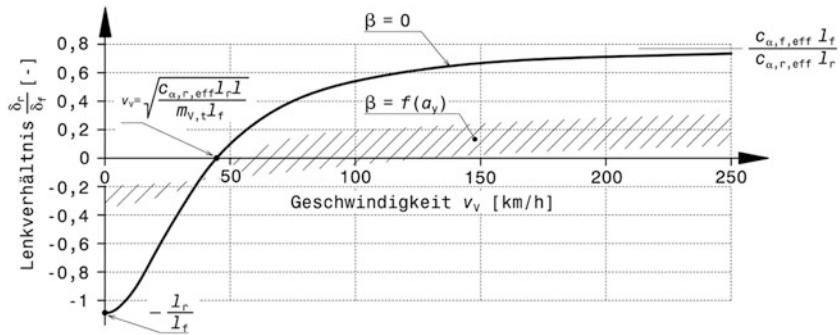


Abb. 5.82 Lenkverhältnisse bei Allradlenkung, nach [22] erweitert

Aus dem Einspurmodell folgt für stationäre Zustände und der Forderung nach Schwimmwinkel $\beta = 0$ ein Zusammenhang zwischen dem hinteren und dem vorderen Lenkwinkel, das Lenkverhältnis. Ebenso lassen sich die Werte bei Geschwindigkeit $v_v = 0$ und unendlich (Asymptote) ermitteln. Ein interessanter Punkt ist auch der Schnittpunkt mit der horizontalen Achse. Das ist der Übergang von Gegeneinschlag zu gleichsinnigem Einschlag der Hinterräder und entspricht einer konventionellen Vorderradlenkung. Der schraffierte Bereich ist jener, in dem tatsächlich ausgeführte Lenkverhältnisse für Pkw und sportliche Fahrzeuge liegen

Werte für das eingetragene Lenkverhältnis: $c_{\alpha, f, eff} = 59.330 \text{ N/rad}$, $c_{\alpha, r, eff} = 70.950 \text{ N/rad}$, $m_{v,t} = 1356 \text{ kg}$, $l_f = 1,3 \text{ m}$ und $l_r = 1,4 \text{ m}$

Das Einregeln eines Schwimmwinkels von null, wie es bei Pkw in der Vergangenheit Ziel von Allradlenkungen war, ist nicht erstrebenswert und führt zu untersteuerndem und subjektiv ungewohntem Fahrverhalten. Besser ist ein mit der Querbeschleunigung a_y anwachsender Schwimmwinkel mit einem Maximalwert von ca. 1° [22], Abb. 5.82. Abb. 5.83 zeigt ein Beispiel für ein ausgeführtes Kennlinienfeld einer Allradlenkung eines Pkw.

5.8 Alternative Lenkungen *Alternative Steering Systems*

Das Formel-1-Team McLaren entwickelte für den Wagen der Saison 1997 eine Lenkbremse (*steering brake, fiddle brake*), in der Art wie man sie von Traktoren und Geländefahrzeugen kennt. Ein vierter Pedal wurde im Fußraum untergebracht, mit dem über einen Wahlschalter am Lenkrad das linke oder rechte Hinterrad allein gebremst werden konnte. Am Anfang bis zur Mitte einer engen, langsamen Linkskurve beispielsweise hat der Fahrer das linke Hinterrad mit einer Bremskraft beaufschlagt, die das Gieren des Wagens im Kurvensinn verstärkt und gleichzeitig das Antriebsmoment auch bei einem offenen Differenzial zum kurvenäußersten Rad leitet. Damit konnte das störende Untersteuern in der Kurvenphase wirksam bekämpft werden. Der Rundenzeitvorteil wurde von den Entwicklern mit rund 0,75 s angegeben [26]. Er hängt von der Streckenführung ab. Je größer die Anzahl und der Länge von engen Kurven, desto wirksamer erweist sich die Lenkbremse. In der Formel 1 wurde sie jedenfalls ab 1998 verboten.

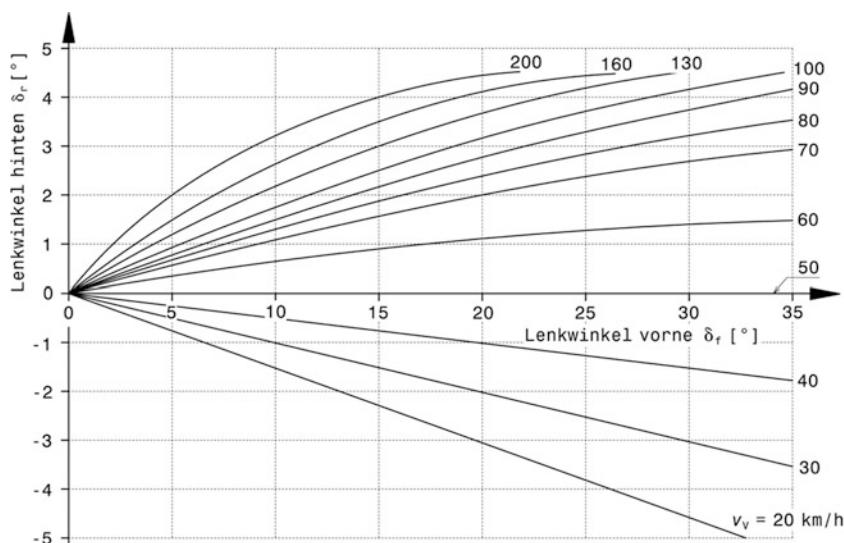


Abb. 5.83 Kennlinienfeld einer Allradlenkung eines Pkw, [27]

Das Lenkverhältnis wurde im Fahrversuch geschwindigkeits- und lenkwinkelabhängig optimiert. Der Wert null des Lenkverhältnisses (vgl. Abb. 5.82) wurde bei der Fahrgeschwindigkeit $v_v = 50 \text{ km/h}$ gewählt, d. h. unter dieser Geschwindigkeit schlagen die hinteren Räder gegensinnig zu den vorderen ein

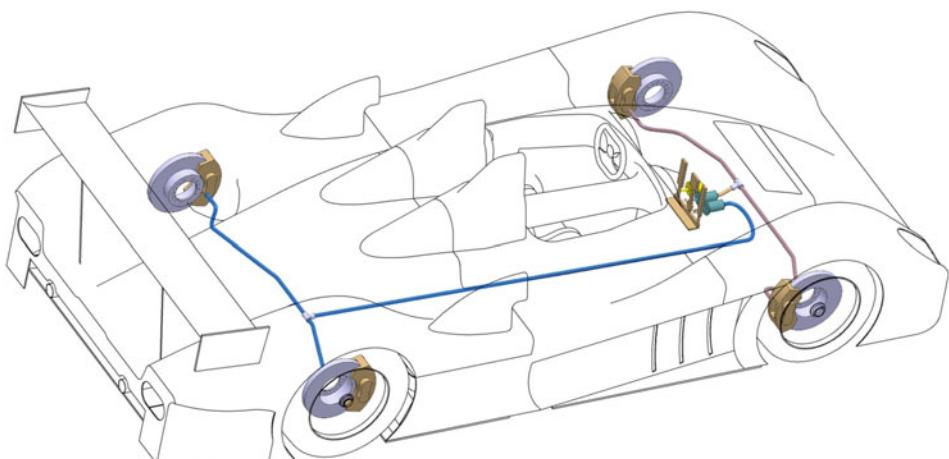
Literatur

1. Pfeffer, P., Harrer, M. (Hrsg.): Lenkungshandbuch, 2. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2013)
2. Reimpell, J., Betzler, J.: Fahrwerkstechnik: Grundlagen, 4. Aufl. Vogel, Würzburg (2000)
3. Heißing, B.: Moderne Fahrwerksauslegung, Vortrag im Rahmen der ÖVK-Vortragsreihe, Graz 12. Mai (2004)
4. Milliken, W., Milliken, D.: Race Car Vehicle Dynamics, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (1995)
5. Matschinsky, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge, 3. Aufl. Springer, Berlin (2007)
6. Voigt, T.: Tourenwagen Story '98. Sportverlag, Hamburg (1998)
7. Arrows A20 Formel 1, Baujahr 2000. Daten ermittelt bei Fa. Leitgeb Motorsport, Wels. Nov. (2003)
8. Tremayne, D.: Formel 1, Technik unter der Lupe. Motorbuch, Stuttgart (2001)
9. BMW Williams: 2001, Ausstellungsfahrzeug Motorfestival in Graz Apr. (2003)
10. Ludvigsen, K.: Mercedes Benz Renn- und Sportwagen, 1. Aufl. Motorbuch, Stuttgart (1999)
11. Staniforth, A.: Competition Car Suspension, 3. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
12. Bosch: Kraftfahrttechnisches Taschenbuch, 19. Aufl. VDI, Düsseldorf (1984)
13. Piola, G.: Formel 1. Copress, München (2001)
14. Blundell, M., Harty, D.: The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (2004)
15. Rompe, K., Heißing, B.: Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen. Quer- und Längsdynamik. TÜV Rheinland, Köln (1984)

-
16. Achleitner, A.: Der neue Porsche 911 Carrera, Vortrag im Rahmen der ÖVK-Vortragsreihe, Wien, April (2005)
 17. Heathershaw A.: Variable Ratio Steering Development for Formula 1, in AutoTechnology Feb. 2005, 38. GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden (2005)
 18. Hamm, B.: Tabellenbuch Fahrzeugtechnik, 19. Aufl. Holland + Josenhans, Stuttgart (1997)
 19. N.N.: Der neue Audi A3, Sonderausgabe von ATZ MTZ, April (2003)
 20. Scoltock, J.: World Rally Championship, Racing on a budget. Autom. Eng. **6**(Juli–August), 14–16 (2011)
 21. Incandela, S.: The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)
 22. Mitschke, M., Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Aufl. Springer, Berlin\Heidelberg\New York (2004)
 23. N.N.: ZF-Servolectric, Informationsschrift der ZF Lenksysteme GmbH, 2003 Schwäbisch-Gmünd (2003)
 24. Milliken, W.F.: Chassis design: principles and analysis, „Based on previously unpublished technical notes by Maurice Olley“. Society of Automotive Engineers, Warrendale (2002)
 25. Henker, E.: Fahrwerktechnik. Vieweg, Wiesbaden (1993)
 26. Newey, A.: How to Build a Car. HarperCollins Publishers, London (2017)
 27. Heißing, B., Ersoy, M., Gies, S. (Hrsg.): Fahrwerkhandbuch, 4. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2013)
 28. Braess, H.-H., Seiffert, U.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 4. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2005)

Bremsanlage Braking System

6



Rennfahrzeuge sollen möglichst stark beschleunigen können, hohe Geschwindigkeiten erreichen und auch rasche Richtungswechsel durchführen können. Man denkt dabei in erster Linie an die Antriebskraft des Motors, an geringe Massen und Widerstände und an die Haftung der Reifen. Aber auch das Bremsen ist eine Beschleunigung, wenn auch eine negative, und mindestens genauso wichtig für geringe (Runden-)Zeiten wie positive Beschleunigung.

6.1 Allgemeines General

Die Bremsanlagen gehören wie Räder, Radaufhängung, Lenkung und Aggregate zu den wichtigsten Bauteilen der Fahrzeuge. Dementsprechend hoch müssen die Sicherheitsanforderungen und damit automatisch die gesetzlichen Auflagen sein.

Vorgeschrieben sind in jedem Fall zwei unabhängige Bremsanlagen für ein Kraftfahrzeug. Man unterscheidet in die Betriebsbremsanlage, die Hilfsbremsanlage und die Feststellbremsanlage. Die Betriebsbremsanlage wird als Muskel-, Hilfs- oder Fremdkraftbremse ausgeführt. Sie muss zweikreisig sein, auf alle Räder wirken und abstuflbar (also dosierbar) sein, Abb. 6.1. Zum Vergleich zeigt Abb. 6.65 die Bremsanlage eines Rennfahrzeugs.

Die Hilfsbremsanlage muss beim Versagen der Betriebsbremsanlage deren Aufgabe mit verminderter Wirkung erfüllen, bei Nutzfahrzeugen muss sie auch auf den Anhänger wirken. Als Hilfsbremsanlage wird jeweils der noch intakte Bremskreis der Betriebsbremse herangezogen.

Die Feststellbremsanlage („Handbremse“) muss das Fahrzeug auf einer schrägen Fahrbahn mit 18 % Neigung im Stillstand halten können. Bei Pkw wird die Feststellbremse mechanisch durch Seilzug oder Gestänge betätigt. An Tourenwagen wird die Feststellbremse vielfach durch ein zwischengeschaltetes Halteventil in einem Bremskreis realisiert. Formelfahrzeuge weisen überhaupt keine Feststellbremse auf. An seriennahen Rennfahrzeugen wird gerne der Arretiermechanismus der Feststellbremse entfernt. Diese so genannten Fly-off-Handbremse kann sofort nach dem Betätigen wieder gelöst werden.

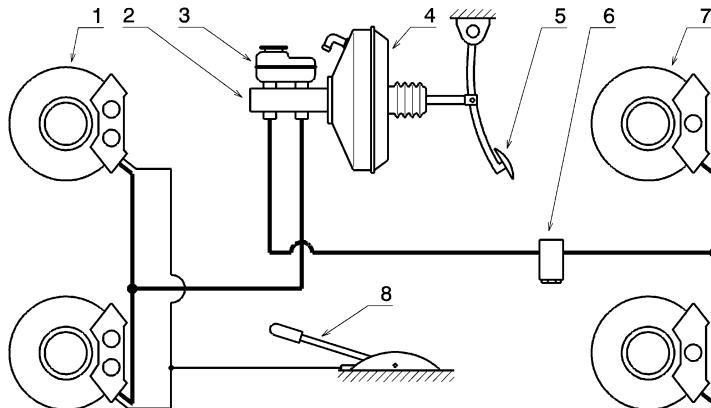


Abb. 6.1 Bremsanlage eines Pkw, Schema

1 Scheibenbremse vorne, bestehend aus Bremsscheibe und Bremszange *front disc brake, consisting of disc and caliper*, **2** Tandem-Hauptbremszylinder *tandem brake master cylinder*, **3** Bremsflüssigkeitsbehälter *brake-fluid reservoir*, **4** Unterdruck-Bremskraftverstärker *vakuum brake booster*, **5** Bremspedal *brake pedal*, **6** Bremskraftregler *brake-power regulator*, **7** Scheibenbremse hinten, bestehend aus Bremsscheibe und Bremszange *rear disc brake*, **8** Feststellbremse *parking brake*

Die Bremsanlage wird komplettiert durch Haupt- und Radzylinder, die über Hydraulikleitungen verbunden ein geschlossenes System darstellen. Die Verstärkung der Fußkraft übernehmen Saugluft, teilweise auch hydraulische Bremskraftverstärker. Der Tandem-Hauptzylinder besitzt zwei separate Druckräume für die notwendigen unabhängigen Bremskreise.

Die Bremskraft muss sich entsprechend der Achslasten auf die Achsen verteilen. Bei der Bremskreisaufteilung hat sich bei frontlastigen Fahrzeugen die diagonale und bei den mehr hecklastigen Fahrzeugen die Vorderachs-/Hinterachsauflaufung durchgesetzt. Grundsätzlich muss ein Überbremsen der Hinterachse vermieden werden, dazu dienen bei Serienfahrzeugen automatische Bremskraftregler, die last-, druck- oder verzögerungsabhängig arbeiten. Bei Rennfahrzeugen wird im Allgemeinen eine feste – allerdings vom Fahrerplatz verstellbare – Verteilung gewählt, Abb. 6.2.

Die Abbremsung (*braking ratio, normalized deceleration*) ist die auf das Fahrzeuggewicht bezogene Gesamtbremskraft:

$$z = \frac{F_{V,X,B}}{F_{V,Z,t}} = \frac{a_x}{g} \cdot 100 \% \quad (6.1)$$

z Abbremsung, – bzw. %

$F_{V,X,B}$ Bremskraft im Schwerpunkt des Fahrzeugs angreifend, N

$F_{V,Z,t}$ Gesamtgewicht des Fahrzeugs, N

a_x Längsbeschleunigung, m/s²

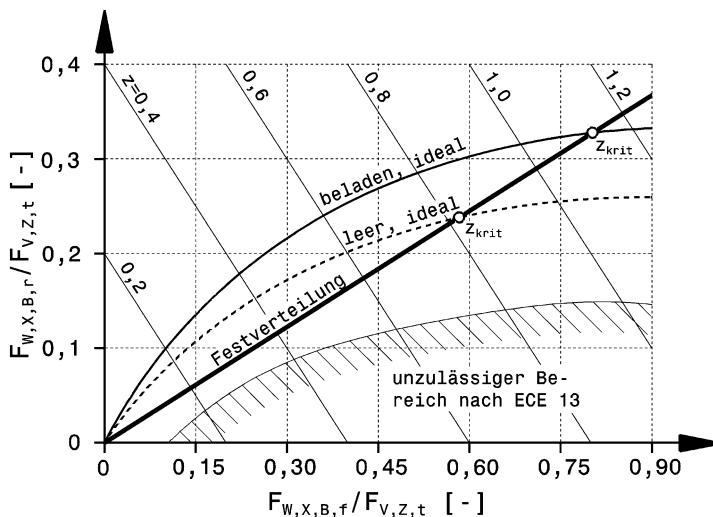


Abb. 6.2 Bremskraftverteilungsdiagramm *brake-balance chart*

Die Summe der bezogenen Achs-Bremskräfte ist die Abbremsung z . Das Verhältnis der tatsächlichen Bremskräfte ist je nach Bremsanlage ein fest eingestellter Wert (Festverteilung) oder wird von einem Regler beeinflusst. Die ideale Aufteilung, bei der die größte Abbremsung erreicht wird, hängt von der Schwerpunkthöhe ab

Tab. 6.1 Mindestanforderungen an Bremsanlagen

Bremsanlage	mittlere Verzögerung, m/s ²			Abbremsung, %
	Kraftrad	Pkw	Lkw	
Betriebsb.	5,8	5,8	5,0	45 bis 50
Hilfsb.	3,1	2,9	2,2 (Busse 2,5)	–
Feststellb.	–	muss 18 % Fahrbahnneigung halten		

Tab. 6.1 zeigt einige Mindestbremswirkungen nach einschlägigen Vorschriften.

Die Abbremsung folgt somit aus der Summe der bezogenen Bremskräfte von Vorder- und Hinterachse und wird von der maximalen Reibung zwischen Fahrbahn und Reifen begrenzt:

$$z = \frac{F_{W,X,B,f}}{F_{V,Z,t}} + \frac{F_{W,X,B,r}}{F_{V,Z,t}} = \frac{a_x}{g} \leq \mu_{W,X} \quad (6.2)$$

$F_{W,X,B,f}$ Bremskraft an der Vorderachse, N

$F_{W,X,B,r}$ Bremskraft an der Hinterachse, N

$\mu_{W,X}$ Haftreibung in Längsrichtung, -

Mit obiger Beziehung lässt sich das Diagramm der Bremskraftverteilung erstellen, Abb. 6.2.

6.2 Anforderungen an Bremsanlagen *Brake System Requirements*

Folgende Anforderungen werden an eine Bremse gestellt:

- Konstante Bremsleistung unter allen Betriebszuständen
- Keine Fadingneigung bei hohen Temperaturen
- Aufrechterhaltung der Richtungsstabilität beim Bremsen
- Geringes Gewicht.

6.3 Physikalische Grundlagen *Physical Basics*

Grundsätzlich müssen die Bremskräfte über den Reifen eingeleitet werden, dabei bestimmt die Reibungskraft zwischen Reifen und Fahrbahn die Kraftübertragung. Allgemein ist eine Reibungskraft $F_{fr} = \mu F_N$, wobei F_N die Normalkraft und μ die Haftreibungszahl ist. Die

Normalkraft ist abhängig von der Achs- bzw. Radlast. Für die Bremskraft einer Achse n gilt also:

$$F_{W,X,B,n} = \mu_{W,X,n} \cdot F_{V,Z,n} \quad (6.3)$$

$F_{W,X,B,n}$ Bremskraft der Achse n , N

$F_{V,Z,n}$ Achslast der Achse n , N

Die Achslast der Vorderachse erhöht sich bei einer eingeleiteten Bremsverzögerung a_x um den Betrag $\Delta F_{V,z}$. Die Hinterachse wird um den gleichen Betrag entlastet. Soll der verfügbare Kraftschluss für alle Abbremsungen z ($z = a_x/g$) voll genutzt werden, dann muss sich das Verhältnis der eingeleiteten Bremskräfte an Vorder- und Hinterachse entsprechend der Achslastverteilung ändern. Im Bremskraftverteilungsdiagramm (Abb. 6.2) verschieben sich in dem Fall die Lage der Parabel und auch die Lage der Grenzkurven mit der Veränderung des Fahrzeugschwerpunkts. Die Bremskraftverteilung bleibt konstant, solange keine Bremskraftregelung eingreift. Oberhalb z_{krit} treten die Gefahr des Überbremsens (Blockieren der Hinterräder) und damit ein instabiles Fahrverhalten auf, weil an der Hinterachse keine bzw. eine sehr geringe Seitenführungskraft zur Verfügung steht. Der kürzeste, ideal mögliche Anhaltweg (ohne Berücksichtigung einer aerodynamischen Abtriebskraft) wird erreicht, wenn die Abbremsung gleich dem Reibungskoeffizienten wird.

Bremskraft des Fahrzeugs *Brake Force of Vehicle*

Die erforderliche Gesamtbremskraft eines Fahrzeugs $F_{V,X,B}$ kann aus verschiedenen Ansätzen ermittelt werden, Abb. 6.3.

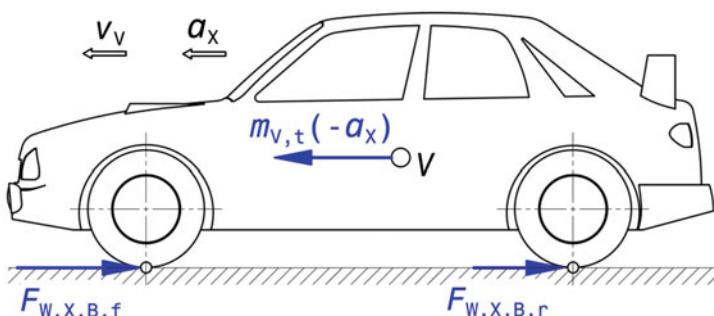


Abb. 6.3 Bremskräfte am Fahrzeug

$$F_{V,X,B} = F_{W,X,B,f} + F_{W,X,B,r}$$

V Schwerpunkt des Gesamtfahrzeugs

$$\text{aus Trägheitskraft : } F_{V,X,B} = m_{V,t} \cdot a_X \quad (6.4)$$

$$\text{aus Bewegungsenergie } F_{V,X,B} = \frac{m_{V,t} \cdot v_{V,1}^2}{2s_B} \quad (6.5)$$

$$\text{aus der Abbremsung z : } F_{V,X,B} = m_{V,t} \cdot g \cdot z \quad (6.6)$$

$m_{V,t}$ Fahrzeuggesamtmasse, kg

a_X mittlere (konstante) Bremsverzögerung, m/s²

$v_{V,1}$ Fahrzeuggeschwindigkeit vor dem Bremsen, m/s

s_B Bremsweg, m

Die maximal auf das Fahrzeug wirkende Bremskraft kann bei Rennfahrzeugen durch den aerodynamischen Abtrieb im Vergleich zu Serienfahrzeugen stark gesteigert werden.

$$F_{V,X,B} = \mu_{W,X} \cdot \left(m_{V,t} \cdot g + \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot c_A \cdot A_V \cdot v_v^2 \right) + \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot c_W \cdot A_V \cdot v_v^2 \quad (6.7)$$

ρ_L Dichte der Luft, kg/m³. $\rho_L = 1,199 \text{ kg/m}^3$ bei einer Temperatur von 20 °C, einem Luftdruck von 1,013 bar und einer rel. Luftfeuchte von 60 %.

c_A Abtriebsbeiwert, -.¹

A_V Projizierte Querschnittsfläche des Fahrzeugs, m².²

v_v Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s

c_W Luftwiderstandsbeiwert, -.

Die für die Auslegung der Radbremse entscheidende größte auftretende Bremskraft an den Reifen der Vorderachse, wird neben der statischen Achslast und dem Abtrieb auch von der Achslastverlagerung bestimmt:

$$F_{W,X,B,f} = \mu_{W,X} \cdot \left(m_{V,t} \cdot g \cdot \frac{l_r}{l} + m_{V,t} \cdot a_X \cdot \frac{h_V}{l} + F_{L,Z,f} \right) \quad (6.8)$$

l Radstand, m.

l_r, h_V weitere Abmessungen (siehe Abb. 6.8)

$F_{L,Z,f}$ Anteil der Abtriebskraft auf Vorderachse wirkend, N.³

Sämtliche beim Bremsen wirkende Kräfte eines Formel-1-Fahrzeugs sind im Abb. 6.4 eingetragen.

¹Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Abschn. 5.3 *Abtrieb*.

²Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 3 *Antrieb*, Kap. 4, (4.7).

³Dieser wird von der Lage des Druckpunkts bestimmt. Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 5.

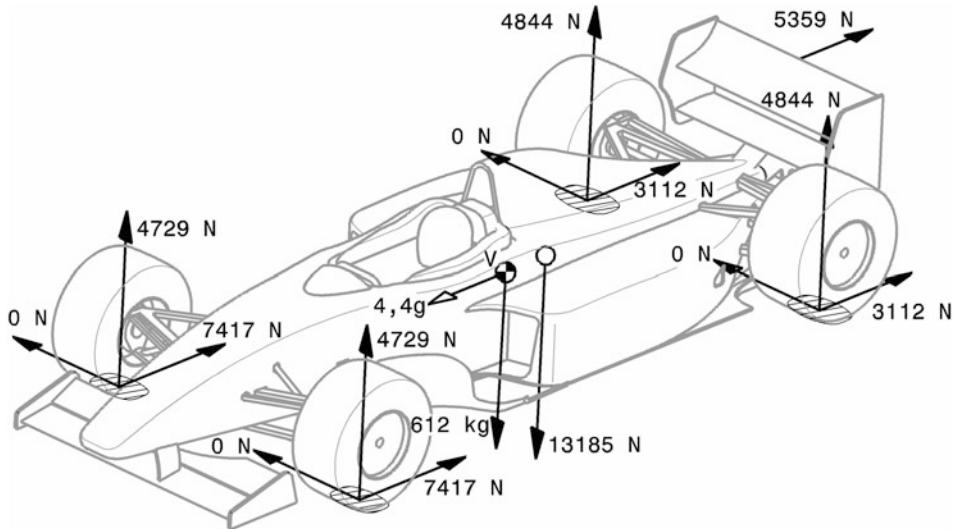


Abb. 6.4 Bremskräfte an einem Formel-1-Wagen, nach [8]

In den Reifenaufstandsflächen sind sämtliche Kräfte beim Bremsen bei 320 km/h mit 4,4 g eingezeichnet. Zusätzlich sind der Widerstand des Heckflügels und die Summe der Abtriebskräfte im Druckpunkt eingetragen
V Fahrzeugschwerpunkt

Bremsarbeit und -leistung Braking Work and Braking Power

Grob kann die Energiemenge, die bis zum Stillstand des Fahrzeugs vom Bremssystem aufgenommen werden muss, über die Energieerhaltung abgeschätzt werden, Abb. 6.5.

$$W_B = \int_s F_{V,X,B} ds = \int_t P_B dt \text{ bzw. } W_B = F_{V,X,B} \cdot s_B \text{ bei } F_{V,X,B} = \text{const.} \quad (6.9)$$

W_B Bremsarbeit, J. Wird durch Reibung in Wärme umgesetzt

$$\begin{aligned} W_B &= m_{V,t} \cdot a_X \cdot s_B \\ W_B &= \frac{m_{V,t}}{2} (v_{V,I}^2 - v_{V,Re}^2) \\ P_{B,\max} &= F_{V,X,B} \cdot v_V \end{aligned} \quad (6.10)$$

$v_{V,I}$ Geschwindigkeit vor dem Bremsen, m/s

$v_{V,Re}$ Geschwindigkeit nach dem Bremsen, m/s

$P_{B,\max}$ Bremsleistung, größter Augenblickswert, W

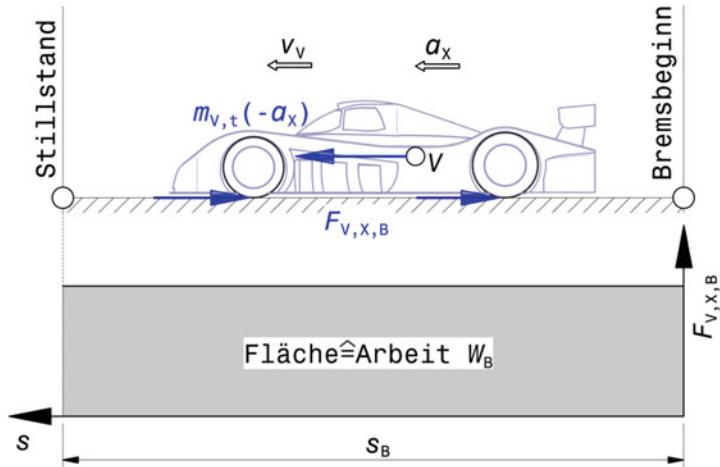


Abb. 6.5 Energiebetrachtung beim Bremsen

Die Bewegungsenergie eines Fahrzeugs wird beim Bremsen in Reibungsarbeit umgewandelt

$$P_{B,m} = \frac{W_B}{t_B} \quad t_B = \frac{\Delta v}{a_x} \quad a_x = \frac{\Delta v^2}{2s_B}$$

$$P_{B,m} = \frac{F_{V,X,B} \cdot v_{V,1}}{2}$$

$P_{B,m}$ mittlere Bremsleistung, W

t_B Bremszeit, s

Δv Geschwindigkeitsdifferenz, m/s mit $\Delta v = v_{V,\text{Re}} - v_{V,1}$

Für den allgemeinen Fall nicht konstanter Bremsverzögerung a_x können die benötigten Größen aus folgenden Zusammenhängen ermittelt werden:

$$\int_{s_1}^{s_{\text{Re}}} a_x ds = \int_{v_{V,1}}^{v_{V,\text{Re}}} v dv \quad \text{bzw.} \quad \int_{t_1}^{t_{\text{Re}}} a_x dt = \int_{v_{V,1}}^{v_{V,\text{Re}}} dv$$

mit:

$$s_B = s_{\text{Re}} - s_1$$

$$t_B = t_{\text{Re}} - t_1$$

Vor allem für Simulationen wird für die Lösung dabei auf numerische Verfahren zurückgegriffen.

Beim Verzögern eines Fahrzeugs helfen Luft- und Rollwiderstand mit. Diese Widerstände sind geschwindigkeitsabhängig und stellen nur einen kleinen Beitrag in der gesam-

ten Bremsleistung dar. Abb. 6.6 zeigt die Anteile für einen Pkw der Kompaktklasse für eine Verzögerung von 1 g. Bei 100 km/h beläuft sich die gesamte Bremsleistung bei etwa 340 kW. Beim Bremsen bis zum Stillstand muss die Bremsanlage den überwiegenden Teil in Wärme umwandeln und an die Umgebung abführen. Der Beitrag der Hilfswirkung des Luftwiderstands ist auch bei Rennfahrzeugen ähnlich, weil abtriebserhöhende Maßnahmen den Luftwiderstand zwangsläufig erhöhen, vgl. Abb. 6.7.

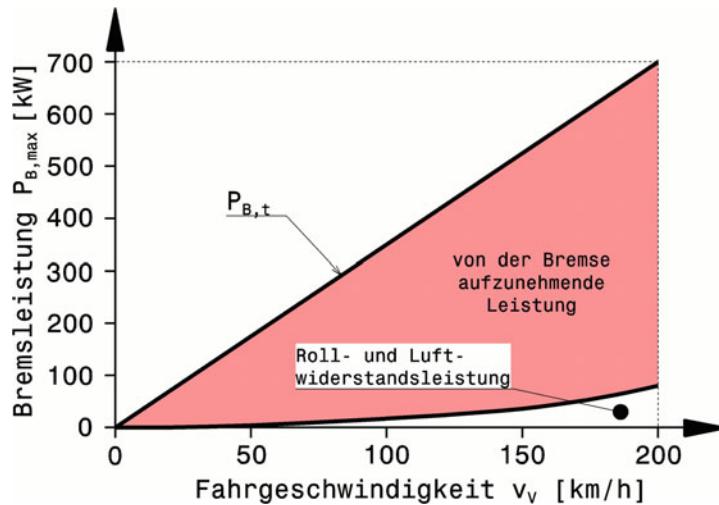


Abb. 6.6 Bremsleistung eines Pkw bei 1 g Verzögerung [16]

$P_{B,t}$ gesamte Bremsleistung des Fahrzeugs

Roll- und Luftwiderstand stellen einen kleinen Beitrag der Gesamtbremsleistung dar. Der überwiegende Teil muss jedoch von der Bremsanlage aufgebracht werden

Der Pkw weist eine Gesamtmasse $m_{V,t}$ von 1250 kg auf

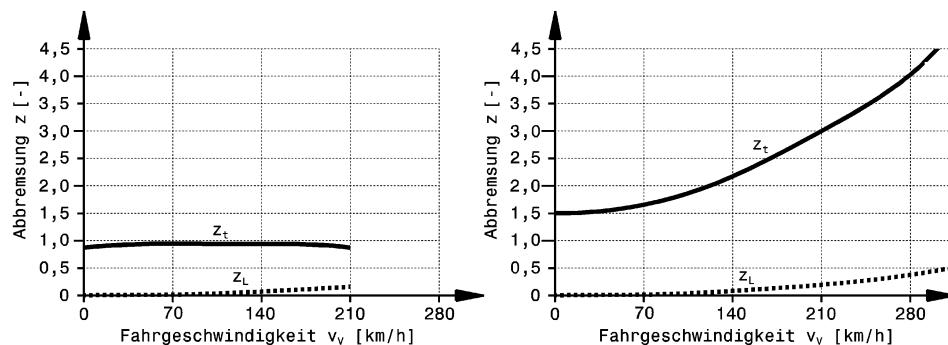


Abb. 6.7 Erzielbare Abbremsung bei einem Mittelklasse-Pkw (links) und einem Sportwagenprototyp (rechts) [16]

z_t tatsächliche Gesamtabbremsung

z_L Anteil des Luftwiderstands an der Abbremsung

Während Serienfahrzeuge Höchstwerte von ca. 1 für die Abbremsung erreichen, liegen die Werte für Rennfahrzeuge mit aerodynamischen Abtriebshilfen vor allem bei höheren Geschwindigkeiten wesentlich höher, Abb. 6.7. Bei Serienfahrzeugen kommt es bei sehr hohen Geschwindigkeiten mitunter sogar zu Auftriebskräften, die die Radlast und damit die mögliche Bremskraft vermindern.

Spezifische Bremsleistung N

Zur Ermittlung wird die maximale Bremsleistung, die sich bei einer Vollverzögerung aus der Höchstgeschwindigkeit pro Bremse ergibt, auf die Reibfläche des Bremsbelags bzw. auf die überstrichene Fläche der Bremsscheibe bezogen [16]:

$$\begin{aligned} N_{Belag} &= P_{B,W,\max} / (2 \cdot A_{Belag}) \\ N_{Bd} &= P_{B,W,\max} / A_{Bd} \end{aligned} \quad (6.11)$$

N	spezifische Bremsleistung, kW/cm^2
$P_{B,W,\max}$	max. Bremsleistung pro Rad, kW
A_{Belag}	Reibfläche Bremsbelag, cm^2
A_{Bd}	überstrichene Bremsscheibenfläche, cm^2

Bremskraftverteilung *Brake Bias, Front-to-Rear Brake Balance*

Bei einer festen Aufteilung der Bremskräfte zwischen den Achsen gilt für die einzelnen Bremskräfte:

$$F_{W,X,B,f} = \Phi_f \cdot F_{V,X,B} \quad (6.12)$$

$$F_{W,X,B,r} = \Phi_r \cdot F_{V,X,B} \quad (6.13)$$

Φ_f Bremskraftanteil Vorderachse, -. $\Phi_f = 0,65$ bis $0,75$

Φ_r Bremskraftanteil Hinterachse, -. $\Phi_r = 0,25$ bis $0,35$

es gilt: $\Phi_f + \Phi_r = 1$

Durch die Achslastverlagerung (*axle-load transfer*) beim Bremsen erlaubt eine feste Aufteilung der Bremskräfte nicht die maximal mögliche Abbremsung bei vorgegebener Haftreibungszahl Reifen/Straße, weil eine Achse blockiert während die Reifen der anderen Achse noch Potential zu Steigerung der Reibkraft hätten. Das Ideal stellt so eine last-abhängige Regelung der Bremskraftaufteilung dar. Bei dieser bestimmt die Lage des Fahrzeugschwerpunktes h_V zusammen mit der aktuellen Verzögerung das zweckmäßige Verhältnis der Bremskräfte beider Achsen, Abb. 6.8.

$$\frac{F_{V,Z,f}}{F_{V,Z,r}} = \frac{l_r + h_V \frac{a_X}{g}}{l_f - h_V \frac{a_X}{g}} = i_m \quad (6.14)$$

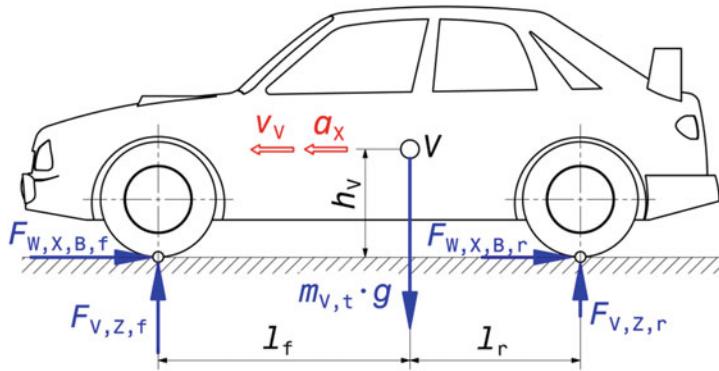


Abb. 6.8 Skizze zur Berechnung der Bremskraftverteilung

i_m Achslastverhältnis vorne/hinten, -

l_f, l_r Abstand Fahrzeugschwerpunkt zu Mitte Vorder- bzw. Hinterachse, m

h_V Höhe des Fahrzeugschwerpunkts, m

Zur Darstellung dieses Zusammenhangs dient das Verteilungsdiagramm für die Bremskraft (*brake-balance chart*), Abb. 6.9. Auf den Koordinatenachsen sind die gewichtsbezogenen Bremskräfte von Vorder- und Hinterachse $F_{W,X,B,f}$ und $F_{W,X,B,r}$ aufgetragen. Die Schnittpunkte der Geraden gleicher Haftreibungszahl von Vorder- und Hinterachse bilden die Parabel der „idealen“ Bremskraftverteilung (Kurven 1 und 2). Die Geraden konstanter Abbremsung z vervollständigen das Diagramm.

Ist kein Bremskraftverteiler installiert, so ist die Bremskraftverteilung fest und stellt eine Gerade dar (3). Die Steigung ergibt sich als Verhältnis der durch die Dimensionierung der Radbremsen und Bremszylinder festgelegten Bremskräfte von Vorder- und Hinterachse. Solange die Gerade der festen Verteilung (3) unterhalb der idealen Verteilung (1, 2) verläuft, blockiert stets die Vorderachse zuerst (stabiles Bremsverhalten, die Seitenführungskraft an den Hinterreifen bleibt erhalten). Der Blockierungspunkt der Vorderachse (4) ergibt sich dabei als Schnittpunkt von „installierter Verteilung“ (3) und der Geraden der jeweiligen Haftreibungszahl $\mu_{W,X,f}$.

Einige Überlegungen zur Wahl einer festen Bremskraftaufteilung werden in Abb. 6.10 an Hand von drei extremen Auslegungen veranschaulicht.

Betrachtet werden niedrige Reibungsverhältnisse ($\mu_{W,X} = \text{const} = 0,4$). Wenn die Abbremsung z von 0 beginnend bei der festen Aufteilung Q_1 gesteigert wird, blockieren die Hinterräder zuerst (Punkt A), weil $\mu_{W,X,r} = 0,4$ voll ausgenutzt wird (vorne ist ausgenutztes $\mu_{W,X,f} < 0,4$). Weiteres Steigern der Bremsbetätigungs Kraft führt zur Verzögerung bei Punkt B. An diesem Punkt blockieren auch die Vorderräder und somit ist keine weitere Steigerung der Abbremsung mehr möglich. Diese Auslegung wird für Motorräder angewandt.

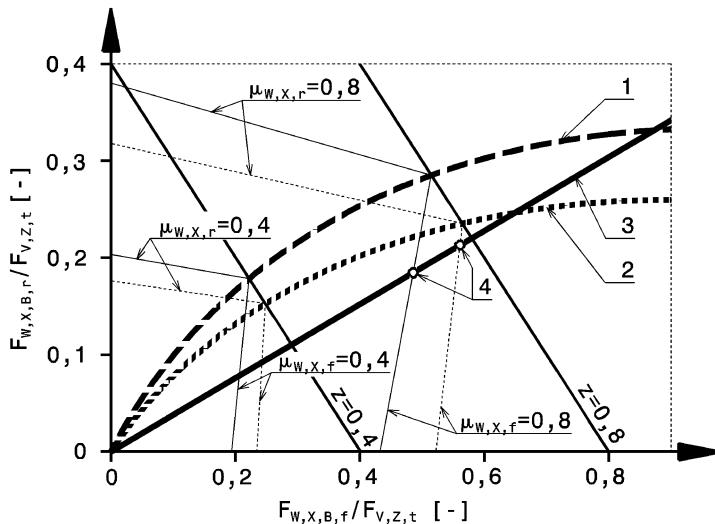
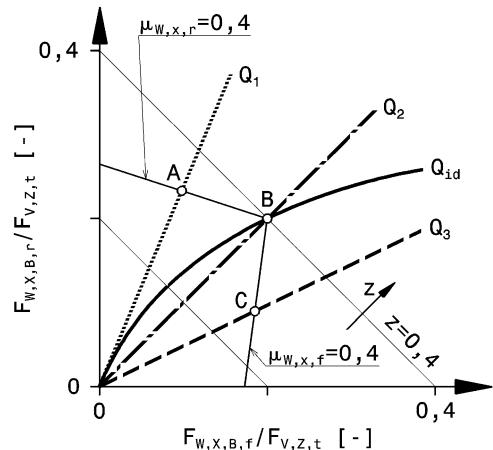


Abb. 6.9 Bremskraftverteilung mit fester Aufteilung

1 ideale Bremskraftverteilung bei zulässigem Gesamtgewicht, 2 ideale Bremskraftverteilung fahrfertig (mit Fahrer), 3 installierte, feste Bremskraftverteilung, 4 Vorderachse blockiert
 $\mu_{w,x,f}$ bzw. $\mu_{w,x,r}$ Haftriebungszahlen in Längsrichtung vorne bzw. hinten

Abb. 6.10 Wahl der Bremskraftaufteilung [7]
 Bremskraftaufteilungen Q_1, Q_2, Q_3 feste
 Q_{id} ideale Bremskraftaufteilung
 Q_1 wird für einspurige und Q_2 für zweispurige Fahrzeuge verwendet.



Bei der Bremskraftaufteilung Q_2 überbremsen bei einer Steigerung von z die Vorderräder bis zum Punkt B. Ab diesem Punkt blockieren alle Räder und somit ist die maximale Abbremsung $z = 0,4$ erreicht.

Im Fall der Bremskraftaufteilung Q_3 blockieren die Vorderräder im Punkt C. Wird die Abbremsung weiter erhöht, steigt die Bremskraft an der Hinterrachse bis der Punkt B erreicht wird. Ab diesem Punkt blockieren auch die Hinterräder und die maximale Ver-

zögerung für die vorliegende Reibung ist erreicht. Diese Auslegung wird für zweispurige Straßenfahrzeuge und bei Rennfahrzeugen bei hohen Kurvengeschwindigkeiten [19] eingesetzt. Für Bremsmanöver auf der Geraden wird bei Rennfahrzeugen dagegen gleichzeitiges Blockieren beider Achsen angestrebt, weil so sämtliche Reifen ihre größtmögliche Bremskraft ausschöpfen [19]. Rallyefahrer gehen noch einen Schritt weiter und stellen eine leicht überbremsende Hinterachse ein, weil dies das Einleiten eines Drifts erleichtert.

Idealerweise ändert sich die Bremskraftverteilung während des Bremsmanövers, weil ja die Verzögerung wegen aerodynamische Abtriebshilfen und geschwindigkeitsabhängiger Reibungswerte nicht konstant bleibt, Abb. 6.11. Im Gegenteil nehmen der Abtrieb und somit die Reifenkräfte ebenso ab. Bleibt die aerodynamische Balance bei der Geschwindigkeitsabnahme gleich, so muss sich die Bremskraftaufteilung trotzdem wegen der Achslastverschiebung ändern. Tatsächlich sieht die Situation etwas anders aus, weil die meisten Fahrzeuge durch das Nicken beim Bremsen die Abtriebsaufteilung ändern. Der Frontflügel kommt bei großer Verzögerung näher zur Fahrbahn und der Abtrieb vorne steigt überproportional an. Sinkt die Verzögerung, sinkt der relative Abtriebsanteil der Vorderachse. Dadurch muss der Bremskraftanteil vorne bei geringen Geschwindigkeiten stärker abnehmen als in Abb. 6.11.

Die Fahrer nehmen eine „Verstellung“ der Bremskraftaufteilung während des Bremsens nicht mit dem Drehknopf im Cockpit vor, sondern durch gleichzeitiges Bremsen und Gasgeben. Am besten kann dieser Fahrstil praktiziert werden, wenn zum Schalten nicht mit dem Fuß gekuppelt werden muss. Durch Gasgeben während des Bremsens erhalten die

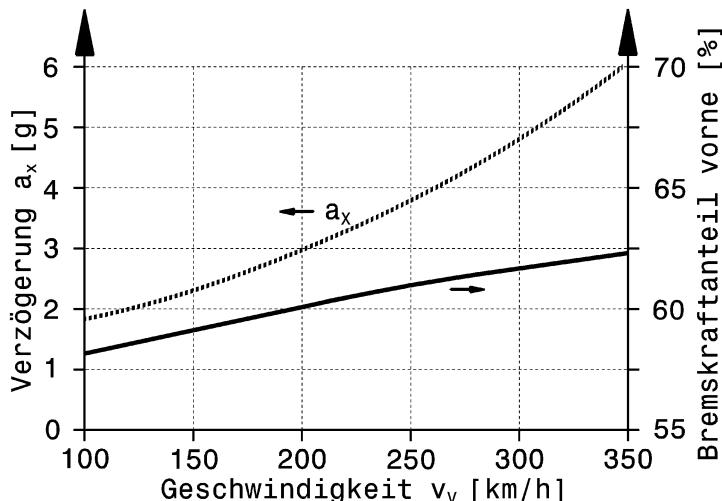


Abb. 6.11 Verlauf der Bremsverzögerung über der Geschwindigkeit und dazu gehörige ideale Bremskraftverteilung eines Formel-1-Wagens, nach [1]

Mit sinkender Geschwindigkeit nimmt die Verzögerung ab, weil der Abtrieb mit dem Quadrat der Geschwindigkeit abnimmt und die Reifen nicht mehr die ursprüngliche Bremskraft aufbauen können

angetriebenen Hinterräder ein Gegenmoment zum Bremsmoment. Dieses wird dadurch kleiner und die Bremskraft verlagert sich zur (nicht angetriebenen) Vorderachse.

Erstellung eines Verteilungsdiagramms der Bremskräfte

1. Die Kurven der idealen Bremskraftverteilung $F_{W,X,B,r} = f(F_{W,X,B,f}, h_V)$ folgen aus (6.3) und (6.14) für konstante und gleiche Reibwerte an beiden Achsen:

$$\frac{F_{W,X,B,f}}{F_{W,X,B,r}} = \frac{\mu_{W,X,f} \cdot F_{V,Z,f}}{\mu_{W,X,r} \cdot F_{V,Z,r}} = i_m \quad \rightarrow \quad \frac{F_{W,X,B,r}}{F_{V,Z,t}} = \frac{F_{W,X,B,f}}{F_{V,Z,t}} \cdot \frac{1}{i_m}$$

2. Die Geraden konstanter Abbremsung $z F_{W,X,B,r} = f(F_{W,X,B,f}, z)$ folgen aus (6.2):

$$z = \frac{F_{W,X,B,f}}{F_{V,Z,t}} + \frac{F_{W,X,B,r}}{F_{V,Z,t}} = \frac{a_X}{g} \quad \rightarrow \quad \frac{F_{W,X,B,r}}{F_{V,Z,t}} = \frac{a_X}{g} - \frac{F_{W,X,B,f}}{F_{V,Z,t}} \quad (6.15)$$

3. Die Geraden konstanter Haftreibung $F_{B,r} = f(F_{B,f}, \mu)$ ergeben sich zu:

$$\text{Mit } F_{V,Z,f} + F_{V,Z,r} = F_{V,Z,t} \quad \rightarrow \quad F_{V,Z,f} = F_{V,Z,t} - F_{V,Z,r} \quad (6.16)$$

und umgestellter (6.14) $F_{V,Z,f} = F_{V,Z,r} \cdot i_m$ folgt

$$\frac{F_{V,Z,f}}{F_{V,Z,t}} = \frac{i_m}{1 + i_m} \quad (6.17)$$

und

$$\frac{F_{V,Z,r}}{F_{V,Z,t}} = \frac{1}{1 + i_m} \quad (6.18)$$

Aus (6.2) mit (6.3) wird

$$\frac{\mu_{W,X,f} \cdot F_{V,Z,f}}{F_{V,Z,t}} + \frac{\mu_{W,X,r} \cdot F_{V,Z,r}}{F_{V,Z,t}} = z \quad (6.19)$$

Gl. (6.17) und (6.18) in (6.19) eingesetzt und i_m mit (6.14) substituiert ergibt einen Ausdruck für z :

$$z = \frac{\mu_{W,X,f} l_r + \mu_{W,X,r} l_f}{l_f + l_r + h_V (\mu_{W,X,r} - \mu_{W,X,f})} \quad (6.20)$$

Die für das Diagramm benötigten bezogenen Größen der Bremskräfte ergeben sich durch Einsetzen von (6.16) in (6.19). Zunächst für die Bremskraft der Vorderachse:

$$\frac{F_{V,Z,f}}{F_{V,Z,t}} = \frac{z - \mu_{W,X,r}}{\mu_{W,X,f} - \mu_{W,X,r}} \quad \text{und damit} \quad \frac{F_{W,X,B,f}}{F_{V,Z,t}} = \mu_{W,X,f} \frac{F_{V,Z,f}}{F_{V,Z,t}}$$

Die gesuchte bezogene Bremskraft der Hinterachse in Abhängigkeit der Bremskraft an der Vorderachse folgt daraus mit (6.15):

$$\frac{F_{W,X,B,r}}{F_{V,Z,t}} = z - \frac{F_{W,X,B,f}}{F_{V,Z,t}}$$

Die Punkte der Geraden konstanter Reibung auf den Koordinatenachsen des Diagramms entsprechen den beiden Extrempunkten, wenn nur eine Achse alleine bremst:

$$\begin{aligned} \text{Bremsung nur hinten : } \frac{F_{W,X,B,r}}{F_{V,Z,t}} &= z = \frac{\mu_{W,X,f} l_f}{l_f + l_r + \mu_{W,X,r} h_V} \\ \text{Bremsung nur vorne : } \frac{F_{W,X,B,f}}{F_{V,Z,t}} &= z = \frac{\mu_{W,X,f} l_r}{l_f + l_r - \mu_{W,X,f} h_V} \end{aligned}$$

4. Die Geraden, die eine konstante Bremskraftverteilung beschreiben, folgen zu:

$$F_{W,X,B,r} = \frac{\Phi_r}{\Phi_f} F_{W,X,B,f} = \frac{\Phi_r}{1 - \Phi_r} F_{W,X,B,f}$$

Einige Rennfahrzeuge nutzen auch eine Verstellung der Bremskräfte links zu rechts. So wird das hintere kurveninnere Rad stärker bei der Kurveneinfahrt gebremst, damit in engen Kurven das Einlenken verbessert wird. In der Formel 1 ist diese Möglichkeit im Gegensatz zu anderen Rennserien verboten. Der Nutzen ist nicht zuletzt wegen der erhöhten Anforderungen an den Fahrer umstritten [13].

Bremskraftregelungen zur Vermeidung des Blockierens der Räder (ABS, siehe Anhang)⁴ wurden im Rennsport zunächst kaum eingesetzt. Der Grund war, dass damals Serien-ABS-Systeme eingesetzt wurden und diese nicht auf die Bedürfnisse eines Rennfahrzeugs ausgerichtet sind. Auf welligen Untergründen führen so Radlastschwankungen zu einer Verlängerung des Bremswegs. Bei Serienfahrzeugen war das Ziel auch nicht eine Optimierung des Bremswegs, sondern die Aufrechterhaltung der Lenkbarkeit beim Bremsen.

⁴Genaueres siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 3 *Antrieb*, Kap. 8 *Elektronische Fahrhilfen*.

Die optimale Bremskraftverteilung hängt durch die Schwerpunkthöhe auch davon ab, ob das Fahrzeug bergauf oder bergab fährt, d. h. die optimale Einstellung in der Ebene passt nicht für geneigte Fahrbahnen.

Ein wichtiger Aspekt bei der Bremskraftaufteilung ist ebenfalls die Erhaltung der Fahrstabilität. In Tab. 6.2 sind Maßnahmen zur Stabilitätserhöhung beim Bremsen aufgelistet. Dabei wird nach dem Fahrzustand Bremsen in der Kurve sowie unterschiedliche Reibwerte links und rechts unterschieden. Nicht alle Maßnahmen erweisen sich als gleichermaßen günstig. Während beim Bremsen in der Kurve die entscheidenden kurvenäußersten Räder das Fahrzeug nach außen lenken sollen, sollen bei unterschiedlichen Reibwerten die wichtigeren Reifen – das sind jene auf der Seite mit mehr Grip – vorne zur Seite mit weniger Reibung und hinten zur Seite mit mehr Reibung lenken. Zwei Merkmale zeigen sich dabei jedoch „kompromisslos“ günstig: Niedriger Fahrzeugschwerpunkt und hoher Bremskraftanteil an der Vorderachse.

Konstruktive Realisierung der Bremskraftaufteilung vorne zu hinten *Ways to Set up the Bias of Effort Between Front and Rear Brakes*

Die gewünschte Bremskraftaufteilung kann auf unterschiedliche Arten realisiert werden, wenn eine II-Aufteilung der Bremskreise (vgl. Abb. 6.15) vorliegt [13]:

Tab. 6.2 Maßnahmen zur Stabilitätserhöhung beim Bremsen in Kurven und bei unterschiedlichen Reibwerten links und rechts [16]

Maßnahme, Merkmal	beim Bremsen in der Kurve	bei unterschiedlichen Reibwerten links und rechts
Nachspur unter Bremskraft vorn	+	–
Nachspur unter Bremskraft hinten	–	+
Nachspur beim Einfedern vorn	+	–
negativer Lenkrollradius	–	+
niedriger Fahrzeugschwerpunkt	+	o
hoher Bremskraftanteil an der Vorderachse	+	+
hohe Untersteuerreserve	+	o
ABS mit select low an der Hinterachse	+ ^a	+ ^a
ABS mit Giermomentenbeeinflussung	o	+ ^a
ABS ^b mit CBC/ABS+	+ ^a	o
ESP ^b	+	+

Legende:

+: günstig, -: ungünstig, o: kein oder geringer Einfluss

^abewirkt Bremswegverlängerung

^bsiehe Anhang

- a) Unterschiedliche Radbremszylinderdurchmesser erzeugen unterschiedliche Bremskräfte bei gleichem Hauptbremszylinderdurchmesser. Diese Art ist bei Rennfahrzeugen zu bevorzugen. Die Nehmerzylinderdurchmesser sind an der Vorderachse größer als an der Hinterachse bzw. die Bremszangen an der Vorderachse weisen mehr Kolben auf. Damit sind die Bremskräfte vorne größer als hinten.
- b) Unterschiedliche Hauptbremszylinder bewirken bei gleichen Radbremszylindern zwar im Grunde das Gleiche, führen aber zu unterschiedlichen Kolbenwegen in den Geberzylindern, die vom Betätigungsstange ausgeglichen werden müssen. Der Hauptbremszylinder für die Vorderachse muss einen kleineren Durchmesser aufweisen als jener für die Hinterachse. Bei gleicher Pedalkraft ist somit der Druck an den vorderen Bremszangen größer als an den hinteren.
- c) Größere Scheibendurchmesser führen zu größeren Bremskräften bei sonst unveränderten Parametern. Eine größere Bremsscheibe hat auch den Vorteil einer größeren wärmeabführenden Fläche. So werden die Bremsscheiben an der Vorderachse größer ausgeführt als an der Hinterachse.
- d) Eine mechanische Aufteilung der Betätigungs Kräfte ermöglicht unterschiedliche Bremskräfte. Dies wird z. B. durch ein Waagebalkensystem realisiert (siehe unten) und für die Feineinstellung während der Fahrt verwendet. Bei Änderung der Wetterverhältnisse kann der Fahrer ohne Boxenstopp die Bremskraft zur Hinterachse verlagern und ein Überbremsen der Vorderräder auf nasser Strecke vermeiden.
- e) Die Bremskraft kann durch ein Druckbegrenzungsventil in der Bremsleitung begrenzt werden. Ein solches Ventil in der Zuleitung zu den Radbremszylindern der Hinterachse limitiert den maximalen Betätigungsdruck in dieser Leitung auf einen bestimmten Wert ohne den Betätigungsdruck an der Vorderachse zu beeinflussen (siehe Abschn. 6.6). Das Betätigungsdruckverhältnis vorne zu hinten kann auch in Abhängigkeit vom Druck selbst und/oder von der Achslast verändert werden (siehe Abschn. 6.6).

Waagebalkensystem *Balance Bar*. Dieses System der Bremskraufteilung ist weit verbreitet und findet sich in praktisch allen Rennklassen. Das Prinzip ist in Abb. 6.12 dargestellt. Die Abb. 6.24 bietet eine Übersicht über die Einbausituation mit dem Bremspedal. Das Bremspedal (1) überträgt die Fußkraft über eine Hülse auf den Waagebalken (2). An dessen Gewindeenden befinden sich Drehzapfen, die die Kolbenstangen aufnehmen. Jeweils ein Hauptbremszylinder (3) wird von einer Kolbenstange betätigt. Wird der Wagebalken gedreht, wandert er entlang seiner Achse, weil die Drehzapfen ein Muttergewinde aufweisen. Dadurch ändert sich das Hebelverhältnis zwischen den Kolbenstangen. Eine flexible Welle führt von einer Aufnahme des Waagebalkens zum Fahrerplatz, von wo das Drehen einfach durchgeführt werden kann.

Das Maß a zwischen den beiden Hauptbremszylindern muss identisch sein mit dem Maß zwischen den beiden Drehpunkten der Drehzapfen. Der Waagebalken muss bei allen Pedalstellungen in einer parallelen Ebene zu den Bremszylindern liegen.

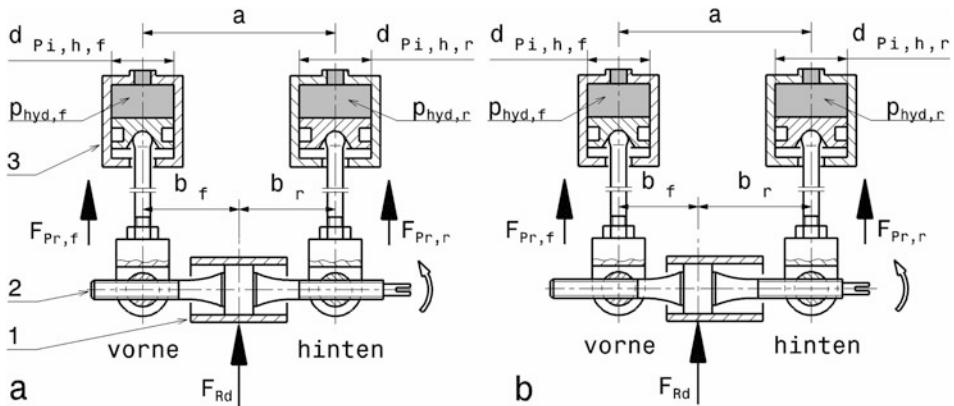


Abb. 6.12 Prinzip eines Waagebalkensystems

a symmetrische Kraftaufteilung $b_f/b_r = 1$, b Waagebalken verschoben, $b_f/b_r < 1$

1 Bremspedal brake pedal, 2 Waagebalken balance bar, 3 Hauptbremszyylinder vorne bzw. hinten brake master cylinder

Beim Bremsen wird die Fußkraft über das Pedal auf die Kraft F_{Rd} übersetzt, die auf den Waagebalken wirkt (vgl. Abb. 6.18). Der Balken teilt die Kraft F_{Rd} über das Längenverhältnis b_f/b_r in die Kolbenstangenkräfte auf:

$$F_{Pr,f} = F_{Rd} \frac{b_r}{b_f + b_r} \quad (6.21)$$

$$F_{Pr,r} = F_{Rd} \frac{b_f}{b_f + b_r} \quad (6.22)$$

F_{Rd} Kraft vom Bremspedal auf den Waagebalken, N

b_f b_r Abstände des Gelenkkagers von den Drehzapfen vorne bzw. hinten, mm. (Siehe Abb. 6.12)

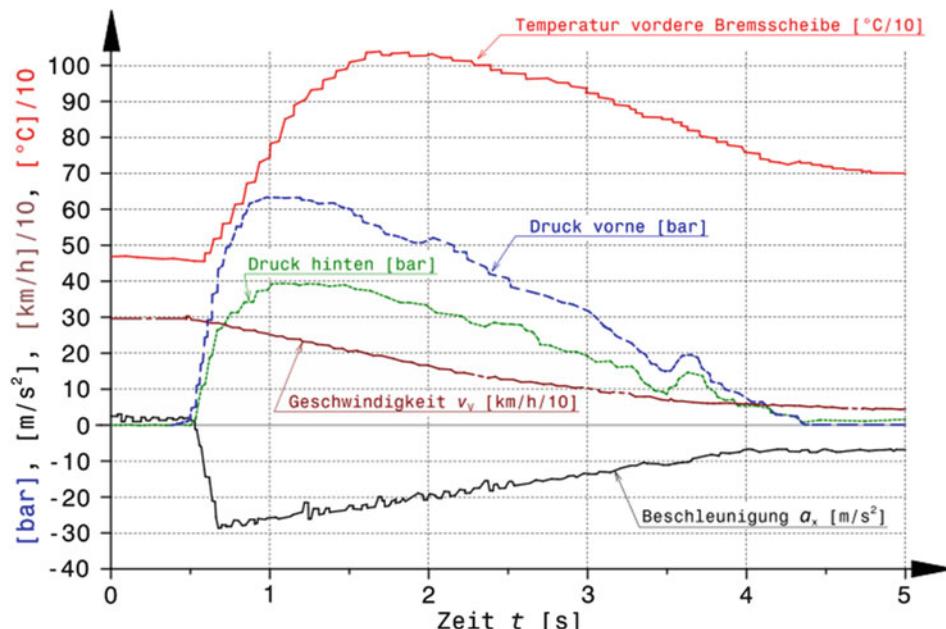
Es gilt: $b_f + b_r = a = \text{const.}$

Tab. 6.3 führt die Auswirkungen eines Waagebalkens an Hand eines Zahlenbeispiels für Abb. 6.12 vor.

An Rennfahrzeugen werden besonders hohe Anforderungen an die Bremsen gestellt, wenngleich unterschiedliche Strecken die Bremsen unterschiedlich beanspruchen. Die Piste von Montreal beispielsweise stellt die höchsten Anforderungen an die Bremsen bei Formel-1-Fahrzeugen. Auf diesem Kurs sind insgesamt sechs Vollbremsungen von ca. 300–320 km/h auf 60–80 km/h auszuführen und das in einem Abstand von nur etwa 4,5 Sekunden. Das führt mitunter zu Brüchen von Bremsscheiben. Abb. 6.13 zeigt die entsprechenden Werte über der Zeit für die fünfte Bremsung auf diesem Kurs. Dabei steigt die Betriebstemperatur der Bremsscheibe innerhalb von nur 1,5 Sekunden von etwa 450 °C auf einen Spitzenwert von über 1000 °C. Nach einer Sekunde stabilisiert sie sich etwa fünf

Tab. 6.3 Wirkung eines Waagebalkens

Stellung Waagebalken	F_{Rd} N	b_f mm	b_r mm	$F_{Pr,f}$ N	$F_{Pr,r}$ N	$d_{Pi,h,f}$ mm	$d_{Pi,h,r}$ mm	$p_{hydr,f}$ bar	$p_{hydr,r}$ bar
a	1300	30	30	650	650	17,8	19,1	26,1	22,7
b	1300	25	35	758	542	17,8	19,1	30,5	18,9

**Abb. 6.13** Zeitlicher Verlauf einiger Größen bei einer Vollbremsung, nach [14]

Messwerte einer Bremsung eines Formel-1-Wagens von 300 auf 60 km/h auf dem Kurs in Montreal. Diese Bremsung ist die fünfte von insgesamt sechs Vollbremsungen auf dieser Rundstrecke

Sekunden lang bei 700 °C. Beeindruckend sind auch die Verzögerungswerte, denen die Fahrer ausgesetzt sind. In wenig mehr als einer Sekunde ändern sie sich von +0,8 auf –3 g.

6.4 Bremsenbauarten und Anordnungen Brake Constructions and Arrangements

6.4.1 Trommelbremse Drum Brake

Diese Bauart ist nur noch für historische Fahrzeuge von Bedeutung. Selbst bei Pkw wird sie nur noch an der Hinterachse bei Fahrzeugen des unteren Preissegments verbaut oder als Feststellbremse als zusätzliche Duo-Servo-Trommelbremsen in der Scheibe der Betriebs-scheibenbremse. Tab. 6.4 liefert einige technische Daten dieser Bauart.

Tab. 6.4 Technische Daten von Trommelbremsen

Anlagedruck	Vordruck 0,5 bis 1,2 bar Bremsdruck bis 100 bar	Spannkraft	Pkw: ca. 4 kN
Reibwert μ_B	0,3 bis 0,4		
Lüftspiel	0,3 bis 0,5 mm		

Die Trommelbremse erzeugt die Bremskräfte an der inneren Oberfläche einer Bremsstrommel. Je nach Bauart tritt Selbstverstärkung in einer auflaufenden Backe (Simplex-Bremse) oder in beiden Backen abhängig (Duplex-Bremse) oder unabhängig (Duo-Duplex-Bremse) von der Drehrichtung ein. Bei Servobremsen wird eine sehr große Selbstverstärkung erreicht. Ein Nachteil der Selbstverstärkung ist die unerwünschte große Abhängigkeit des Bremsenkennwertes (vgl. Abb. 6.16).

Der Reibwert zwischen Bremsbelag und Bremstrommel hängt von der Temperatur, Flächenpressung, Luftfeuchtigkeit und Reibgeschwindigkeit ab. Zwei ablaufende Backen ergeben eine geringe Abhängigkeit des Bremsenkennwerts vom Reibwert. Generell ist die Konstanz der Belagqualität kritisch. Darüber hinaus führt eine Erwärmung zu einer kegelförmigen Verformung der anfänglich zylinderförmigen Bremsfläche der Trommel, wodurch die Bremsbeläge nicht mehr vollflächig aufliegen. Die Wärmeabfuhr dieser prinzipbedingt geschlossenen Bauweise stellt ebenso ein großes Problem dar.

Scheibenbremse Disc Brake

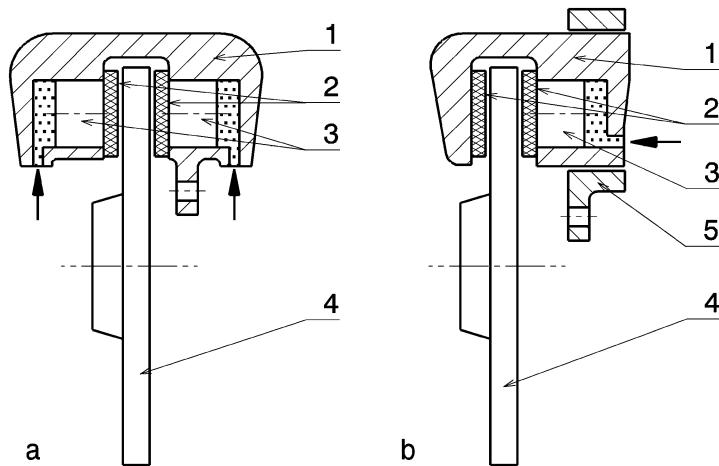
Die Reibwerte zwischen Bremsbelag und Scheibe schwanken weniger als bei der Trommelbremse.

Wegen des kleineren Kennwertes C treten hohe Zuspannkräfte gegenüber einer Trommelbremse auf. Wenn der Sattel oder die Scheibe axial verschiebbar ist, ist nur ein Kolben nötig, Abb. 6.14. Tab. 6.5 bietet eine Übersicht der wichtigsten technischen Daten.

Bremskreisaufteilung Brake-Circuit Configuration

Die gesetzlichen Vorschriften fordern eine zweikreisige Übertragungseinrichtung an Serienfahrzeugen. Auch für Rennfahrzeuge verlangen die Reglements im Allgemeinen mehr als einen Bremskreis. Die fünf grundsätzlichen Möglichkeiten nach DIN 74 000 zeigt das Abb. 6.15.

Die II- und die X-Aufteilung haben sich durchgesetzt. Bei einem Minimalaufwand an Leitungen, Schläuchen, lösbarer Anschlüssen und statischen bzw. dynamischen Dichtungen sind sie hinsichtlich des Ausfallrisikos durch Leckagen mit einem einkreisigen Bremsystem vergleichbar. Die Kombination X-Aufteilung und negativer Lenkradius an der Vorderachse stabilisiert das Fahrzeug bei Ausfall eines Bremskreises durch „Gegenlenken“ hervorgerufen durch die einseitige Bremskraft am Reifen. Bei Bremskreisausfall infolge thermischer Überbeanspruchung einer hydraulischen Radbremse sind insbesondere die Aufteilungen HI, LL und HH kritisch, weil ein Ausfall beider Radbremsen an einem Rad

**Abb. 6.14** Bauarten von Scheibenbremsen

a Festattselscheibenbremse *fixed-caliper disc brake*, **b** Faustsattel-Scheibenbremse *floating-caliper disc brake*

1 Bremszange *brake caliper*, **2** Bremsbelag *brake pad*, **3** Kolben *piston*, **4** Brems scheibe *brake disc*,
5 Träger *carrier*

Die Pfeile zeigen die hydraulischen Anschlüsse

Tab. 6.5 Technische Daten von Scheibenbremsen

Anlagedruck	Vordruck 0 bis 0,5 bar Bremsdruck bis 150 bar	Spannkraft	Pkw: ca. 15 kN
Reibwert μ_B	Pkw: 0,35 bis 0,5 im Mittel 0,38 [4] Rennsport: 0,42 bis 0,62 [8]	Flächenpressung p_{mittel}	bis 600 N/mm ²
Scheibenschlag	max. 0,1 mm	spezifische Belagleistung \bar{P}_{Belag}	bis 3,3 kW/cm ²
Lüftspiel ^a	ca. 0,15 mm je Seite		

^asiehe Abb. 6.66

zu einem Totalausfall der Bremse führen kann. Um die gesetzlichen Vorschriften hinsichtlich der Hilfsbremswirkung zu erfüllen, werden frontlastige Fahrzeuge mit der X-Aufteilung ausgerüstet. Die II-Aufteilung eignet sich vorzugsweise für hecklastige Fahrzeuge sowie mittlere und schwere Nutzfahrzeuge. Bei Rennfahrzeugen wird diese Art der Aufteilung ebenso gerne eingesetzt, weil sie eine einfache Verstellung der Bremskräfte vorne zu hinten erlaubt. In einigen Rennsportserien wird diese Aufteilung vom Reglement sogar vorgeschrieben, so z. B. in der Formel 1.

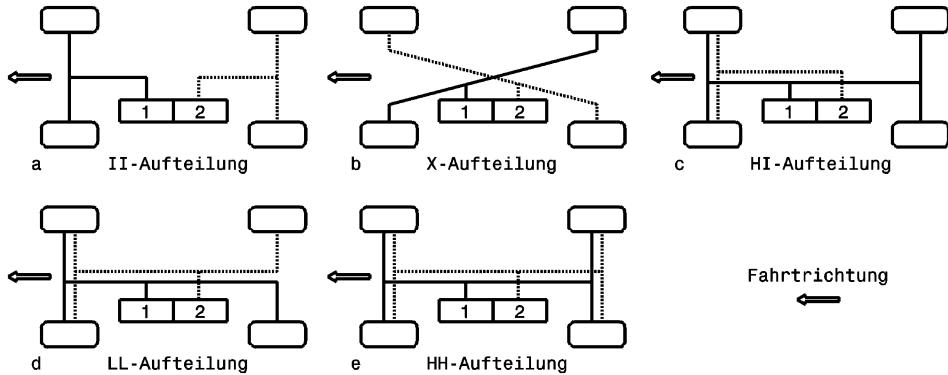


Abb. 6.15 Varianten der Bremskreisaufteilung
1 Bremskreis 1 *brake circuit*, 2 Bremskreis 2

6.5 Kennwerte Parameters

6.5.1 Bremskennwert und Reibung

Der Bremskennwert stellt das Verhältnis der erzielten Bremskraft an der Bremse zur aufgewandten Spannkraft dar:

$$k_B = \frac{F_{Bd,tan}}{F_{Bd,ax}} \quad (6.23)$$

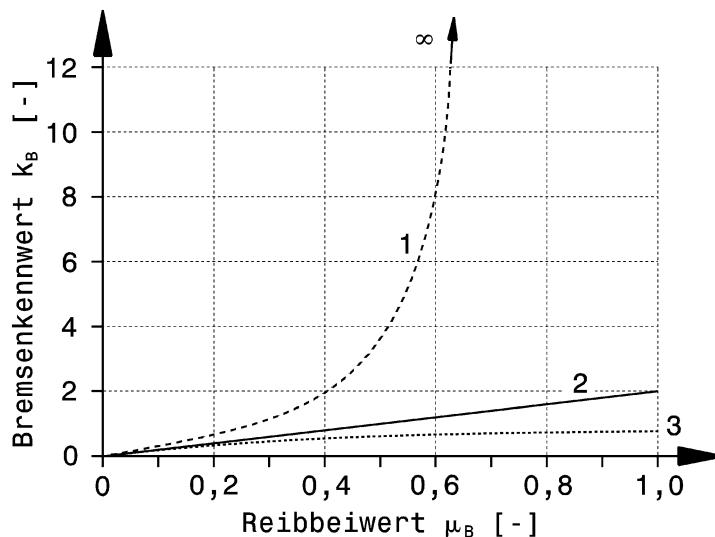
k_B Bremskennwert, -

$F_{Bd,tan}$ Umfangskraft am Bremstrommelradius bzw. -scheibe, N

$F_{Bd,ax}$ Spannkraft der Bremsbacken bzw. – beläge, N

Durch Reibungs- und Selbstverstärkungseinflüsse ist der Kennwert nicht konstant sondern ändert sich mit der Reibung, Abb. 6.16.

Die Reibung hängt zunächst grundsätzlich von der Werkstoffpaarung Bremsscheibe/belag ab. Der Reibwert ist allerdings nicht konstant, sondern stark von Gleitgeschwindigkeit und Temperatur abhängig, vgl. Abb. 6.47. Darin ist der Verlauf des Reibungskoeffizienten für einen organischen und für einen Karbonbremsbelag über der Geschwindigkeit aufgetragen. Ein Karbonbelag erzeugt viel mehr „Biss“ (Bremsleistung zu Beginn der Bremsung) als der organische Belag. Bei organischen Belägen nimmt zwar der Reibwert mit abnehmender Geschwindigkeit, also wenn das Fahrzeug durch das Bremsen langsamer wird, zu, Karbonbeläge bleiben aber in ihrer Wirkung gleichmäßiger und erleichtern somit dem Fahrer die Kontrolle des Bremsvorgangs. Dies ist entscheidend, weil sich ja die Achslastverteilung mit der Bremsverzögerung ändert.

**Abb. 6.16** Bremsenkennung als Funktion des Reibwerts [2]

μ_B Reibung zwischen Bremsbelag und Gegenläufer

- 1 Trommelbremse auflaufende Backe *drum brake leading shoe*,
- 2 Scheibenbremse *disc brake*,
- 3 Trommelbremse ablaufende Backe *drum brake trailing shoe*

Tab. 6.6 Zulässige Betätigungs Kräfte in N für Serienfahrzeuge [3]

Fahrzeugklasse	Betriebsbremse		Feststellbremse	
	Handkraft	Fußkraft	Handkraft	Fußkraft
Pkw	–	≤ 500	≤ 400	≤ 500
Kraftrad	≤ 200	≤ 500	–	–

Kräfte Forces

Die Betätigungs Kräfte zum Bremsen sollen nicht zu hoch sein, weil der Fahrer sonst rascher ermüdet oder es gar nicht schafft die volle Bremskraft aufzubauen. Andererseits kann Gewicht gespart werden, wenn keine zusätzlichen Hilfseinrichtungen zur Verstärkung der Betätigungs Kräfte installiert werden. Tab. 6.6 gibt Anhaltswerte für maximale Betätigungs Kräfte.

Bei Einsitzer-Rennfahrzeugen liegen mittlere Pedalbetätigungs Kräfte beim Bremsen bei 700 bis 900 N [15]. Für Vollbremsungen in Formel-1-Fahrzeugen sind Fußkräfte von etwa 1500 N erforderlich, weil keine Bremskraftverstärker erlaubt sind [17].

Als maximale Betätigungs Kraft zur Auslegung von Bauteilen kann man 2000 N annehmen.

Übersetzungen in der Bremsbetätigung Brake Actuation Leverage

Die Pedalkraft und die Spannkraft eines Nehmerzylinders hängen über die Geometrie wie folgt zusammen.

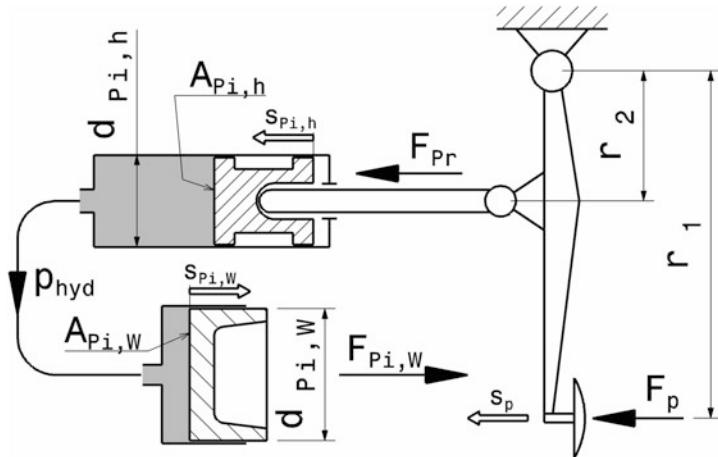


Abb. 6.17 Kraftübersetzungen einer hydraulischen Bremsbetätigung

Aus der Fußkraft F_p wird über mechanische und hydraulische Übersetzung die Spannkraft des Radbremszylinders $F_{Pi,W}$

$$F_{Pr} = \frac{F_p \cdot r_1}{r_2} \quad (6.24)$$

$$p_{hyd} = \frac{F_{Pr}}{A_{Pi,h}} \quad (6.25)$$

$$F_{Pi,W} = p_{hyd} \cdot A_{Pi,W} \quad (6.26)$$

F_{Pr} Kolbenstangenkraft, N. (Siehe auch Abb. 6.17)

F_p Pedalkraft (Fußkraft des Fahrers), N

r_1, r_2 Hebellängen, mm.⁵

p_{hyd} Bremsflüssigkeitsdruck, N/mm² (1 N/mm² = 10 bar)

$A_{Pi,h}$ Kolbenfläche Hauptzylinder, mm²

$A_{Pi,W}$ Kolbenfläche Radzylinder (Bremszange), mm²

$F_{Pi,W}$ Spannkraft des Kolbens im Radzylinder, N

Durch das Verschieben der Bremsflüssigkeit beim Bewegen der Bremsbeläge zum Anlegen an die Bremscheiben ergibt sich ein Weg des Kolbens im Hauptbremszylinder bzw. über die Pedalübersetzung der Pedalweg.

⁵Typische Werte finden sich im Handbuch Rennwagentechnik, Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 4 *Cockpit*.

$$s_{Pi,h} = j_B \cdot j_{Pi,W} \frac{A_{Pi,W}}{A_{Pi,h}} s_{Pi,W} \quad (6.27)$$

$$s_p = s_{Pi,h} \frac{r_1}{r_2} \quad (6.28)$$

$s_{Pi,h}$ Weg des Kolbens im Hauptbremszylinder, mm

j_B Anzahl der Bremszangen, die vom Hauptbremszylinder versorgt werden, -

$j_{Pi,W}$ Anzahl der Kolben in einer Bremszange, -

$s_{Pi,W}$ Weg des Kolbens im Radbremszylinder (Bremszange), mm

s_p Pedalweg, mm

Tatsächlich wird der Weg länger als dieser Werte sein, hervorgerufen durch Kompressibilität der Bremsflüssigkeit und Elastizitäten im gesamten Übertragungssystem.

Bremskraftverstärkung *Brake Boosting*

Wirkt zwischen Pedal und Hauptbremszylinder ein Bremskraftverstärker, so kommt dessen Hilfswirkung noch zu der über das Bremspedal vergrößerten Kraft hinzu.

$$F_{Pr} = F_{Rd} + F_{BG} \quad (6.29)$$

$$F_{BG} = \Delta p \cdot A_{BG} \quad (6.30)$$

$$\Delta p = p_2 - p_1 \quad (6.31)$$

F_{Rd} Druckstangenkraft, N. (Siehe auch Abb. 6.18)

F_{BG} Membrankraft des Bremsgeräts, N

A_{BG} Membranfläche des Bremsgeräts. Membrandurchmesser bis 250 mm.

Δp Druckdifferenz auf Membran wirkend, N/mm^2 . Δp ist max. $0,08 \text{ N/mm}^2$ (0,8 bar)

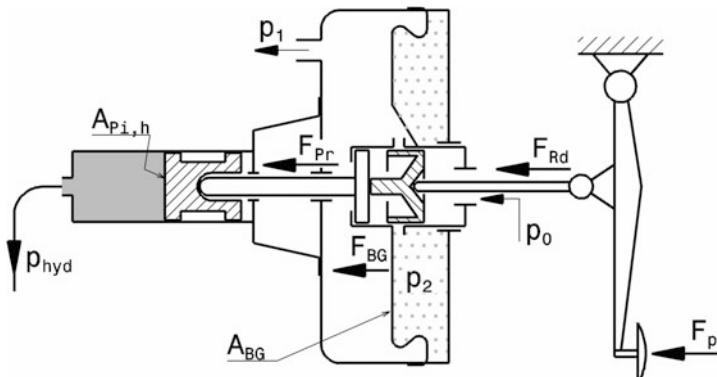


Abb. 6.18 Bremskraftverstärker, schematisch

Die Druckdifferenz auf die Membran wirkt über die Membranfläche A_{BG} als Hilfskraft F_{BG} zur Stangenkraft F_{Rd}

Kräfte an der Bremse

Mit dem erzeugten hydraulischen Druck in der Bremsleitung folgen die Kräfte an der Bremsscheibe zu:

$$F_{Bd,tan} = 2\mu_{Bd,lo} \cdot F_{Pi,W} \quad (6.32)$$

$$M_B = F_{Bd,tan} r_m = (p_m v_{lo} \mu_{Bd,lo}) \cdot j \cdot A_{Belag} \frac{1}{\omega_{Bd}} \quad (6.33)$$

$F_{Bd,tan}$ Bremskraft an der Bremsscheibe, N. (Siehe auch Abb. 6.19) und 6.20.

$\mu_{Bd,lo}$ Gleitreibwert zwischen Bremsscheibe und -belag, -

M_B Bremsmoment, N m

v_{lo} Gleitgeschwindigkeit, m/s

$v_{lo} = r_m \omega_{Bd}$. Mit r_m mittlerer Reibradius, m.

p_m mittlere Belagflächenpressung, N/mm². Zulässige Werte liegen bei 5 N/mm².

j Anzahl der Beläge, -

A_{Belag} wirksame Belagfläche, mm²

ω_{Bd} Drehfrequenz der Bremsscheibe, s⁻¹

Kräfte am Rad

Mit den Kräften an der Bremsscheibe ergibt sich schließlich die Bremskraft am Rad:

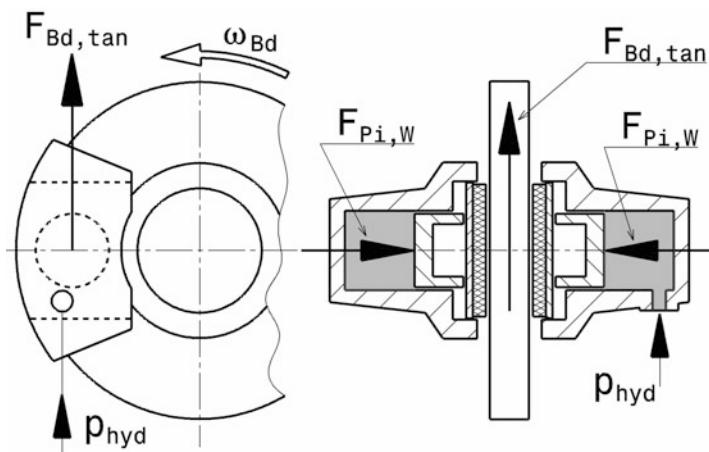


Abb. 6.19 Kräfte an der Bremsscheibe

Der hydraulische Leitungldruck p_{hyd} wird über die Kolben im Radbremszylinder zur Kolbenkraft $F_{Pi,W}$ und über die Reibung zur Bremskraft $F_{Bd,tan}$ an der Scheibe

$$F_{W,X,b} = \frac{F_{Bd,tan} \cdot r_m}{r_{dyn}} \quad (6.34)$$

$$r_m = \frac{d_o + d_i}{4} \quad (6.35)$$

$F_{W,X,b}$	Bremskraft am Reifenumfang, N. (Siehe auch Abb. 6.20)
r_m	wirksamer, mittlerer Reibradius, mm
r_{dyn}	dynamischer Reifenrollradius, mm
d_o, d_i	äußerer bzw. innerer Durchmesser der vom Bremsbelag überstrichenen Fläche auf der Bremsscheibe, mm

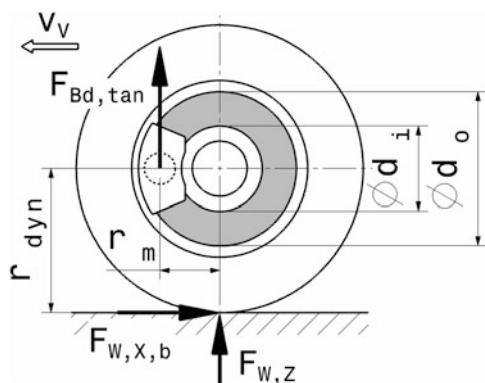
Die übertragbare Bremskraft des Reifens hängt noch davon ab, ob er rotiert oder blockiert:

$$\text{Für das drehende Rad gilt : } F_{W,X,b,max} = \mu_{W,X} \cdot F_{W,Z} \quad (6.36)$$

$$\text{für das blockierende Rad gilt : } F_{W,X,b,lo,max} = \mu_{W,X,lo} \cdot F_{W,Z} \quad (6.37)$$

$\mu_{W,X}$	Haftriebwert zwischen Reifen und Fahrbahn
$F_{W,Z}$	Radaufstandskraft
$\mu_{W,X,lo}$	Gleitreibwert zwischen Reifen und Fahrbahn

Abb. 6.20 Kräfte am Rad beim Bremsen
 v_V Fahrzeuggeschwindigkeit.
 r_m mittlerer Reibradius an dem $F_{Bd,tan}$ angreift



Flächen Areas

Aus der spezifischen Bremsleistung N lassen sich grob die nötigen Flächen für Belag und Scheibe ermitteln.

$$A_{Belag} = \frac{P_{B,W,\max}}{2N_{Belag}} \quad (6.38)$$

$$A_{Bd} = \frac{P_{B,W,\max}}{N_{Bd}} \quad (6.39)$$

N	spezifische Bremsleistung bei einer Vollverzögerung aus der Höchstgeschwindigkeit pro Bremse, kW/cm^2
$P_{B,W,\max}$	max. Bremsleistung pro Rad, kW
A_{Belag}	Reibfläche eines Bremsbelags, cm^2
A_{Bd}	überstrichene Bremsscheibenfläche, cm^2

Von Serienfahrzeugen werden folgende spezifische Bremsleistungen erreicht [16]:

- $N_{Belag} = 2,4$ bis $3,3 \text{ kW}/\text{cm}^2$
- $N_{Bd} = 0,45$ bis $0,60 \text{ kW}/\text{cm}^2$

Wärmeaushalt Heat Balance

Ca. 90 % der Bremsleistung werden von der Bremsscheibe aufgenommen und an die Umgebungsluft abgeführt [5], d. h. der Wärmeaushalt wird hauptsächlich über die Auslegung der Bremsscheiben geregelt. Größere und schwerere Bremsscheiben haben mehr Wärmespeicherkapazität und sind damit besser in der Lage die kinetische Energie des Fahrzeuges aufzunehmen [16]. Nicht unerwähnt darf in dem Zusammenhang bleiben, dass bei einer Bremsung mit blockierten Rädern die gesamte Bewegungsenergie von den Reifen und nicht von der Bremsanlage aufgenommen wird [5].

Das Kühlssystem für die Bremsanlage muss nicht für die mögliche maximal anfallende Wärmemenge ausgelegt werden, sondern es genügt eine Auslegung auf die mittlere Wärme wegen des Speichervermögens auf Grund der Bauteilmassen. Trotzdem dürfen bei extremen Einzelbremsungen die kritischen Temperaturen von Scheiben oder Belägen nicht überschritten werden, Abb. 6.21. Bei der Gestaltung von Luftkanälen zu den Scheiben und Bremszangen muss auf die umgebende Luftströmung Rücksicht genommen werden, damit der erwünschte Abtrieb nicht gestört wird. Im Idealfall verlässt die gesamte Kühlluft das Rad an dessen Außenseite. Die Luftgeschwindigkeit quer durch das Rad liegt im Bereich 20 bis 30 % der Geschwindigkeit, mit der das Fahrzeug angeströmt wird [8].

Die Wärmeabfuhr wird zur Leistungssteigerung von Bremsanlagen durch folgende Maßnahmen erhöht:

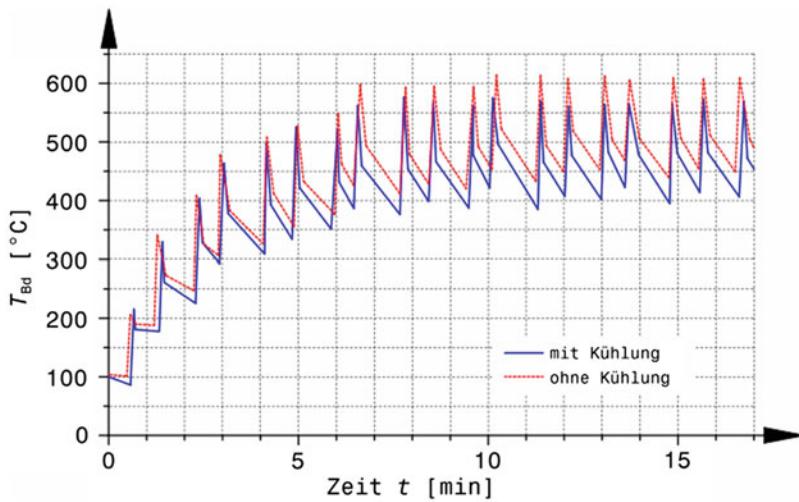


Abb. 6.21 Temperaturverlauf der Bremsscheibe eines Pkw bei Wiederholungsbremsungen aus hoher Geschwindigkeit mit und ohne aktive Bremsenkühlung [20]

Bei jedem Bremsvorgang wird die Scheibe aufgeheizt und kühlte während der folgenden Beschleunigungsphase wieder ab. Ist die Zeit dafür zu kurz, steigt die Temperatur der Scheibe an, bis die mittlere Temperaturdifferenz zur Umgebung ausreicht um die aufgenommene Energie durch Strahlung und Konvektion wieder abzugeben

- Lochen, Nuten der Bremsscheiben
- innenbelüftete Scheiben
- Zufuhr von Kühlluft durch Schläuche oder Kanäle.

Die durch den Wärmeanfall hervorgerufene Temperaturerhöhung der Bremsscheibe bei einer Bremsung ergibt sich zu:

$$\Delta T_{Bd} = \frac{0,9W_{B,Bd}}{m_{Bd} \cdot c_{p,Bd}} \quad (6.40)$$

ΔT_{Bd} Temperaturerhöhung der Bremsscheibe, K

$W_{B,Bd}$ Bremsarbeit pro Scheibe, J; z. B. aus (6.9).

m_{Bd} Masse der Bremsscheibe, kg

$c_{p,Bd}$ spezifische Wärmekapazität des Scheibenwerkstoffes, J/(kgK).
(Siehe Tab. 6.11).

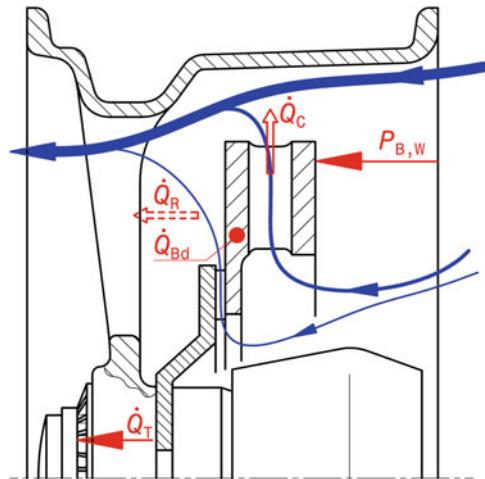
Bei dieser Berechnung wird angenommen, dass 90 % der Bremsarbeit von der Bremsscheibe gespeichert werden. Tatsächlich wird ein Teil der Wärme auch über Konvektion und Wärmestrahlung abgeführt.

Tab. 6.7 Maßgebliche Richtgrößen für die thermische Auslegung von Serienbremsanlagen [16]

Kriterium	Zielwert, °C
Bremsscheiben-Oberflächentemperatur	<600
Bremsflüssigkeits-Temperatur Passabfahrt	<180
Bremsflüssigkeits-Temperatur Hochleistungsstopps	<180
Belagrückenplatten-Temperatur	<400
Kritische Temperaturen beim Einsatz von Aluminiumlegierungen	<180
Kritische Temperaturen für Bremsschläuche	<150

Abb. 6.22 Wärmebilanz einer Bremsscheibe

Zu sehen ist ein Schnitt durch ein halbes Rad mit den wesentlichen Bauteilen. Neben der Wärmebilanz ist auch der Luftstrom (blau) durch das Rad und die Bremsscheibe eingetragen



Temperaturen konventioneller (Stahl-)Bremsscheiben können bis zu 700 °C erreichen. Weitere Richtgrößen von Auslegungstemperaturen sind in Tab. 6.7 zusammengefasst.

Die Wärmeleitfähigkeit der Luft $\lambda = 0,0242 \text{ W/(K m)}$ ist für die Wärmeabfuhr von Bedeutung [5].

Nun soll eine detaillierte Betrachtung der Verhältnisse helfen, die Kühlung von Bremsen gezielt abzustimmen. Ausgangspunkt ist die Wärmebilanz einer Bremsscheibe, Abb. 6.22. Der durch die Bremsleistung $P_{B,W}$ pro Rad anfallende Wärmestrom wird von der Bremsscheibe aufgenommen (\dot{Q}_{Bd}) und durch Konvektion (\dot{Q}_C) sowie Wärmestrahlung (\dot{Q}_R) an die umgebende Luft abgeführt. Der Anteil der Wärmeleitung \dot{Q}_T durch die mechanische Verbindung zur Radnabe wird vernachlässigt. Die Gesamtbilanz ist somit:

$$\begin{aligned} |P_{B,W}| &= \dot{Q}_{Bd} + \dot{Q}_C + \dot{Q}_R \\ &= c_{p,Bd} m_{Bd} \dot{T}_{Bd} + \alpha A_{Bd} (T_{Bd} - T_0) + \epsilon \sigma A_{Bd} (T_{Bd}^4 - T_0^4) \end{aligned} \quad (6.41)$$

$P_{B,W}$	Bremsleistung pro Rad, W
Q_{Bd}	Wärmekapazität einer Bremsscheibe, J. Die zeitliche Ableitung beschreibt den Wärmestrom in W.
Q_C	Wärme, die durch Konvektion an die Umgebung abgeführt wird, J
Q_R	Wärme, die durch Strahlung an die Umgebung abgeführt wird, J
$c_{p,Bd}$	spezifische Wärmekapazität des Bremsscheibenwerkstoffes, J/(kg K). (Siehe Tab. 6.11).
m_{Bd}	Masse der Bremsscheibe, kg
T_{Bd}	absolute Temperatur der Bremsscheibe, K
T_0	Umgebungstemperatur, K. $20^\circ\text{C} = (20 + 273,15) \text{ K} = 293,15 \text{ K}$
α	Wärmeübergangskoeffizient, W/(m ² K). Für Konvektion in Luft gilt $\alpha = 59,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$
A_{Bd}	wärmeabgebende Oberfläche der Bremsscheibe, m ² . Zur Vereinfachung sind in (6.41) die strahlungsabgebende und die wärmeabgebende Oberfläche gleich groß angenommen.
ϵ	Emissionszahl (temperaturabhängig), -. Stahl poliert $\epsilon = 0,29$. Stahl matt oxidiert $\epsilon = 0,96$.
σ	Strahlungskoeffizient, W/(m ² K ⁴). $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^4)$

Die augenblickliche, gesamte Bremsleistung P_B der Bremsanlage zum Zeitpunkt t ist

$$P_B = (k_R m_{V,t} g + k_m m_{V,t} a_x)(v_{V,1} + a_x t) \quad (6.42)$$

k_R	Rollwiderstandszahl der Reifen, -. (Siehe Kap. 1 <i>Reifen</i> , Abschn. 2.3).
$m_{V,t}$	Gesamtmasse des Fahrzeugs, kg
k_m	Drehmassenzuschlagsfaktor, -. Berücksichtigt die drehenden Massen im Antriebsstrang. Je kleiner der Gang, desto größer k_m . $k_m \approx 1,45$ (1.Gang) bis 1,05 (höchster Gang). ⁶
a_x	Längsbeschleunigung des Fahrzeugs (hier konstant angenommen), m/s ² . Bremsverzögerung hat negatives Vorzeichen.
$v_{V,1}$	Anfangsgeschwindigkeit, m/s.

Die gesamte Bremsleistung P_B teilt sich auf jeweils zwei Bremsscheiben an Vorder- und Hinterachse auf:

$$P_B = 2P_{B,W,f} + 2P_{B,W,r} = \Phi_f P_B + \Phi_r P_B \quad (6.43)$$

mit den Bremskraftanteilen Φ_f bzw. Φ_r für Vorder- bzw. Hinterachse (siehe (6.12) bzw. (6.13)). Damit lässt sich die Wärmeverteilung achsweise darstellen:

⁶Genaueres siehe Handbuch Rennwagentechnik, Bd. 3 *Antrieb*, Kap. 4 *Auslegung des Antriebsstrangs*.

$$P_{B,W,f} = \frac{1}{2} \Phi_f P_B \text{ bzw. } P_{B,W,r} = \frac{1}{2} \Phi_r P_B \quad (6.44)$$

Die gesamte Wärmebilanz (6.41) stellt eine Differentialgleichung für $T_{Bd}(t)$ mit der Zeit t als unabhängige Variable dar. Vernachlässigt man den Wärmestrahlungsterm und setzt $a_x = \text{const.}$ an, so lässt sich eine analytische Lösung für eine Bremsscheibe anschreiben, wenn noch (6.44) berücksichtigt wird:

$$T_{Bd} = e^{-C_1 t} \left[T_0 e^{C_1 t} + \frac{\left| \frac{1}{2} \Phi_j C_3 \right| \times \left(\frac{v_{V,1}}{C_1} e^{C_1 t} + \frac{a_x c_{p,Bd}^2 m_{Bd}^2 (C_1 t - 1)}{C_2} e^{C_1 t} \right)}{c_{p,Bd} m_{Bd}} \right] - e^{-C_1 t} \left[T_0 - T_1 + \frac{\left| \frac{1}{2} \Phi_j C_3 \right| \times \left(\frac{v_{V,1}}{C_1} - \frac{c_{p,Bd}^2 m_{Bd}^2 a_x}{C_2} \right)}{c_{p,Bd} m_{Bd}} \right] \quad (6.45)$$

Folgende Konstanten wurden für eine übersichtliche Darstellung gewählt:

$$C_1 = \frac{\alpha A_{Bd}}{c_{p,Bd} m_{Bd}}$$

$$C_2 = \alpha^2 A_{Bd}^2$$

$C_3 = m_{V,1} (k_R g + k_m a_x)$, so vereinfacht sich (6.42) zu $P_B = C_3 (v_{V,1} + a_x t)$

T_1 Anfangstemperatur der Bremsscheibe, K

Φ_j Bremskraftanteil. Index j steht für f bzw. r. In (6.45) müssen die bremsscheiben-spezifischen Werte (Index Bd) für C_1 , C_2 , $c_{p,Bd}$ und m_{Bd} eingesetzt werden.

(6.45) gilt solange der Geschwindigkeitsterm $(v_{V,1} + a_x t) \geq 0$ ist.

Aus der Wärmebilanz (6.41) lässt sich wie oben auch das Abkühlverhalten ermitteln, indem der Wärmeeintrag durch die Bremsbeläge $P_{B,W}$ Null gesetzt wird. Die analytische Lösung lautet:

$$T_{Bd} = T_0 + (T_2 - T_0) e^{-C_1 t} \quad (6.46)$$

T_2 Anfangstemperatur der Bremsscheibe beim Abkühlen, K

Die Wärmebilanz (6.41) kann numerisch gelöst werden und dabei kann auch der Wärmestrahlungsterm berücksichtigt werden. Durch Umstellung erhält man die zeitliche Ableitung der Temperatur:

$$\dot{T}_{Bd} = \frac{\left| \frac{1}{2} \Phi_j P_B \right| - \alpha A_{Bd} (T_{Bd} - T_0) - \varepsilon \sigma A_{Bd} (T_{Bd}^4 - T_0^4)}{c_{p,Bd} m_{Bd}} \quad (6.47)$$

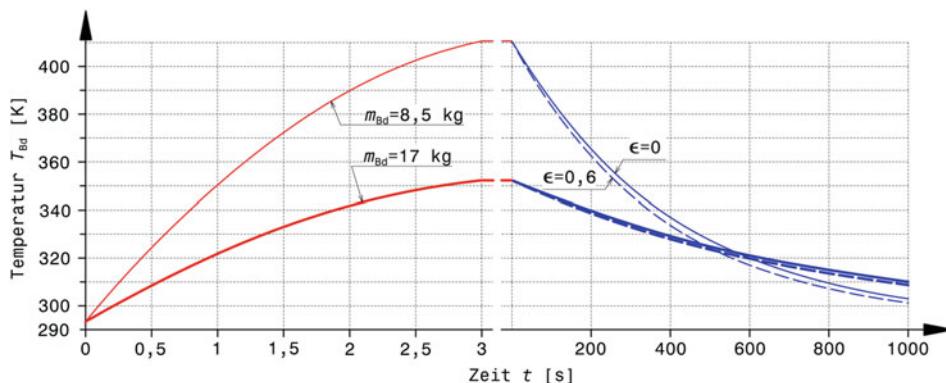
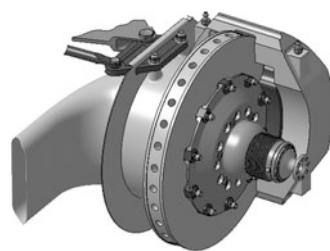


Abb. 6.23 Temperaturverlauf von Bremsscheiben (Simulation)

Der Temperaturverlauf ist für vordere Bremsscheiben über der Zeit aufgetragen, wobei beim Abkühlverlauf (rechter Teil, blau) der Zeitmaßstab stark verkleinert ist. Zunächst wird von 200 auf 36 km/h mit $a_x = -15 \text{ m/s}^2$ gebremst. Die Scheibe heizt sich dabei innerhalb von 3 s auf über 350 bzw. 410 K auf. Zum Abkühlen braucht sie wesentlich länger. Zum Vergleich ist der Verlauf mit ($\epsilon = 0,6$) und ohne ($\epsilon = 0$) Strahlung eingetragen. Die dicke Bremsscheibe hat eine größere Wärmespeicherfähigkeit und ist daher im Verhalten trüger: Sie heizt sich weniger schnell auf und braucht auch länger zum Abkühlen. $m_{V,t} = 1000 \text{ kg}$, $A_{Bd} = 0,18 \text{ m}^2$, $c_{Bd} = 510 \text{ J/(kg K)}$, $\sigma = 5,77 \cdot 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \text{ K}^4)$, $\Phi_f = 0,7$.

Mit Hilfe von numerischen Integrationsverfahren wie Euler'sches Streckenzugverfahren⁷ oder Runge-Kutta-Verfahren kann der Temperaturverlauf damit simuliert werden. Beim Abkühlen wird $P_B = 0$ gesetzt. Abb. 6.23 zeigt Ergebnisse von Simulationen für zwei unterschiedlich dicke Bremsscheiben.

6.6 Bauteile von Bremsanlagen *Parts of Braking Systems*



⁷Siehe z. B. Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5 *Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung* Abschn. 6.2.2 *Simulation*.

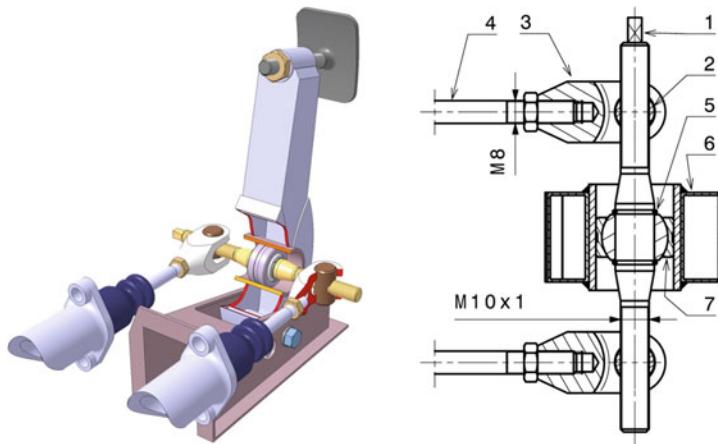


Abb. 6.24 Bremspedal mit Waagebalken

Das Pedal ist im linken Bildteil teilweise aufgeschnitten dargestellt

1 Spindel als Waagebalken mit Vierkant als Antrieb für Cockpitverstellung *threaded brake bias bar with square for adjustment*, 2 Rundmutter *threaded pivot*, 3 Gabel *clevis*, 4 Kolbenstange *push rod*, 5 Rundsprengring *circlip*, 6 Bremspedal *brake pedal*, 7 Gelenkkollier *spherical bearing*

Fußhebel Pedal

Die Bremskraft der Betriebsbremse wird mit dem Fuß auf das Pedal⁸ aufgebracht. Dieses übersetzt die Kraft auf die Kolbenstangenkraft (Abb. 6.17) des Hauptbremszylinders bzw. teilt die Kraft über einen Waagebalken auf zwei Kolbenstangen auf, Abb. 6.24 (siehe auch Abb. 6.12). Im Bremspedal (6) gleitet ein Gelenkkollier (7) in einem Rohrstück. Das Gelenkkollier ist mit zwei Rundsprengringen auf einer Spindel (1) axial gesichert. Die Spindel trägt beidseits Gabeln (3), die mit Rundmuttern (2) gelenkig verbunden sind. Die Gabeln wirken direkt auf die beiden Kolbenstangen (4) der Hauptbremszylinder. Wird die Spindel gedreht, wandern beide Rundmuttern entlang des Spindelgewindes in dieselbe Richtung. Dadurch ändern sich die Hebelverhältnisse zwischen den beiden Kolbenstangen und dem Bremspedal und somit die einzelnen Bremsdrücke bei gleicher Fußkraft.

Bremsflüssigkeit Brake Fluid

Die Bremsflüssigkeit ist das Medium für die Energieübertragung zwischen Hauptbremszylinder, gegebenenfalls hydraulischer Regeleinheit, und den Radbremsen. Zusätzlich hat sie die Aufgabe, bewegte Teile wie z. B. Dichtungen, Kolben und Ventile zu schmieren und vor Korrosion zu schützen.

⁸Die Gestaltung von Fußhebelwerken findet sich im Handbuch Rennwagentechnik, Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Abschn. 4.5 *Fußhebelwerk und Pedale*.

Tab. 6.8 Kennwerte von Bremsflüssigkeiten (vgl. ISO 4925) [3]

Eigenschaft	Wert
Dichte	ca. 1,13 kg/l
Kälteviskosität (bei -40 °C)	900–1800 mm ² /s
Trockensiedepunkt	205 – 260 °C
Nasssiedepunkt (mit ca. 3,5 % Wasser)	140 – 180 °C
Flammpunkt	90 – 140 °C
Gummiquellung	max. 10 %
hohe Aggressivität gegen Lacke	
hoch giftig	

Bremsflüssigkeit muss auch bei tiefsten Temperaturen (bis zu -40 °C) eine möglichst geringe Viskosität haben, um sowohl ein gutes Ansprech- und Löseverhalten der Bremsen als auch eine gute Funktion der elektronischen Regelsysteme zu ermöglichen. Darüber hinaus muss die Bremsflüssigkeit eine möglichst hohe Siedetemperatur (*boiling point*) aufweisen, damit es selbst bei stärkster thermischer Belastung der Bremsanlage nicht zur Dampfblasenbildung kommt. Die Kompressibilität von Dampfblasen würde dazu führen, dass wegen des begrenzten Fördervolumens des Tandem-Hauptzylinders kein ausreichender Druck mehr aufgebaut werden kann. Tab. 6.8 fasst die wichtigsten Kennwerte zusammen.

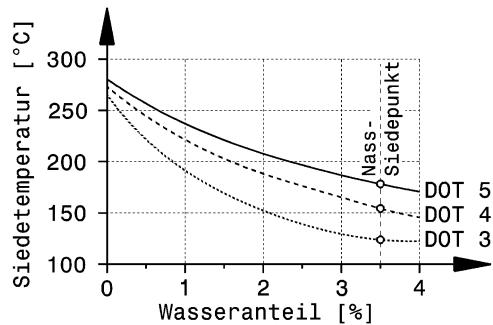
Konventionelle Bremsflüssigkeiten Sie basieren auf Polyglykolen sowie Polyglykolethern und sind hygroskopisch, d. h. sie nehmen Wasser auf und binden es. So wird vermieden, dass eingedrungenes Wasser ungelöst bleibt und beim Sieden Dampfblasen bilden kann. Zahlreiche internationale Normen, z. B. DOT3, DOT4, DOT5.1, fordern für die mit Wasser angereicherte Bremsflüssigkeit eine möglichst hohe sogenannte „Nasssiedetemperatur“, Abb. 6.25.

Silikonbremsflüssigkeiten Silicon Based Fluid. Diese werden im Rennsport eingesetzt. Ihre Eigenschaften lehnen sich an DOT5 an. Sie basieren auf hydrophobem Silikonöl, das nur Spuren von Wasser aufnehmen kann. Eventuell vorhandenes ungelöstes Wasser kann u. U. sieden (Dampfblasenbildung, s. o.) oder zu Korrosion von Bauteilen führen. Die Kompressibilität und die Menge an gelöster, u. U. ausgasender Luft sind bei Silikonbremsflüssigkeiten höher als bei konventionellen Bremsflüssigkeiten. Für höhere Bremstemperaturen (z. B. Carbon-Bremsscheiben) werden spezielle Flüssigkeiten mit Trockensiedepunkt bei 310 °C eingesetzt [9].

Behälter Fluid Reservoir

Der Ausgleichbehälter für die Bremsflüssigkeit ist von oben in den Tandem-Hauptzylinder mittels sogenannter „Behälterstopfen“ eingeknüpft und wird üblicherweise durch eine weitere Befestigung mit dem Tandem-Hauptzylinder verbunden, um höhere Drücke bei

Abb. 6.25 Siedeverhalten von Bremsflüssigkeiten



der Befüllung am Fließband zu ermöglichen und bei einem Unfall zu gewährleisten, dass die brennbare Bremsflüssigkeit nicht austreten kann. Bei einfachen Hauptbremszylindern ist er entweder direkt eingeschraubt oder er wird oberhalb des Bremszylinders an einer geeigneten Stelle mit einer Schelle am Rahmen befestigt.

Der Ausgleichsbehälter hat folgende Aufgaben:

- er dient als Speicher für das Verschleißvolumen der Bremsbeläge
- er gewährleistet den Volumenausgleich innerhalb der Bremsanlage unter verschiedenen Umgebungsbedingungen
- er trennt bei absinkendem Pegelstand die Hauptzylinderkreise eines Tandemhauptbremszylinders.

Um sicherzustellen, dass die Bremsanlage in Lösestellung drucklos ist, ist der Behälterinnenraum über die Behälterverschraubung mit der Atmosphäre verbunden. Dies erfolgt entweder über ein Labyrinth im Behälterdeckel oder eine geschlitzte Membrane, die im Deckel integriert ist. Bei Rennfahrzeugen wird zusätzlich ein Schläuchchen mit dem Deckel verbunden und nach oben geführt.

Im Behälter befindet sich meist ein unlöslicher Schaumstoff, damit die Bewegung der Bremsflüssigkeit durch die extremen Fahrmanöver in Grenzen gehalten wird [15]. Eine andere Möglichkeit ist, einen Balg einzusetzen, Abb. 6.26. Dieser verhindert auch das Eindringen von Schmutz.

Behältervolumina liegen in der Größenordnung von ca. 60 bis 300 cm³. Typische Anschlussgewinde zum Bremszylinder sind M12 oder 7/16" UNF.

Hauptbremszylinder *Master Cylinder*

Die Kolben im Hauptbremszylinder werden über das Bremspedal mit der Fußkraft beaufschlagt und bauen damit den hydraulischen Druck auf, der wiederum die Radbremszylinder betätigt. Der Kolbendurchmesser (= Zylinderinnendurchmesser) ist bei gegebener Kraft dem Druck indirekt proportional. Ein kleinerer Bremszylinder erzeugt ein weicheres Pedalgefühl, verlängert den Pedalweg, verdrängt weniger Volumen und

Abb. 6.26 Behälter für Einfachbremszylinder
Der Behälter wird in den Hauptbremszylinder eingeschraubt. Er weist eine Membran und einen Balg auf. Der Schraubdeckel nimmt eine Schlauchfülle auf



erzeugt mehr Druck. Ein größerer Bremszylinder erzeugt ein härteres Pedalgefühl, verkürzt den Pedalweg, verdrängt mehr Volumen und erzeugt weniger Druck.

Bei Serien-Pkw werden für die beiden erforderlichen Bremskreise zwei Bremszylinder in einem Gehäuse zusammengefasst, Abb. 6.27.

Beim Betätigen der Kolben werden die kleinen Bohrungen („Schnüffellocher“) von den Dichtungsmanschetten überfahren und ein Druckaufbau ist möglich, weil die Verbindung zum Ausgleich-/Vorratsgefäß unterbunden ist. In der Ruhestellung müssen diese Schnüffellocher unter allen Umständen wieder mit dem Druckraum verbunden sein, damit ein Volumenausgleich und damit ein Lösen der Bremsbeläge erfolgen können. Das garantiert ein Spiel zwischen Bremspedal und Kolben in der Ruhestellung des Pedals.

Im Rennsport wird gerne eine II-Bremskreisaufteilung mit separaten Bremszylindern für vorne und hinten verwendet. Durch den Einbau von zwei Bremszylindern ist eine Grobabstimmung der Bremskraftaufteilung durch verschiedene Bremszylindergrößen möglich. Die Feinabstimmung erfolgt dann über einen Waagebalken am Bremspedal. Die Bremszylindergrößen werden wie folgt geändert:

- Bremse blockiert hinten zuerst und das Pedal ist hart: Vordere Bremszylindergröße reduzieren,
- Bremse blockiert hinten zuerst und das Pedal ist weich: Hintere Bremszylindergröße erhöhen,
- Bremse blockiert vorne zuerst und das Pedal ist hart: Hintere Bremszylindergröße reduzieren,
- Bremse blockiert vorne zuerst und das Pedal ist weich: Vordere Bremszylindergröße erhöhen.

Für die Montage der Hauptbremszylinder bieten sich zwei Möglichkeiten an. Die „klassische“ Befestigung erfolgt über einen Zweilochflansch an einer Schottwand oder einer

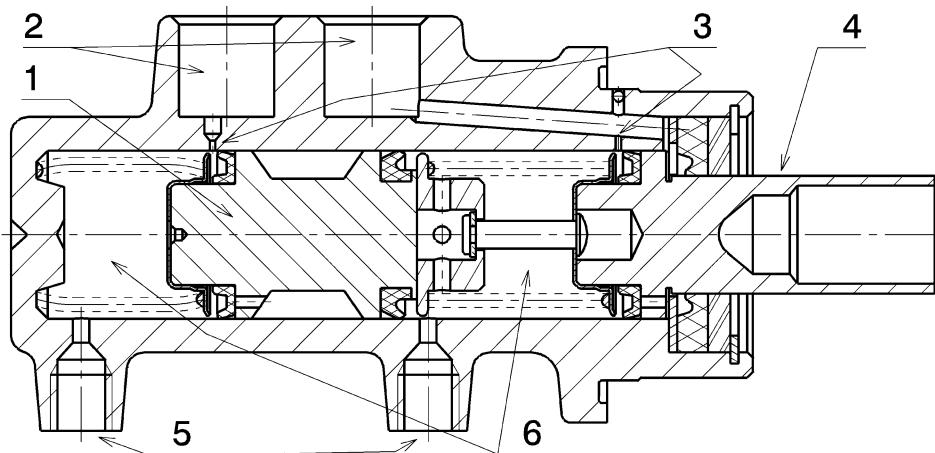


Abb. 6.27 Tandem-Hauptbremszylinder *tandem master cylinder*

1 Schwimmkolben *floating piston*, 2 Anschlüsse der Ausgleichsbehälter *connection to compensating reservoir*, 3 Schnüffelloch *compensating holes*, 4 Druckstangenkolben *Ist piston*, 5 Anschlüsse zu den Radbremszylindern *outlet for wheel cylinders*, 6 Druckräume *pressure chamber*

Max. Hub der Druckstange: ca. 25 mm

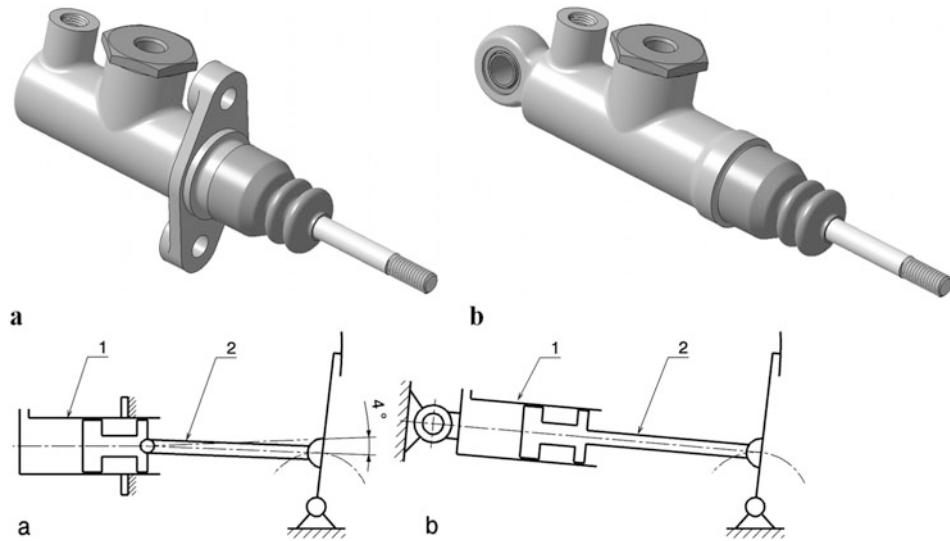
Konsole, Abb. 6.28a. Dabei muss die Kolbenstange gelenkig im Bremskolben gelagert sein, damit sie der Drehbewegung des Bremspedals folgen kann. Die zulässigen Schwenkbereiche von Kolbenstangen liegen im Bereich von 4°. Werden die Winkel zu groß, geht ein Teil der Fußkraft zur Bildung des hydraulischen Drucks verloren. Diesen Nachteil vermeidet eine Montage in einem Dreipunkt, Abb. 6.28b. Bei dieser Anordnung wird immer die volle Fußkraft an den Kolben weitergegeben. Dafür muss der Bremszylinder schwenkbar sein.

Hauptbremszylindergrößen liegen im Bereich Kolbendurchmesser 15,9 bis 25,4 mm. Bei Formel-1-Wagen messen die Zylinder zwischen 20 bis 22,2 mm im Durchmesser [15].

Bremskraftbegrenzer Pressure Regulating Valve

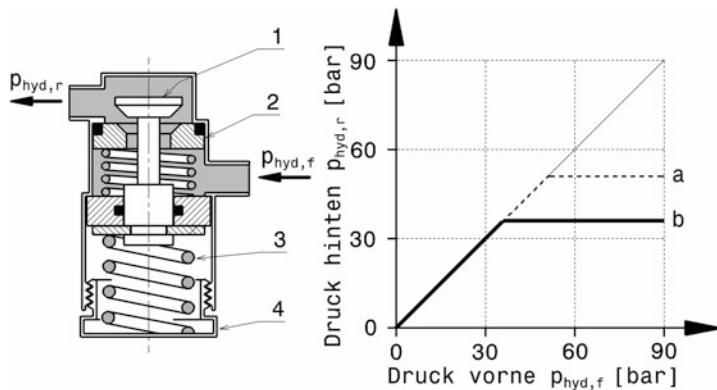
Ein Bremskraftbegrenzer ist ein Ventil, das in der Zuleitung zu den Radzylin dern der Hinterachse eingebaut wird. Meist so, dass die Einstellschraube vom Fahrerplatz aus erreichbar ist. Betätigt der Fahrer das Bremspedal mit steigender Kraft, wächst der Druck in den Bremsleitungen entsprechend an, Abb. 6.29. Überschreitet der Bremsdruck des Hauptbremszylinders den eingestellten Wert, schließt das Ventil und der Druck in den Radzylin dern der Hinterachse bleibt auf diesem Wert, auch wenn die Fußkraft weiter erhöht wird. Der Ventilsitz ist schwimmend, damit nach dem Lösen der Bremse auch die Hinterbremse wieder gelöst wird.

Übliche Abschaltdrücke liegen im Bereich 30 bis 50 bar. Die Einstellung des Abschalt drucks erfolgt über eine Stellschraube oder einen Hebel

**Abb. 6.28** Bremszylinder

a Ausführung für Flanschmontage *flange mount*, **b** Ausführung für Lagerung in Drehpunkt *pivot mount*

1 Bremszylinder *brake cylinder*, **2** Kolbenstange *piston rod*

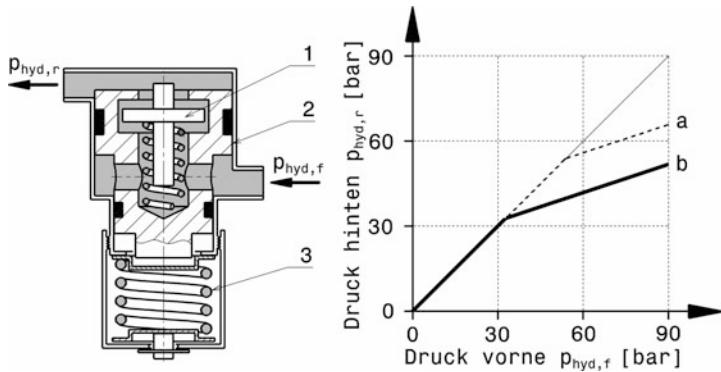
**Abb. 6.29** Bremskraftbegrenzer

1 Ventilkolben, **2** beweglicher Ventilsitz, **3** Kolbenfeder, **4** Einstellschraube

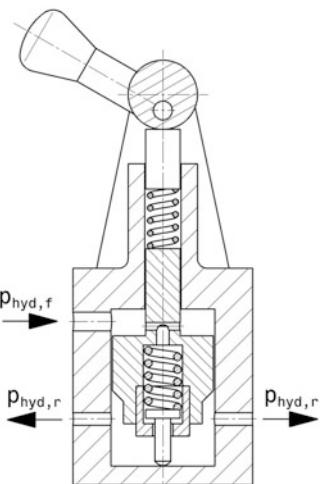
a Verlauf für $p_{\text{hyd},r}$ mit hohem Abschalthdruck, **b** Verlauf für $p_{\text{hyd},r}$ mit geringerer Federvorspannung

Bremskraftregler Brake Proportioning Valve

Das Wirkprinzip erläutert Abb. 6.30. Wird die Fußkraft beim Bremsen gesteigert, herrscht zunächst in beiden Bremskreisen der gleiche Druck. Ab dem Erreichen des Umschaltpunktes, der von der Vorspannung der Kolbenfeder (3) abhängig ist, wird der Druckaufbau im

**Abb. 6.30** Bremskraftbegrenzer

1 Schnüffelventil, 2 Stufenkolben, 3 Kolbenfeder

a Verlauf für $p_{hyd,r}$ mit hohem Umschaltdruck, b Verlauf für $p_{hyd,r}$ mit geringerer Federvorspannung**Abb. 6.31** Proportionalventilfür Cockpitverstellung, nach
FIA Anhang J Art. 263Dieses schematisch dargestellte
Ventil darf in Super-
Tourenwagen als Alternative zu
einem Waagebalkensystem zur
Bremskraftverstellung im
Cockpit herangezogen werden

Hinterachspresso in einem bestimmten Verhältnis zur Vorderachse gemindert. Das Verhältnis ist abhängig vom Flächenverhältnis des Stufenkolbens (2).

Eine Abwandlung dieses Geräts ist der lastabhängige Bremskraftregler (ALB). Dabei wird die Federvorspannung durch die Hinterachsbelastung bestimmt. Diese Regelung erfasst vorteilhaft also auch die Achslastverlagerung beim Bremsen.

Einen vom Fahrerplatz aus verstellbaren Bremskraftregler zeigt Abb. 6.31. Es ist im Prinzip dasselbe Proportionalventil wie in Abb. 6.30, außer dass die Federvorspannung über einen Exzenterhebel verstellt werden kann. Nur ein solches Ventil wird von der FIA für Super-Produktionswagen (WTC-World Touring Car) neben Waagebalkensystemen zur Variation der Bremskraftaufteilung zugelassen.

Übertragungseinrichtungen (Verbindungen) *Operating System (Linkages)*

Bremsleitungen übertragen den hydraulischen Druck vom Geberzylinder zu den Radzylindern. Dazwischen können T-Stücke und Ventile angeordnet sein. Die Leitungen sollen möglichst steif sein, damit die vom Fahrer über den Fuß eingeleitete Kraft nicht durch Deformation der Leitungen gemindert wird. Flexible Leitungen sollen nicht zuletzt aus dem Grund nur da eingesetzt werden, wo sie wirklich benötigt werden, also z. B. zwischen Rahmen und Vorderradbremsen.

Bremsrohrleitungen *Brake Pipe*. Zur Verbindung zwischen starren, unbeweglichen Karosseriepunkten. Bestehen aus doppelt gewickelten, hartgelöteten Stahlrohren.

Zum Schutz gegen Umgebungseinflüsse wird die Rohroberfläche verzinkt und zusätzlich mit einem Kunststoffüberzug versehen.

Bremsschlauchleitungen *Brake Hose*. An den Übergängen zu dynamisch stark beanspruchten Teilen wie Achsschenkel oder Bremssattel. Gewährleisten die einwandfreie Weiterleitung des Flüssigkeitsdruckes zu den Bremsen auch unter extremen Bedingungen. Neben der mechanischen Belastbarkeit, der Druckfestigkeit und der geringen Volumenaufnahme sind chemische Beständigkeit z. B. gegen Öl, Kraftstoffe und Salzwasser, sowie gute thermische Beständigkeit wesentliche Anforderungen [5].

Aufbau der Bremsschlauchleitungen gliedert sich in: Innenschlauch, zweilagiges Geflecht als Druckträger, sowie Außengummischicht zum Schutz des Druckträgers vor äußeren Einflüssen.

Flexleitungen (*Flexible Line with Steel Braided Outer Hose*): Ähnlich wie Bremsschlauchleitungen an den Übergängen zu dynamisch beanspruchten Teilen. Bedingt durch die geringere Flexibilität aufgrund des Aufbaus (PTFE (Poly-Tetrafluor-Ethylen)-Leitung mit Edelstahlgeflecht als Druckträger und einem anderen thermoplastischen Elastomer als äußere Schutzschicht) ist der Einsatzbereich beschränkt auf Verbindungen mit geringer Bewegung, wie sie z. B. an den Sätteln durch Belagverschleiß auftreten. Diese Bauart wird im Rennsport eingesetzt. Sie ermöglicht einen nahezu temperaturunabhängigen Bremsdruck.

Anschlüsse *Joints*. Im Prinzip kommen alle von Hydrauliksystemen bekannten Verbindungsarten zum Einsatz, Abb. 6.32. Starre Leitungen werden über einen Schneiderring oder Ringlötstücke verschraubt. Flexible Leitungen werden über aufgepresste Anschlussstücke mit den Bremssätteln, Hauptbremszylinern oder T-Stücken (Verteiler) verbunden. Eine weitere Möglichkeit besteht in der Verschraubung über eine Dichtolive.

Tab. 6.9 stellt zwei gängige Gewindegrößen mitsamt deren Bezeichnungen gegenüber.

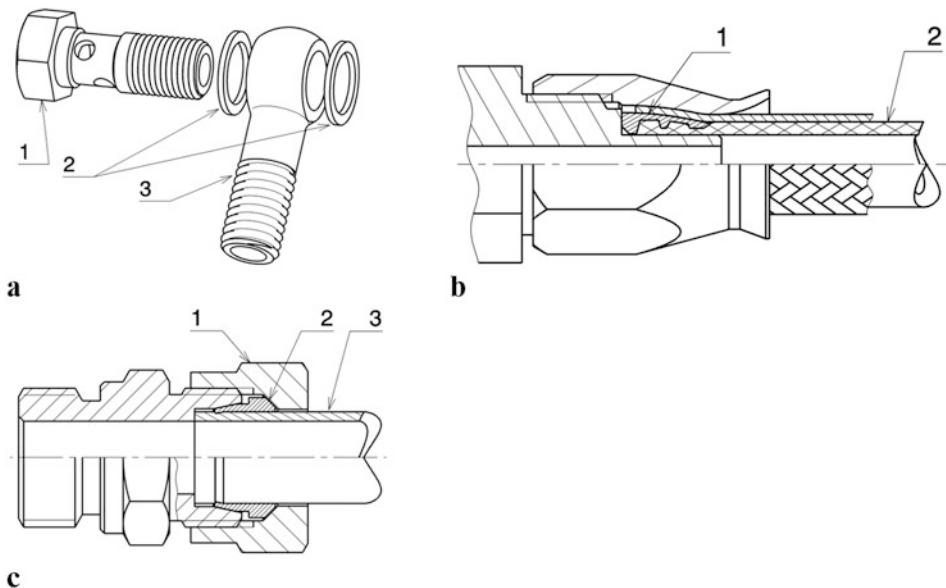


Abb. 6.32 Verschraubungen von Bremsleitungen

- a Ringstück: 1 Hohlschraube *banjo bolt*, 2 Dichtringe *sealing washer*, 3 Ringstück *banjo*
 b Verschraubung mit Dichtolive: 1 Dichtolive *compression sleeve*, 2 Bremsleitung stahlgeflechtummantelt *brake line steel braided*
 c Schneidringverbindung: 1 Überwurfmutter *coupling nut*, 2 Schneidring *cutter*, 3 Bremsleitung aus Stahl *steel brake line*

Tab. 6.9 Übliche Gewindegrößen und Bezeichnungen der Anschlüsse (Bezeichnungen Abb. 6.33)

Anschlussgewinde	Gewindemaß außen d_o , mm	Gewindemaß innen d_i , mm
1/8 BSP	D-03	9,52
1/4 BSP	D-04	13,49
3/8 UNF	D-03	9,52
7/16 UNF	D-04	11,10

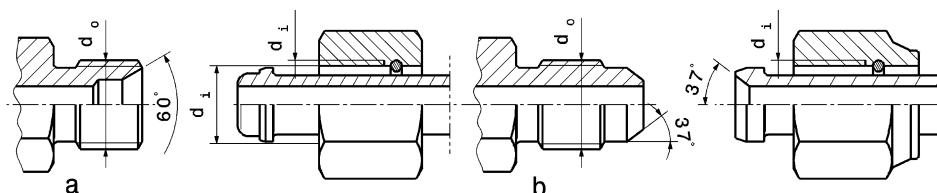


Abb. 6.33 Anschlussstücke für Bremsleitungen *fittings for brake lines*

- a BSP-Gewinde, b UNF-Gewinde

Bremssattel *Brake Caliper*

Bei Straßenfahrzeugen steht Haltbarkeit und Zuverlässigkeit auch bei mangelnder Pflege über Jahre hinweg im Vordergrund. Bei Rennfahrzeugen ist geringes Gewicht trotz Zuverlässigkeit bei hohen Temperaturen wichtig. Gereinigt und gewartet werden Bremsen von Rennfahrzeugen regelmäßig. Hohe Steifigkeit ist ein weiteres Ziel. Das garantiert gleichmäßigen sowie ebenen Verschleiß der Bremsbeläge und sichert konsistentes Bremsverhalten, was vor allem bei Langstreckenrennen von Bedeutung ist (Abb. 6.34).

Die zwei prinzipiellen Bauarten, die sich bei Scheibenbremsen durchgesetzt haben, sind Fest- und Faustsattel (vgl. auch Abb. 6.14). Bei Rennfahrzeugen dominiert der Festsattel, weil genügend seitlicher Platz im Rad vorhanden ist und durch den bevorzugten Hinterradantrieb auch die Antriebswelle an der Vorderachse wegfällt. Rennbremssättel werden sehr steif ausgelegt und montiert. Den erforderlichen Ausgleich für Temperaturdehnungen und Lüftspiele müssen daher andere Teile wie Bremsscheibe/-Topf sicherstellen. Die Befestigung der Bremssättel erfolgt durch Verschraubung über Stege (Abb. 6.36) oder radial (Abb. 6.35). Bei letzterer Art ist die Position der Bohrungen festgelegt und kann daher nicht verändert werden. Die Laufrichtung der Bremsscheibe ist bei Mehrkolbenzangen mit unterschiedlichen Bremskoltendurchmessern zu beachten. Der kleinere Kolben muss zuerst von der Scheibe überstrichen werden.

Ein Nachteil der üblichen Festsattelausführung ist die Verbindungsbohrung bzw. Leitung (Abb. 6.34, Teil 5) von einer Gehäusehälfte zur nächsten. Diese überquert die Bremsscheibe nahe ihrer Stirnseite und daher wird die Bremsflüssigkeit von der Scheibe direkt aufgeheizt. Die Wärmeabfuhr muss daher auch diesen Bereich erfassen.

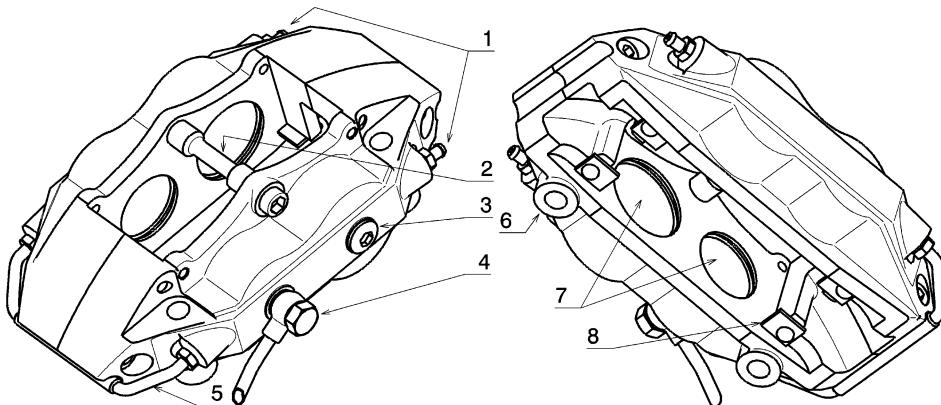


Abb. 6.34 Bremssattel

Dieser zweiteilige 4-Kolbenbremssattel wird radial mit dem Radträger verschraubt

- 1 Entlüftung
- 2 Sicherung der Bremsbeläge
- 3 Verschlusschraube
- 4 Anschluss zu Hauptbremszylinder
- 5 Verbindungsrohr
- 6 radiale Verschraubung
- 7 Bohrungen für Bremskolben
- 8 Halter für Bremsbeläge

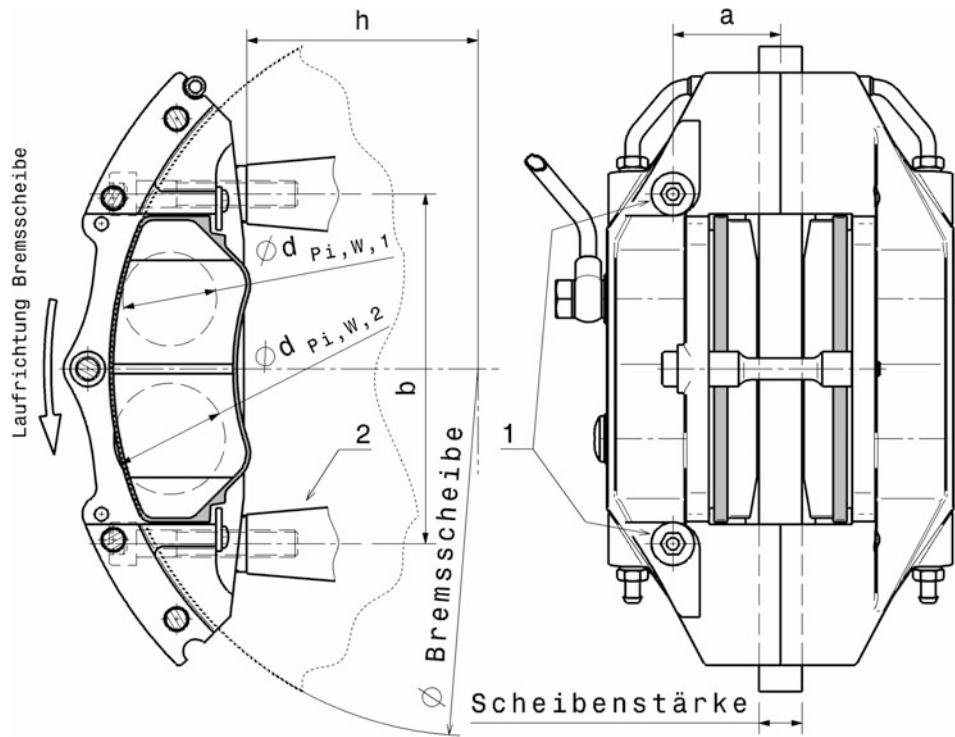


Abb. 6.35 Bremssattel mit radialer Verschraubung *caliper with radial mounting*

1 Befestigungsschrauben, 2 Butzen für Befestigung am Radträger

Im Bild sind wichtige Maße zur Bremszangenbefestigung angeführt

a Abstand Verschraubung zu Mitte Bremsscheibe

h Abstand Auflage Bremszange zu Mitte Bremsscheibe.

$d_{Pi,W,1}$ bzw. 2 Bremskolbendurchmesser

Es existieren auch wassergekühlte Bremssättel. Die Kühlflüssigkeit wird von einer externen Pumpe durch den Kühlkreislauf gepumpt.

Bremssättel sind entweder zweiteilig aufgebaut, Abb. 6.34 oder werden aus einem Stück gefertigt, Abb. 6.37. Einteilige Gehäuse bieten Gewichtsvorteile durch Integralbauweise, weil Schrauben und Dichtstege entfallen. Sie werden gegossen, geschmiedet oder aus dem Vollen gearbeitet. Mehrteilige Bremssättel werden üblicherweise gegossen. In jedem Fall werden Leichtmetallgehäuse harteloxiert oder vernickelt, damit ihre Widerstandsfähigkeit gegenüber Umgebungseinflüssen erhöht wird. Beim raschen Radwechsel beispielsweise sind sie völlig ungeschützt. Bremssättel werden auch als Bremszangen bezeichnet, was direkt auf ihre Hauptfunktion beim Bremsen hinweist. Eine große Steifigkeit besonders in Druckrichtung der Kolben wird so zu einem erstrebenswerten Merkmal der Zangen. Stahlschrauben bei mehrteiligen Leichtmetall-Bremszangen wirken in dem Zusammenhang vorteilhaft unterstützend.

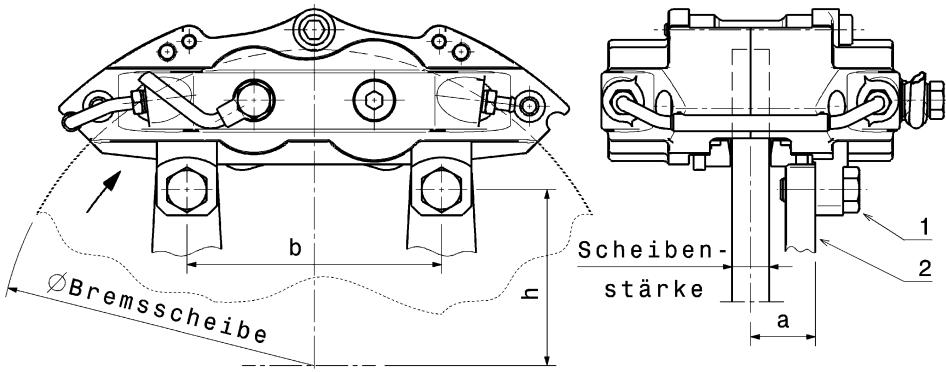


Abb. 6.36 Bremssattel mit Stegbefestigung *caliper with lug mounting*

1 Befestigungsschrauben, **2** Steg für Befestigung am Radträger

Im Bild sind wichtige Maße zur Bremszangenbefestigung angeführt.

a Abstand Auflage zu Mitte Bremsscheibe

h Abstand Mitte Bohrung zu Mitte Bremsscheibe.

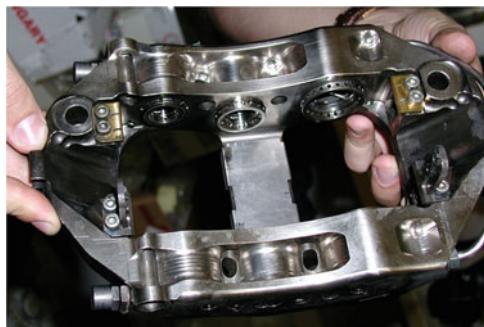


Abb. 6.37 Formel-1-Bremssattel

Der Sattel ist aus einem Stück gefräst und wird radial am Radträger verschraubt. Er trägt sechs Bremskolben. Die Kolben sind radial durchbohrt. Das reduziert deren Masse und verringert den Wärmetransport zur Bremsflüssigkeit. Die keramischen Bremsbeläge, die der Sattel aufnimmt, werden von unten mit jeweils zwei verschraubten Plättchen am Herausfallen gehindert

Werkstoffe Je nach Fertigungsverfahren und Kostenvorgaben kommen folgende Werkstoffe zum Einsatz.

Sphäroguss EN-GJS-500-7 (war GGG-50), EN-GJS-600-3 (war GGG-60): Kosten-günstig, aber schwer. Aluminiumlegierungen, Aluminium-Beryllium-Legierung (Albemet [17]): Aufwändiger, aber leicht; Aluminium-Lithium. Der Aluminium-Werkstoff in der Formel 1 ist vom Reglement durch seinen Elastizitätsmodul eingeschränkt ($E < 80\,000\text{ N/mm}^2 = 80\text{ GPa}$).

Eine Übersicht über mögliche Werkstoffe samt entscheidenden Eigenschaften bietet Abb. 6.38.

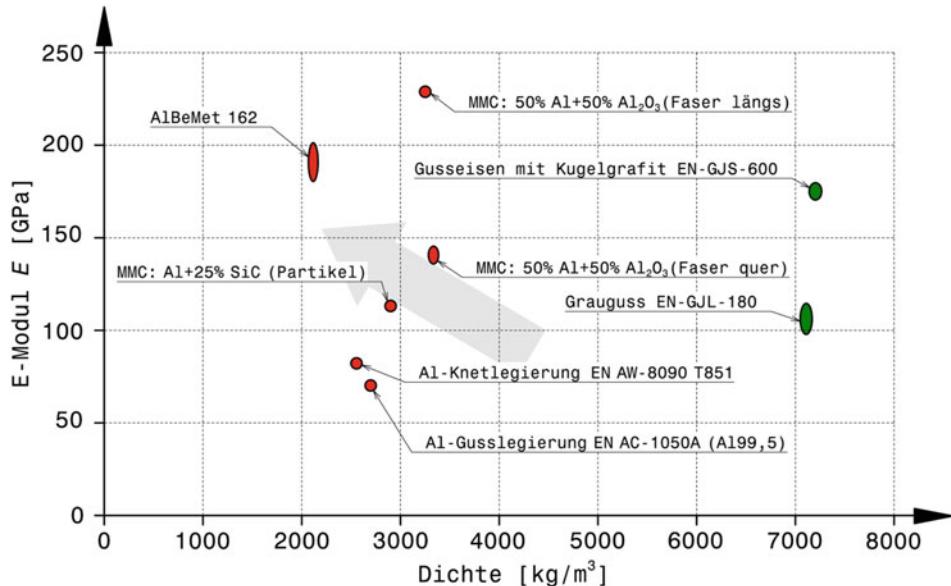


Abb. 6.38 Vergleich von Werkstoffen für Bremszangen

MMC sind Metall-Matrix-Verbundwerkstoffe (*metal-matrix composites*), eine Metallmatrix (hier Aluminium) wird durch Fasern verstärkt

Der graue Pfeil weist in die bevorzugte Richtung, also geringe Dichte bei hoher Steifigkeit

Bremskolben Piston

Das Verhältnis Länge zu Durchmesser soll möglichst groß sein, damit der Kolben nicht zum Stecken neigt. Darüber hinaus muss beim Bremsvorgang mit verschlissenen Belägen, also wenn der Kolben ausgefahren ist, eine Mindestführungsgröße des Kolbens in seiner Aufnahmebohrung erhalten bleiben. Das Zurückziehen des Kolbens bewirkt ja nur der elastisch verformte Dichtring, der keine großen Kräfte oder Wege erzeugt. Bei manchen Bremszangen werden Kegelfedern im Arbeitsraum eingebaut. Diese schieben den Kolben wie beim Bremsen aus und vermindern so den Pedal-Leerweg. Das Aufheizen der Bremsflüssigkeit wird durch die Gestaltung des Bremskolbens mit kleinen wärmeleitenden Bereichen zwischen Flüssigkeit und Belag eingeschränkt. Bremskolben als Einzelteil und eingebaut zeigen die Abb. 6.39 und 6.40.

Die Durchmesser der Kolben liegen im Bereich 25 bis 50 mm.

Werkstoffe Grauguss, Stahl, Edelstahl titannitriert, Aluminium und Titan. Besonders leichte Kolben bestehen aus eloxiertem Aluminium mit einem Titaneinsatz zur Wärmeisolation.

Bei Serienfahrzeugen werden auch Duroplaste eingesetzt [16].

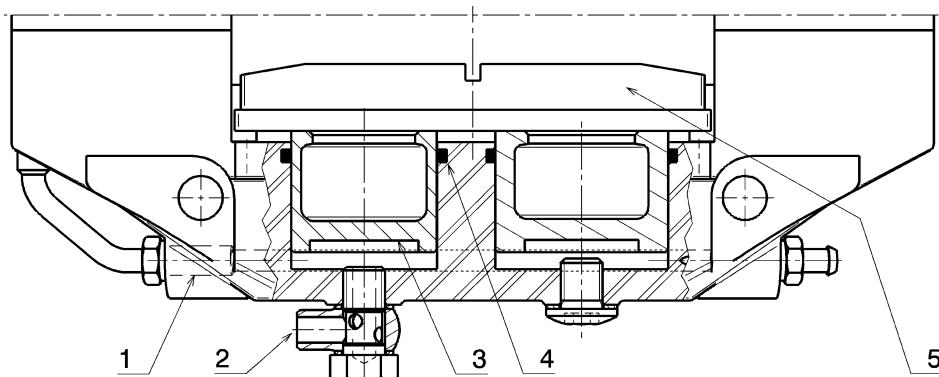


Abb. 6.39 Bremskolben im Bremssattel

1 Verbindungsbohrungen, 2 Zulauf über Ringstück, 3 Kolben, 4 Dichtring, 5 Bremsbelag
Die Bremsflüssigkeit überträgt den Bremsdruck über den Zulauf und die Verbindungsbohrungen in die Kolbenräume. Die Kolben selbst bewegen den Bremsbelag zur Bremsscheibe

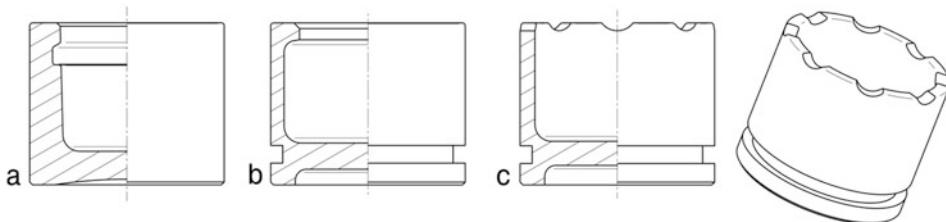


Abb. 6.40 Bremskolben

a Ausführung ohne Nut. Der Dichtring befindet sich in der Bremssattelbohrung. Werkstoff: Aluminiumlegierung, b Ausführung mit Nut. Der Dichtring sitzt am Kolben. Werkstoff: Stahl, c Ausführung mit Aussparungen in der Kontaktfläche zum Bremsbelag. Durch diese Aussparungen kann einerseits kühlende Luft durchtreten und andererseits wird die wärmeaufnehmende Fläche kleiner

Dichtringe Seals. Die Dichtringe mit quadratischem Querschnitt befinden sich in einer Kolbennut oder in der Gehäusebohrung. Ihre Funktion ist neben der namensgebenden Abdichtung des Kolbenspiels vor allem die Rückstellung des Kolbens um das Lüftspiel (*roll back*), wenn der Bremsdruck wieder sinkt. Würde der Kolben in der Bremsstellung verbleiben, bleibt ein verlustbringendes Restbremsmoment bestehen. Zu weit soll der Kolben allerdings auch nicht zurückgestellt werden. In dem Fall würde der Fahrer beim erneuten Bremsen eine Verlängerung des Pedalwegs stören. Auch diese Rückstellbewegung in Richtung Scheibe übernimmt der Dichtring (*knock back*).

Bremsbelag *Brake Pad*

Die zwei entscheidenden Punkte zur Auswahl der Bremsbeläge sind der Reibwert und das Temperaturverhalten. Je höher der Reibwert, desto besser ist auch die Bremswirkung. Ein

sehr hoher Reibwert führt allerdings auch zu erhöhtem Scheibenverschleiß. Bei Einsatz von Belägen niederen Reibwerts ist dagegen die Dosierbarkeit der Bremse besser.

In den vom Hersteller angegebenen Temperaturbereichen erzielen die Bremsbeläge ihre besten Verzögerungswerte, Abb. 6.41. Die Temperaturbereiche liegen zwischen 100 bis 600 °C und 200 bis 750 °C. Ein flacher Verlauf des Reibungskoeffizienten über der Temperatur erleichtert dem Fahrer das Einschätzen des Bremsverhaltens. Als günstig erweisen sich auch Beläge, die einen ausgeprägten „Biss“ (*bite*) beim Betätigen der Bremse zeigen, also eine ausgeprägte Anfangsreibkraft. Anschließend kann die Bremskraft abfallen wie in Abb. 6.42, Typ *a*. Das passt auch zum Umfangskraftpotential der Reifen, die zu Bremsbeginn wesentlich größere Kräfte aufnehmen können als zum Ende hin.

Die Temperaturabhängigkeit des Reibwerts ist auch im Zusammenhang mit der Bremsbalance eine Betrachtung wert. An Vorder- und Hinterachse werden sich ohne besondere Maßnahmen im Allgemeinen die Temperaturen und damit die Reibwerte unterschiedlich entwickeln. Dadurch verschiebt sich die Bremskraftaufteilung. Will man die Bremsbalance konstant halten, müssen sich die Reibwerte an beiden Achsen im selben Verhältnis ändern. Dies erreicht man durch unterschiedlich große (Durchmesser und Dicke) Bremsscheiben, angepasste Wärmeabfuhr und unterschiedliche Bremsbeläge.

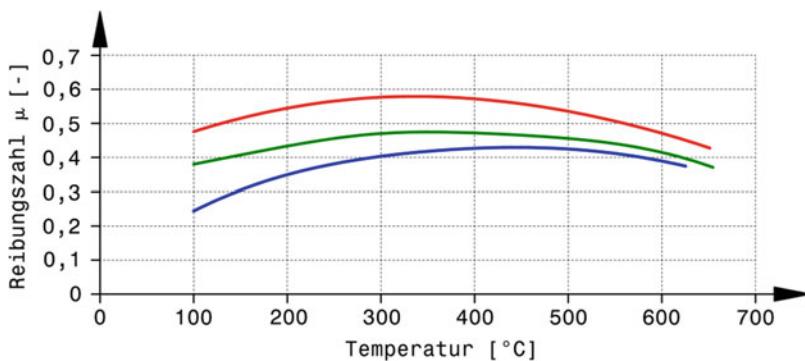


Abb. 6.41 Reibungsbeiwert von Bremsbelägen als Funktion der Temperatur, nach [22]

Das Temperaturverhalten von drei unterschiedlichen Bremsbelägen zeigt den gleichen grundlegenden Verlauf. In der Mitte des Temperaturbereichs wird die größte Reibung erzielt. Darunter und darüber fällt die Reibungszahl ab. Der Belag mit dem blauen Verlauf erreicht die geringsten Reibwerte, schont aber die Bremsscheibe. Er wird für Hochleistungsstraßenfahrzeuge eingesetzt. Typische Rennbeläge zeigen einen Verlauf wie in grün und rot dargestellt. Je flacher die Kurve, desto günstiger: Ändert sich das Reibungsverhalten mit der Temperatur kaum, kann der Fahrer das Verhalten gut abschätzen und umgekehrt.

Selbstverständlich hängen Reibwerte von der Werkstoffpaarung ab, in dem Fall ist also auch die Bremsscheibe von Bedeutung. Die gezeigten Werte sind Mittelwerte von Bremsprüfstandsmessungen und sollen eine Vorstellung vom grundsätzlichen Verlauf liefern

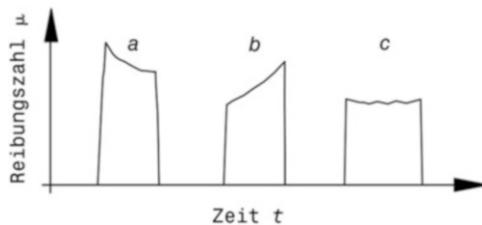


Abb. 6.42 Verlauf des Reibwerts unterschiedlicher Bremsbeläge bei einem Bremsmanöver
Für drei unterschiedliche Bremsbeläge ist der Verlauf über der Zeit dargestellt. Typ *a* zeigt das günstigste Verhalten: Starker Biss beim Betätigen der Bremse und mit fallender Geschwindigkeit abfallender Reibwert. Typ *b* ist für den Fahrer am schwierigsten zu beherrschen. Typ *c* liegt – was das Dosieren betrifft – zwischen den beiden genannten Extremen

Einlaufprozess Running-In, AE: Break-In. Während des Einlaufs fabrikneuer Reibbeläge bildet sich auf deren Kontaktfläche die nur wenige Mikrometer dicke so genannte Reibschiicht. Sie bestimmt maßgebend die Reibungs- und Verschleißeigenschaften von Reibbelag und Scheibe. Sie schützt ferner den darunter liegenden Grundwerkstoff vor thermischer Überlastung. Deswegen sollten Reibpaarungen erst nach Vorhandensein der Reibschiicht die volle Belastung erfahren. Neue Bremsbeläge müssen also eingefahren werden. Dabei sollen keine neuen Bremsscheiben verwendet werden.

Abb. 6.43 zeigt wie sich die Reibung bei einer Vielzahl aufeinander folgender Versuche bei gleicher Anpresskraft ändert. Diese steigt zunächst mit der Messzeit an. Erst nach Überschreiten der Haftgrenze gleitet der Belag auf der Reibschiene. Zu Beginn der Versuchsreihe bilden sich die kleinste Reibkraft und der sanfteste Übergang aus dem Haftgebiet in das Gleitgebiet aus. Mit zunehmender Zahl der Reibversuche steigt die Reibungszahl an. Gleichzeitig bildet sich eine zunehmend größer werdende Spitze im Übergangsgebiet zwischen Haften und Gleiten.

Die Ursache für die Veränderung der Reibeigenschaften während des Einlaufs sind neben physikalisch-chemischen Umwandlungen im reibflächennahen Bereich kleinste Metallpartikel, die aus dem metallischen Reibpartner in die Reibschiicht einwandern. Erst wenn das Gleichgewicht zwischen den eingewanderten und den durch Verschleiß abgetragenen Partikeln erreicht ist, ist der Einlaufprozess abgeschlossen.

Die Belagstärken liegen zwischen 10 und 25 mm. Beläge dürfen die Bremsscheibe nicht überragen. Das kann zu einer Reihe von Bremsproblemen führen [12]. Abb. 6.44 zeigt zwei Beispiele.

Folgende Empfehlungen können für die Belagwahl basierend auf der Antriebsart ausgesprochen werden:

- Allradfahrzeuge und Fahrzeuge mit Hinterradantrieb: Gleiche Qualität der Beläge an Vorder- und Hinterachse.

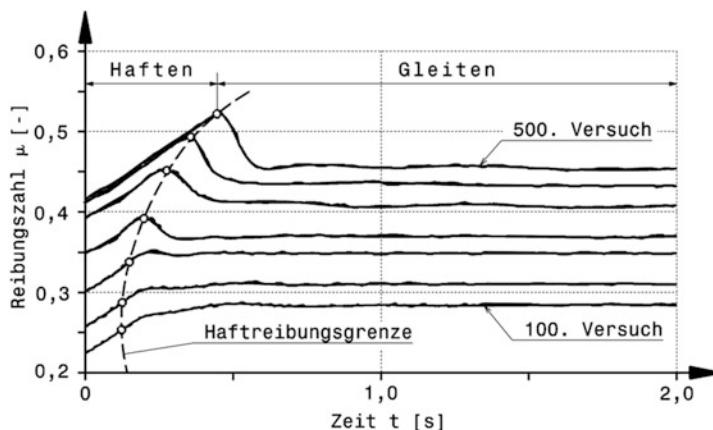


Abb. 6.43 Einlaufvorgang [16]: Veränderungen der Reibegenschaften im Übergangsgebiet Haften/Gleiten in einer fabrikneuen Reibpaarung mit organisch gebundenem Belag
Messsystem Schlitten auf Gleitschiene. Reibfläche = 16 cm², Pressung p = 50 N/cm², Gleitgeschwindigkeit = 0,04 m/s

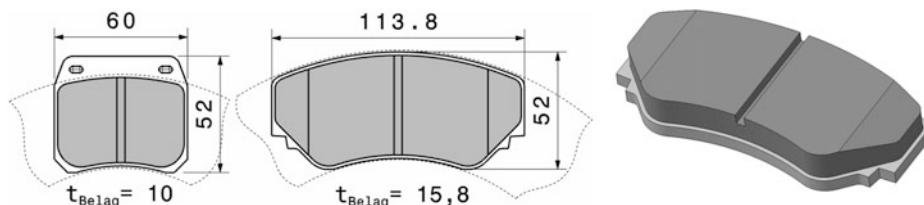


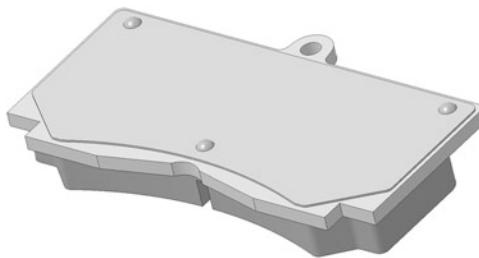
Abb. 6.44 Beispiele von Bremsbelägen
Ansicht auf die Belagsseite. Scheibenkontur strichliert dargestellt

- Fahrzeuge mit Frontantrieb: Beläge mit hohem Reibwert an der Vorderachse und solche mit geringerem Reibwert an der Hinterachse.

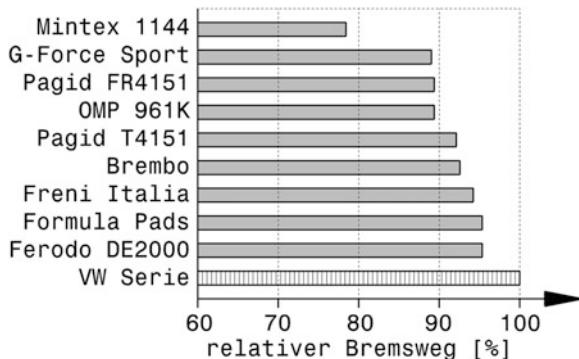
Das Aufheizen der Bremsflüssigkeit wird durch die Gestaltung des Bremskolbens eingeschränkt und kann durch ein Hitzeschild am Rücken des Trägerblechs weiter reduziert werden, Abb. 6.45.

Es gibt Unterschiede zwischen Bremsbelägen von Serienfahrzeugen und solchen für Renneinsatz. Rennbeläge zeigen höchste Verzögerungen, neigen aber zu Geräuscbildung, was sie für den Alltagseinsatz untauglich macht. Einen Leistungsvergleich unterschiedlicher Bremsbeläge illustriert Abb. 6.46.

Im Rennsport erreichen Bremsbeläge eine Lebensdauer von etwa 300 bis 400 km [15], d. h. sie werden in manchen Disziplinen für jedes Rennen erneuert.

**Abb. 6.45** Hitzeschild für Bremsbelag

Durch ein Hitzeschild, das mit Schraubniete am Trägerblech befestigt ist, wird die Aufheizung der Bremsflüssigkeit reduziert und Blasenbildung vermindert

**Abb. 6.46** Einfluss des Bremsbelages auf den Bremsweg, nach [13]

An einem VW Golf GTi (MJ '88) wurden unterschiedliche Beläge, einschließlich der Serienausstattung, getestet. Jeder Belagsatz wurde eingefahren und anschließend der Mittelwert aus 15 aufeinanderfolgenden Vollbremsungen aus 88 km/h ermittelt. Manche Beläge erreichten bei der ersten, manche nach einigen Bremsungen ihren Bestwert

Werkstoffe Der Belagwerkstoff hängt vom Reibpartner, d. h. der Bremsscheibe ab. Organische und halbgesinterte Beläge sind für den Einsatz mit Gussbremsscheiben geeignet. Keramische Beläge (Karbon) können nur ausschließlich für Karbonbremsscheiben eingesetzt werden.

Je nach Reibwertfamilie weisen die Beläge selbst unterschiedliche Eigenschaften auf [16]:

- Semimet: Niedriger Scheibenangriff, $\mu \leq 0,4$ (für Hochleistungsfahrzeuge unbrauchbar).
- NAO (*Non-Asbestos Organics*), Organische Beläge: Geringer Belagverschleiß, $\mu = 0,3 - 0,4$ (für Hochleistungsfahrzeuge unbrauchbar), hohe Lebensdauer.

- Low Steel (Low Met): Erhöhter Scheibenverschleiß, $\mu = 0,35 - 0,5$; hohe Fadingstabilität, geringere Lebensdauer als NAO.
- Hybrid: Kombination der Eigenschaften von NAO und Low Steel.

Karbon hat gegenüber dem konventionellen Reibungsmaterial bedeutsame Vorteile [16]:

- Gewicht: Die Dichte des Karbons beträgt nur ein Fünftel der Dichte von Stahl oder Gusseisen.
- Thermische Leitfähigkeit: Da Karbon ein Verbundwerkstoff ist, kann man die Wärmeleitung durch die Ausrichtung der Karbonfasern in vorherbestimmte Richtungen beeinflussen.
- Temperaturbeständigkeit: Diese führt zu einem geringeren Fading, wenn die Temperatur ansteigt und ermöglicht somit eine bessere Kontrolle und Reproduzierbarkeit des Bremsvorgangs.
- Biss: Sehr gutes Ansprechverhalten bereits zu Beginn des Bremsvorgangs.

Als ein Nachteil bleibt nur der Preis. Ein Satz Karbonbremsscheibe plus -bremsbeläge kostet etwa das Zehnfache einer Ausrüstung von Gusseisenbremsscheibe mit organischen Bremsbelägen.

Einen anschaulichen Vergleich des Reibungsverhaltens beider Paarungen gibt die Abb. 6.47. Für beide Paarungen sind zwei Bremsvorgänge beginnend bei 300 und 220 km/h zu sehen. Man kann erkennen, dass ein Karbonbremsbelag viel mehr „Biss“

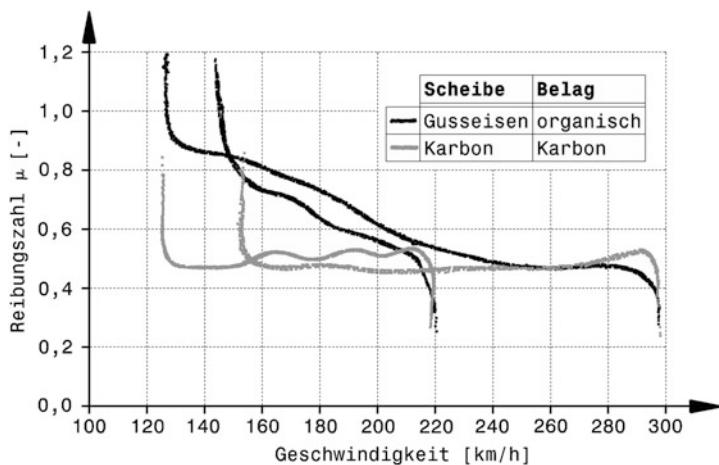


Abb. 6.47 Reibungsverhalten verschiedener Paarungen über der Geschwindigkeit, nach [16]
Für jede Paarung sind zwei Bremsvorgänge, beginnend bei 220 und 300 km/h, dargestellt

(Leistung in der ersten Bremsphase) zeigt, als ein organischer Bremsbelag. Um das Fahrzeug scharf abzubremsen, ist eine hohe Bremsleistung zu Beginn einer Bremsphase notwendig. Je mehr sich das Fahrzeug verlangsamt, desto höher wird bei den organischen Belägen der Reibungskoeffizient. Die Karbonbeläge sind auf der anderen Seite in ihrer Wirkung viel konstanter und erlauben dem Fahrer eine bessere Modulation des Bremsvorgangs und eine bessere Kontrolle über das Fahrzeug, wenn sich die Lastverteilung während der Bremsung ändert. Diesen Unterschied ruft die bessere Temperaturstabilität von Karbon hervor.

Bei schräg stehendem Bremsbelag ergeben sich eine auflaufende und eine ablaufende Kante. Ist die vordere Kante auflaufend kommt es zu einem Selbstverstärkungseffekt und zu Bremsrubbeln (*brake judder*) durch einen Stick-Slip-Effekt. Die vordere, auflaufende Kante wird im Betrieb heißer als die hintere. Außerdem verschleißt der Belag dadurch stark einseitig. Ein asymmetrischer Belagrücken sorgt dafür, dass der Bremskolben den Belag bei Vorwärtsfahrt zuerst mit der hinteren Kante an die Scheibe drückt, Abb. 6.48. Derselbe Effekt wird bei Mehrkolbenbremssätteln mit unterschiedlichen Kolbendurchmessern erreicht (s. Abschn. 6.6). Dadurch ergibt sich kein Selbstverstärkungseffekt und die Bremswirkung ist vom Fahrer besser zu dosieren.

Über den Kennwert der spezifischen Belagleistung (z. B. Abschn. 6.4) lässt sich die benötigte Belagfläche für eine gewünschte Bremsleistung abschätzen. Eine kleine Belagfläche ergibt naturgemäß kleinere Verformungen des Belages im Betrieb. Dafür sind längere Bremsbeläge unempfindlicher gegen Kippen mit den oben beschriebenen Effekten und sie reduzieren die Flächenpressung bei gleicher Betätigungs kraft.

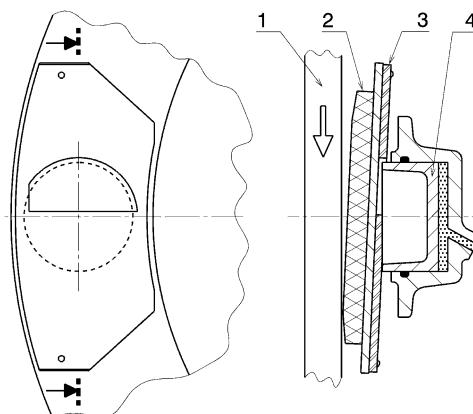
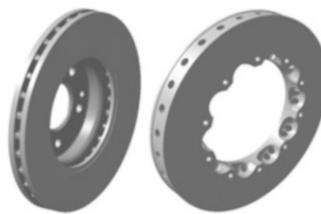


Abb. 6.48 Gestaltung des Belagrückens zur Vermeidung von Bremsrubbeln (schematisch)
Auf den Rücken des Bremsbelages (2) ist ein Blech (3) aufgenietet. Dieses weist eine etwa halbkreisförmige Aussparung auf. Dadurch drückt der Bremskolben (4) beim Betätigen der Bremse zuerst auf die der Laufrichtung (Pfeil) der Bremsscheibe (1) abgewandten Kante des Bremsbelages

Tab. 6.10 Anhaltswerte von Bremsscheibendurchmessern in Abhängigkeit vom Felgendurchmesser

	Felgendurchmesser d_{nenn} (Zoll-Code)					
	12"	13"	14"	15"	16"	17"
Bremsscheibe Außendurchmesser, mm	221	256	278	308	330	360

Bremsscheibe *Brake Disc*



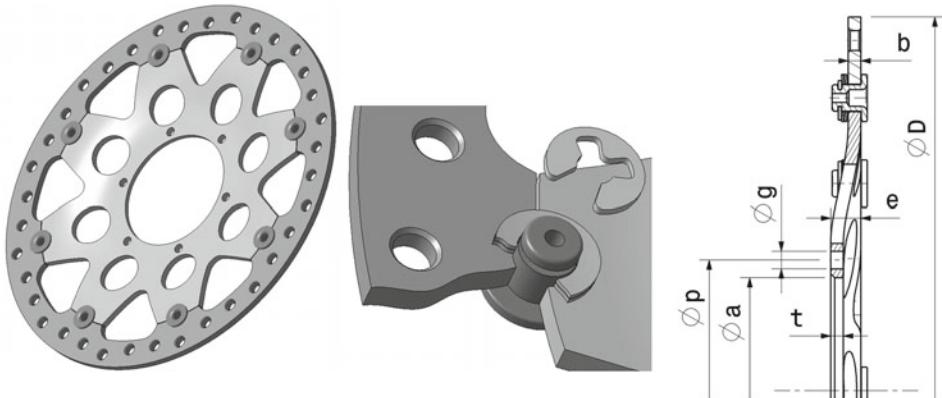
Der Bremsscheibendurchmesser ist entscheidend für die zu erzielende Bremswirkung. Normalerweise montiert man die größtmögliche Scheibe unter Berücksichtigung des Felgenprofils, vgl. Tab. 6.10. Bei der Festlegung des Scheibendurchmessers sind aber auch die zu erwartenden Bremskräfte (Fahrzeuggewicht, Lastverteilung, Reifen) zu berücksichtigen. Die Scheibenstärke nimmt mit dem Durchmesser der Scheibe zu. Ebenfalls entscheidend für die Stärke der Scheibe sind Fahrzeuggewicht und Einsatzzweck (Rallye, Rundstrecke, Langstrecke etc.). Eine dicke Scheibe hat eine höhere Lebensdauer und stabilisiert wegen ihrer größeren Masse die Scheibentemperatur. Diese werden z. B. für Langstreckenrennen eingesetzt.

Scheibenstärken sind erhältlich von 7,10 mm bis 35,50 mm. Außendurchmesser liegen im Bereich von 280 bis 378 mm.

Die Abmessungen sind z. T. durch das Reglement eingeschränkt. In der Formel 1 beispielsweise darf die Scheibenstärke 32 mm und der Durchmesser 278 mm nicht überschreiten.⁹ Bei Sportprototypen sind die Durchmesser mit 380 mm (FIA SR1) und 356 mm (FIA SR2) begrenzt. Für die Qualifikation oder bei Bergrennen setzen viele Teams schmälere Scheiben ein. Das spart mit der dazu verbaubaren schmäleren Bremszange Gewicht ein und die Bremse erreicht rascher ihre Betriebstemperatur.

Die einfachsten Bremsscheiben sind massiv und werden direkt oder über einen Topf mit der Nabe verschraubt, Abb. 6.49. Sie werden in Fahrzeugen wie Formel Ford oder

⁹Bis 2015 war nur 28 mm erlaubt.



Typische Maße [mm] [11]

Außendurchmesser D : 320

Aufnahmedurchmesser a : 64 bis 130

Einpresstiefe e : 0 bis 10

Scheibendicke t : 6

Nabenbreite b : 6

Nabenverschraubung Teilungsdurchmesser p : 80 bis 110
 6 Bohrungen mit Durchmesser g : 8,35
 5 Bohrungen mit Durchmesser g : 10,2

Abb. 6.49 Bremsscheibe für Rennmotorrad aus legiertem Grauguss

Die Scheibe ist massiv und gebohrt. Sie wird schwimmend mit der Nabenscheibe über Bolzen mit zwei Wellscheiben verbunden (Detailausschnitt)

Motorräder verbaut. Aufwändiger Bauarten sind mit Hohlräumen versehen und ermöglichen eine intensivere Wärmeabfuhr, die durch turbinenartige Gestaltung innenliegender Rippen forciert werden kann. Beispiele solcher innenbelüfteten Bremsscheiben zeigen die Abb. 6.50 und 6.54.

Bei Luftschanzen mit Laufschaufelwirkung ist die Drehrichtung zu beachten, Abb. 6.51.

Allgemein ist bei der Gestaltung von Bremsscheiben mit Hohlräumen, Aussparungen und Unterbrechungen darauf zu achten, dass die Temperaturverteilung im Betrieb möglichst gleichmäßig bleibt. Zu gering angebundene Bereiche zwischen Masseanhäufungen führen leicht zu lokalen Hitzeflecken (*hot spots*) mit punktueller Verflüssigung von Teilkomponenten und Ausbildung eines Luftkisseneffekts für den Bremsbelag. Umgekehrt können jene Stellen mit Masseanhäufung zu kalten Flecken (*cold spots*) werden. Im Zusammenhang erweisen sich seichte Nuten als wesentlich günstiger als durchgehende Bohrungen, die die Scheibe völlig unterbrechen.

Wie die Kühlung der Bremsscheibe verbessert und gleichzeitig die Masse reduziert werden kann, soll die Evolution der Formel-1-Bremsscheiben über 10 Jahre verdeutlichen, Abb. 6.52. Die Anzahl der radialen Kühlbohrungen in den CFC-Scheiben (kohlenstofffaserverstärkter Kohlenstoff) wurde ständig erhöht. 2016 kam eine Verbreiterung der

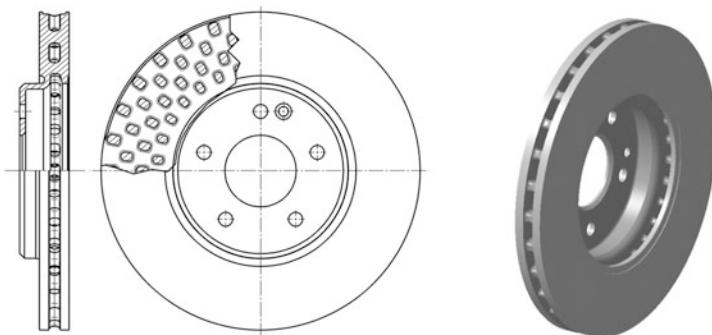


Abb. 6.50 Innenbelüftete Bremsscheibe für Pkw
Die Scheibe wird durch Gießen hergestellt

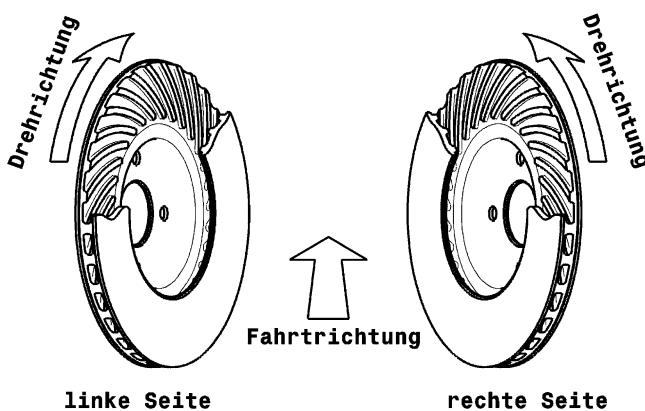


Abb. 6.51 Laufrichtung von belüfteten Bremsscheiben
Bestimmte Bremsscheibenausführungen sind laufrichtungsgebunden. Die gebogenen Ventilationsschächte müssen in Fahrtrichtung nach hinten zeigen, weil die Kühlluft von der Scheibenmitte aus angesaugt wird

Bremsscheibe hinzu. Letztlich wurden aus 100 Bohrungen über 1400. Damit wurde nicht nur die wärmeabführende Oberfläche stark vergrößert, sondern auch die Masse der Bremsscheibe verringert.

Genutete Bremsscheiben *Grooved Brake Disc*. Bremsscheiben sind mit vier oder acht tangentialen Nuten versehen, die zur Reinigung der Belagoberfläche dienen, Abb. 6.53.

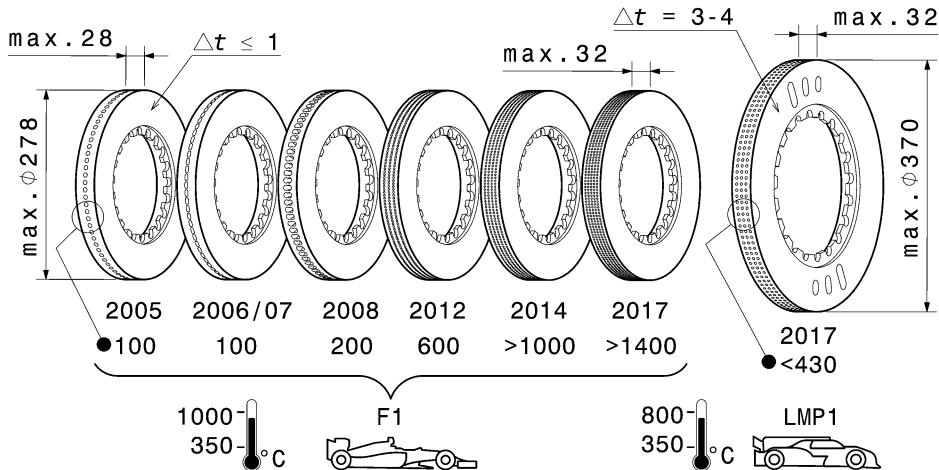


Abb. 6.52 Entwicklung der Bremsscheibenkühlung (Formel 1)

Die Anzahl der radialen Kühlbohrungen hat sich von 100 (Saison 2005) bis über 1400 (Saison 2017) stark vergrößert. Der Bearbeitungsaufwand ist dadurch zwar ebenso stark gestiegen, macht sich aber durch vergroßerte Kühloberfläche bei verminderter Bremsscheibenmasse bezahlt. Zum Vergleich ist eine typische Bremsscheibe von Le-Mans-Prototypen Klasse 1 (LMP1) dargestellt. Neben der Anzahl der Kühlbohrungen finden sich auf der Grafik noch der Einsatz-Temperaturbereich und die zulässige Dickenabnahme Δt im Rennen. Alle Maße in mm

Dadurch wird eine gleichmäßige Bremswirkung erzielt und das Nassbremsverhalten verbessert. Außerdem wird damit auch die Belagtemperatur gesenkt. Genutete Bremsscheiben haben eine längere Lebensdauer als gebohrte Ausführungen. Die Nuten sind etwa 1,5 mm breit und 0,8 mm tief.

Gebohrte Bremsscheiben Drilled Brake Disc. Diese erzeugen einen etwas höhere Bremskraft (vor allem zu Beginn einer Bremsung = „Biss“) und erzielen eine geringfügig niedrigere Bremsscheiben- und Belagtemperatur. Außerdem ist das Bremsverhalten bei Nässe besser. Sie sind natürlich leichter, aber auch anfälliger für Risse in der Oberfläche (Abb. 6.54).

Befestigung Mounting. Aus Gewichtsgründen und zum Toleranzausgleich haben die meisten Bremsscheiben eine Flanschbefestigung. Auf diesen Flansch wird ein Topf geschraubt, Abb. 6.55. Der Vorteil eines Topfes gegenüber einer flachen Scheibe ist die größere Oberfläche, die eine bessere Ableitung der Wärme bietet und somit eine größere Hitzerissbeständigkeit bietet. Außerdem werden höherfrequente Bremsgeräusche besser gedämpft [21]. Der Topf besteht meist aus Aluminium. Die Befestigung kann nach zwei Arten vorgenommen werden: Feste Verbindung oder schwimmende Lagerung, Abb. 6.56.

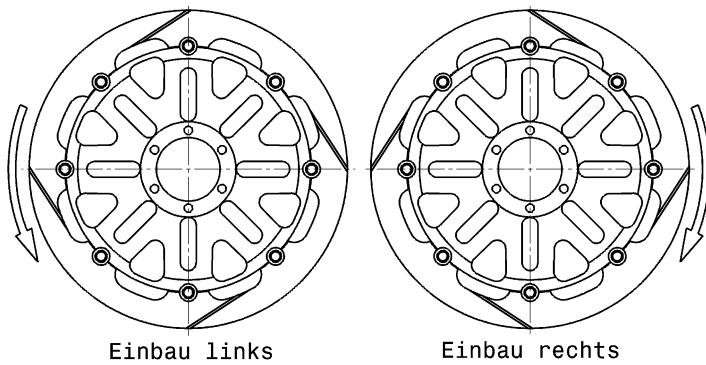


Abb. 6.53 Drehrichtungsabhängige Bremsscheiben durch Nuten [10]

Durch die Funktion der Nuten zur Abriebsabfuhr sind zwei Ausführungen erforderlich für den Einbau auf der linken und der rechten Fahrzeugseite. Partikel in einer Nut laufen dabei von innen nach außen. Die Nuten müssen zur Erfüllung ihrer Funktion frei von Ablagerungen gehalten werden

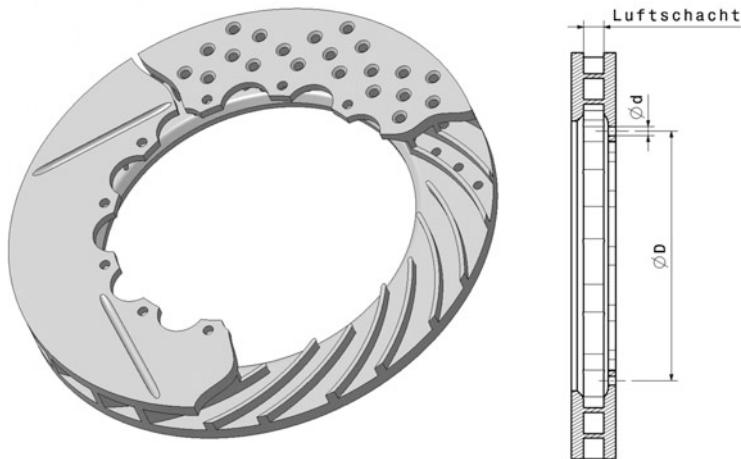


Abb. 6.54 Innenbelüftete Hochleistungsbremsscheibe für schwimmende Lagerung *ventilated disc for float mounting*

Dargestellt ist sowohl eine genutete als auch eine gebohrte Reibfläche

Die Kühlluft wird von der Scheibenmitte aus angesaugt und durch den Luftschacht nach außen befördert

Die Befestigung erfolgt über Bohrungen ($\varnothing d$), die an der verlängerten Scheibenseite angebracht sind

Die geschraubte Version sollte bei extrem starken Belastungen, wie Off Road oder Rallyeeinsätzen, der schwimmenden Ausführung vorgezogen werden. Durch Verunreinigungen kann das Spiel blockiert werden. Die Bremsscheibe bekommt einen Schlag und flattert.

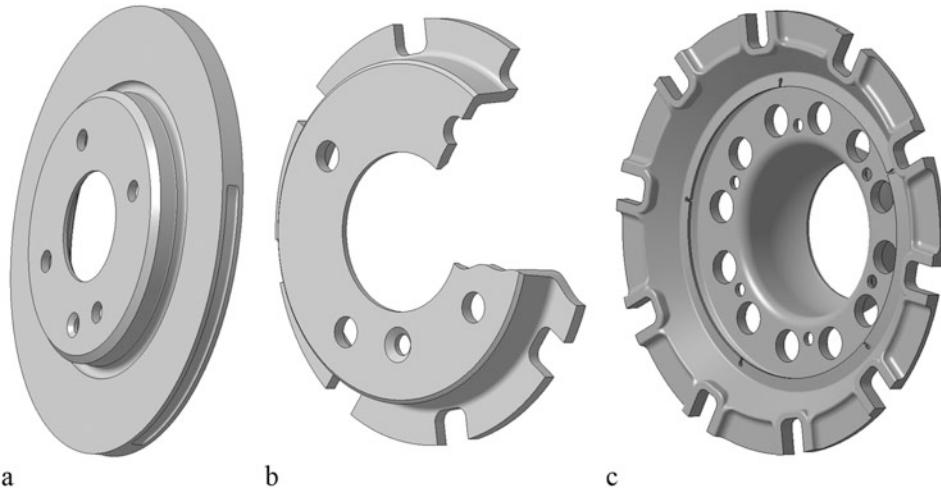


Abb. 6.55 Töpfe (*bell*) zur Montage von Bremsscheiben

a integrierter Topf (massive Scheibe) *integral bell (solid disc)*, b Topf für schwimmende Befestigung der Scheibe mittels Buchse im Topf *bell for floating mount with bobbin*, c Topf für CFC-Scheibe (Formel 1) *bell for CFC-disc*

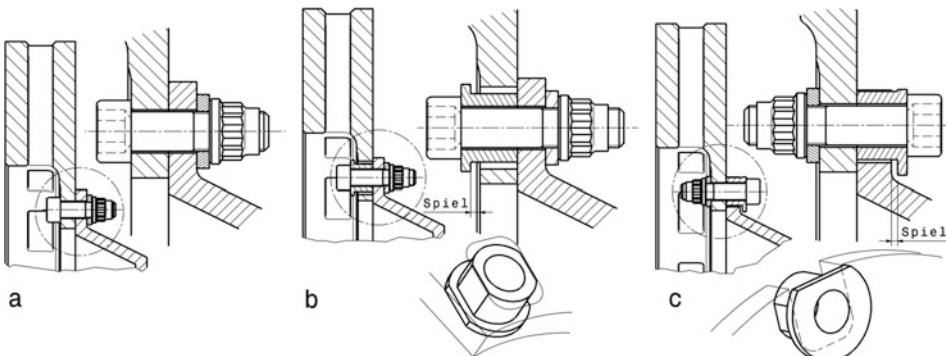


Abb. 6.56 Arten der Bremsscheibenbefestigung

a starr verschraubt, b schwimmende Befestigung mit Buchse in der Scheibe, c schwimmende Befestigung mit Buchse im Topf. Das Spiel führt zum Ausschlagen des Topfes. Dieser muss öfters gewechselt werden als bei (b); dafür können übliche Bremsscheiben (wie unter (a)) eingesetzt werden

Töpfe für innenbelüftete Scheiben sollen keine Erleichterungslöcher aufweisen, weil dadurch mögliche Kühlluft für die Bremsscheibe ungenutzt entweichen kann [12].

Bei schwimmenden Bremsscheiben entsteht ein minimales Axial- und Radialspiel. Das erlaubt der Scheibe und dem Bremsscheibentopf sich in verschiedene Richtungen auszudehnen, was wiederum das Entstehen von Rissen in der Scheibe reduziert. Bei Scheiben über 330 mm Durchmesser ist diese Befestigungsart auf alle Fälle notwendig. Weiters kann

sich die Scheibe zwischen den Belägen einstellen, was den Pedalweg verkleinern und den Einsatz eines kleineren Hauptbremszylinders ermöglichen kann [9].

Der Rundlauf der Bremsscheibe muss in jedem Fall kleiner als 0,15 mm sein. Bei schwimmender Lagerung soll die Scheibe axial 0,15 bis 0,2 und radial 0,05 bis 0,1 mm Luft zum Topf haben [6]. Bei fester Lagerung der Scheibe unterstützt eine leichte Planlaufabweichung von 0,05 mm das Zurückstellen der Bremsbeläge.

Die Verschraubung erfolgt meist mit 8 bis 12 1/4" UNF-Schrauben bzw. M6-Schrauben.

Diese Scheibe wird an einen Topf aus Aluminium angeschraubt (siehe Abb. 6.57)

Werkstoffe

Die Wahl des Werkstoffs hängt neben dem Werkstoff des Reibbelags von seinen Eigenschaften ab. Folgende Werkstoffe werden für Bremsscheiben eingesetzt:

- Grauguss: EN-GJL-150 (war GG 15), EN-GJL-250 (war GG 25)
- Sphäroguss: EN-GJS-600-3 (war GGG-60), EN-GJS-700-2 (war GGG-70)
- Keramik mit siliziumkarbidhaltiger Matrix C/SiC (kohlenstofffaserverstärktes Siliziumkarbid) aus der Gruppe Karbon-Keramik (CMC – *Ceramic Matrix Composite* Keramikmatrix-Verbundwerkstoff)
- CFC (kohlenstofffaserverstärkter Kohlenstoff) bzw. *CFRC* (*carbon fibre reinforced carbon*), bzw. CC (Karbon-Karbon): Karbonbremsscheibe, Abb. 6.57 und 6.58.

Tab. 6.11 stellt die Eigenschaften einiger gängiger Werkstoffe gegenüber.

Der Preis eines Satzes Karbonsscheibe plus Beläge liegt etwa zehnfach höher im Vergleich zu konventionellen Werkstoffen.

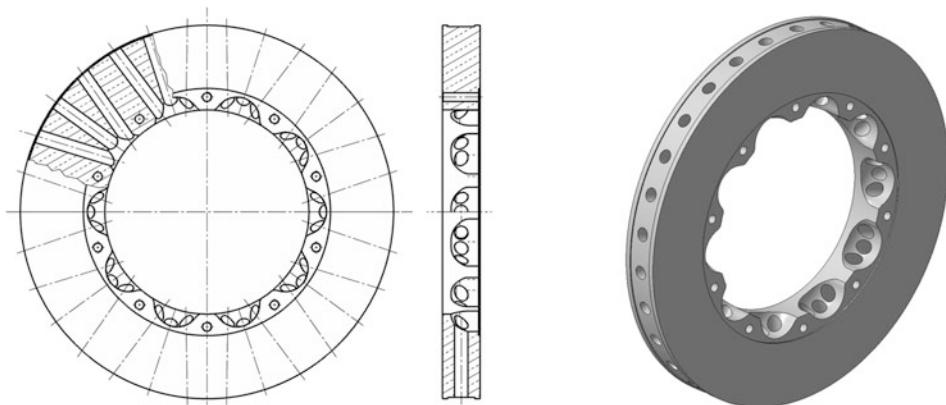


Abb. 6.57 Bremsscheibe aus kohlenstofffaserverstärktem Kohlenstoff (CFC)

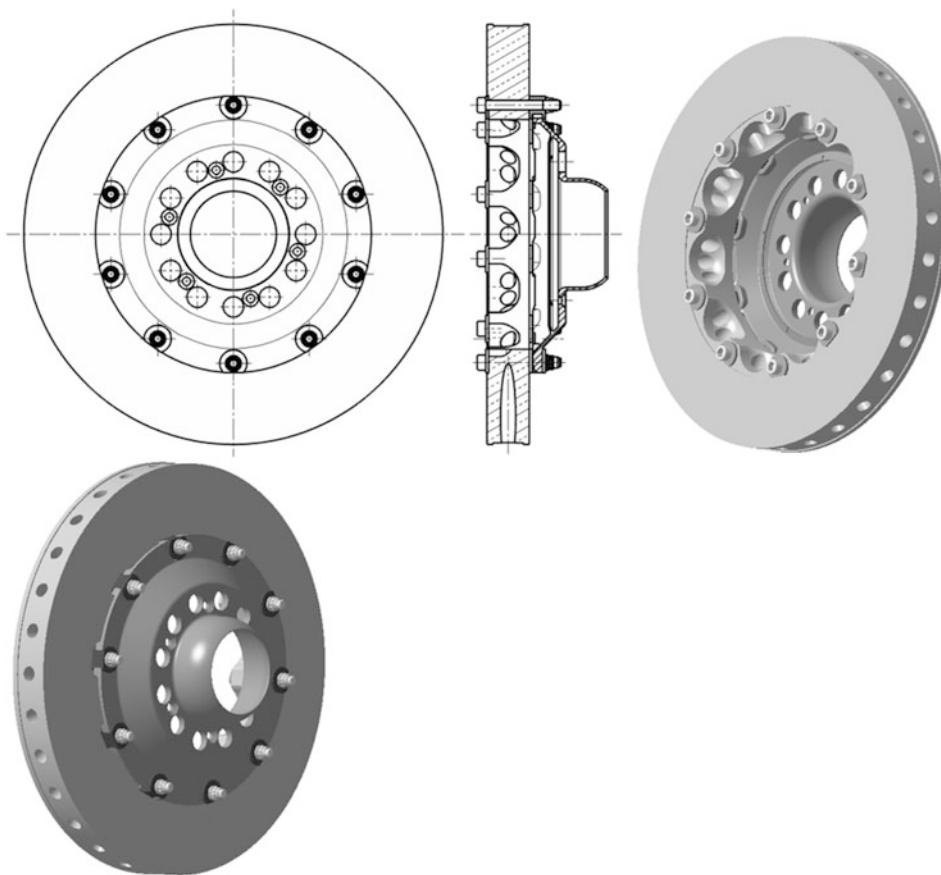


Abb. 6.58 Vollständige Bremsscheibe aus kohlenstofffaserverstärktem Kohlenstoff
Buchsen im Topf stellen die schwimmende Lagerung sicher. Die Scheibe überträgt das
Bremsmoment mit den Bohrungen im Topf über Mitnehmerbolzen direkt auf das Rad. Zwischen
Topfverschraubung und Scheibe kann Luft zur Kühlung dieser Scheibenseite durchstreichen

Tab. 6.11 Werkstoffvergleich für Bremsscheiben [16]

	Grauguss	Stahl	faserverstärkter Kohlenstoff CC	Karbon- Keramik CMC
Wärmeleitfähigkeit, W/(m K)	50	46–50	50–75	25–50
Therm. Ausdehnungskoeffizient (20–300 °C), 1/K	$18 \cdot 10^{-6}$	$15,1 \cdot 10^{-6}$	$2,6 \cdot 10^{-6}$	–
Spezifische Wärmekapazität, J/(kg K)	650	540	1200–1300	–
Max. Auslegungstemperatur, °C	600	1150	1000	–
Dichte, g/cm ³	7,1	7,85	1,7–1,8	2,1–2,3
mittlerer Reibungskoeffizient μ , -	0,45	0,11–0,35	0,55	$f(t)$

Man erkennt als gravierenden Nachteil von Grauguss das über viermal höhere spezifische Gewicht und den großen thermischen Ausdehnungskoeffizienten. Das bedeutet die Scheibe dehnt sich beim Abbremsen aus hoher Geschwindigkeit aus und verzieht sich, wenn sie nicht entsprechend biegeweich gestaltet oder ausdehnungsgerecht gelagert ist, oder es bilden sich Risse.

Im Gegensatz zu Karbonkeramik-Bremsscheiben (CMC) ist jene aus Karbon-Karbon (CFC) ausschließlich für den Rennsport geeignet. Die Gründe hierfür sind [18]:

- ein temperaturabhängiger Reibwert, der zu schlechtem Kaltbremsverhalten führt
- hoher Verschleiß bei niedrigen Temperaturen und kleinen Anpressdrücken
- sehr hohe Werkstoffkosten wegen energieintensiver Herstellung.

Einsatzhinweise Application Notice

Bremsscheiben sollten regelmäßig auf Rissbildung überprüft werden. Neue Bremsscheiben sollen vor der ersten Belastung mindestens 15 km eingefahren werden.

Die Lebensdauer der Grauguss-Bremsscheiben liegt im Rennsport bei etwa 650 bis 1000 km [15]. Häufige Temperaturwechsel setzen die Lebensdauer herab. Die Rotationsdrehzahlen sollen $3000\text{--}3500 \text{ min}^{-1}$ bei Grauguss-Scheiben nicht überschreiten.

Bauteile für Bremsenkühlung Parts for Brake Cooling

Bremsen wandeln den Großteil der kinetischen Energie in Wärme um. Die Abfuhr dieser Wärme erfolgt bei Rennfahrzeugen (mit wenigen Ausnahmen) ausschließlich durch Luft. Dabei reicht im allgemeinen Konvektion allein nicht aus, sondern es ist Zwangskühlung erforderlich. Konvektion und Strahlung zur Wärmeabfuhr genügen bei sprintartigen Bewerben (Qualifying, Bergrennen,...). Die Gestaltung der Kühlluftzufuhr hängt von der Bremsscheibenbauart ab. Bei massiven Scheiben führt ein Schacht Luft zu beiden Reibflächen, Abb. 6.59. Die auflaufende Kante des Schachts muss temperaturbeständig sein und

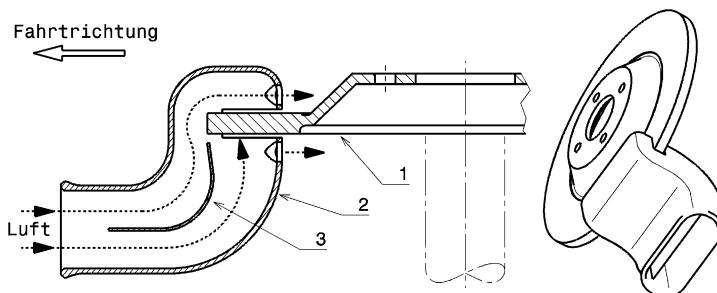


Abb. 6.59 Kühlluftzufuhr bei massiven Bremsscheiben *cooling air feed for solid discs*

1 Bremsscheibe *brake disc*, 2 Luftschaft *brake duct*, 3 Splitter

Ein Luftschaft führt Kühl Luft an die beiden Reibflächen der Bremsscheibe heran. Der Schacht erhält die Luft zwischen Reifen und Wagen. Eine mögliche Antriebswelle ist strichliert dargestellt

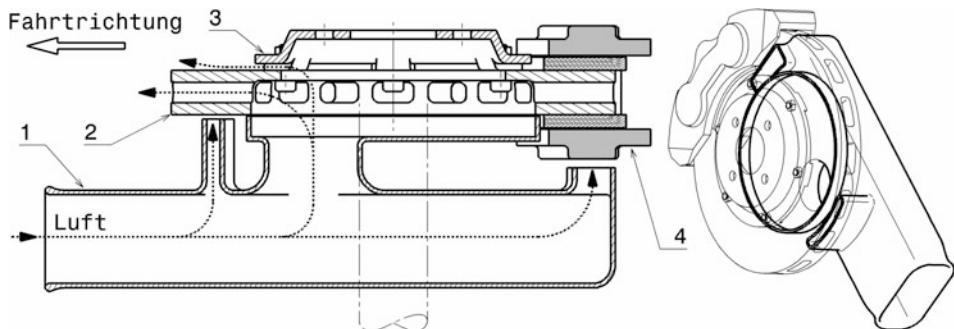


Abb. 6.60 Kühlluftzufuhr bei innenbelüfteten Bremsscheiben *cooling air feed for ventilated discs*
1 Luftschaft duct, 2 Bremsscheibe brake disc, 3 Topf bell, 4 Bremszange brake caliper

möglichst nahe an die Scheibenoberfläche heranreichen (ca. 0,25 mm), damit sie den Großteil der heißen Grenzschicht ablöst [6].

Bei innenbelüfteten Bremsscheiben muss die Luft von innen nach außen durch die Scheibe strömen können. Darüber hinaus kann es auch erforderlich werden, zusätzlich ihre Reibflächen, die Bremszange und die Beläge mit Kühlluft zu versorgen, Abb. 6.60.

Ein zwischen Reifen und Wagen liegender Schacht (1) führt Luft gezielt an die Scheibenreibfläche innen, den Innenbereich des Topfes (3) und an die Bremszange (4) heran. Die Luft durchströmt die Scheibe und ein Teilstrom streicht durch Aussparungen am Topfumfang über die Reibfläche der Bremsscheibe außen. Kühlluft für die Bremsscheibe kann auch durch den Radträger zugeführt werden. Typische Durchlassflächen für Rennbremsen weisen 100 cm^2 auf. 80 % der Luft sollen durch die Bremsscheibenschächte bzw. -bohrungen und je 10 % über die Scheibenbremsflächen geführt werden [12].

Die Gesamtanordnung einer vollständigen Baugruppe zeigt Abb. 6.61 für ein Vorderrad.

In Abb. 6.22 wird der gesamte Luftstrom durch ein Rad dargestellt. Für die Kühlung der Bremse ist neben der Ausbildung der Bremsscheibenkanäle auch die Ventilationswirkung des Rads wichtig, weil sie die erforderliche Druckdifferenz für die Strömung herstellt. Zusätzliche Einbauteile wie beispielsweise Abdeckbleche, die bei Pkw Standard sind, behindern jedenfalls die Durchströmung und verschlechtern damit den Wärmeübergang. Umgekehrt können Luftleitbleche bei Tourenwagen den Lufteintritt vom Radkasten in das Rad fördern.

Ist die Wärmeabfuhr nicht ausreichend, treten Störungen auf:

- Die Bremswirkung lässt (mitunter sogar stark) nach (Fading)
- Deformation der Bremsscheibe
- Risse durch Wärmespannungen in der Bremsscheibe
- Lösen des Bremsbelags von der Trägerplatte (Versagen der Klebeverbindung)

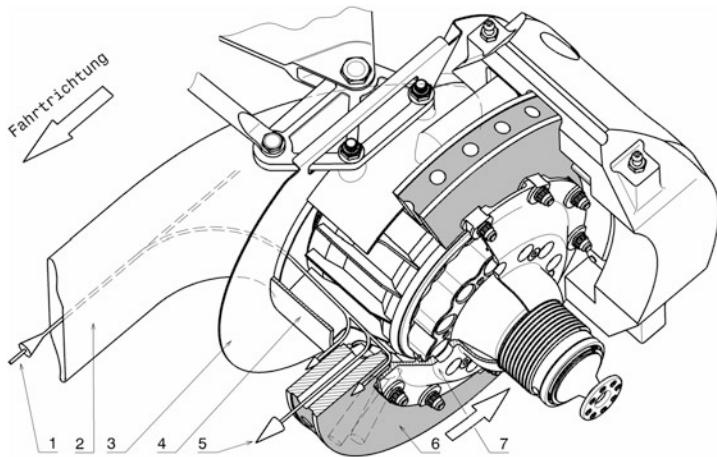


Abb. 6.61 Luftzuführung an Formel-1-Vorderradbremse (links vorne) *cooling air flow of a Formula 1 front brake*

1 Eintritt kühle Luft *cold air in*, 2 Luftpfeilfänger *brake duct scoop*, 3 Stützplatte *backing plate*, 4 Radträger *upright*, 5 Austritt heiße Luft *hot air out*, 6 Bremsscheibe *brake disc*, 7 Scheibentopf *disc bell*

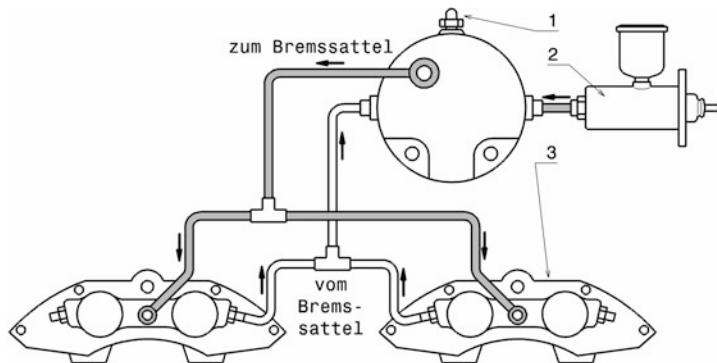


Abb. 6.62 Bremsleitungssystem mit Umlaufventil *recirculating system*

1 Entlüftung *bleeding*, 2 Hauptbremszylinder *brake master cylinder*, 3 Bremssattel *brake caliper*
Der Rücklauf der Bremsflüssigkeit aus den Bremssätteln erfolgt über die Bohrung der Entlüftungsschrauben

- Thermische Schäden umliegender Bauteile (Radlager, Leitungen, Reifen,...)
- Sieden und Dampfblasenbildung der Bremsflüssigkeit
- Geräuscbildung (allerdings in erster Linie nur bei Serienfahrzeugen ein Problem)

Die Geräuscbildung entsteht durch aus den Belägen ausgasender Stoffe, die in die Scheibe diffundieren. Damit das Ausgasen bevorzugt auf die andere Seite hin erfolgt, gibt es

Beläge, die von der Trägerplattenseite her angebohrt sind. Diese Gase können darüber hinaus auch zu Bremsfading führen, in dem sie als Schmierstoff zwischen Bremsscheibe und Belag wirken.

Um eine optimale Wirkung der Bremse zu erzielen, ist es wichtig die richtigen Scheibentemperaturen zu erreichen. Die Temperatur an der Vorderachse liegt in der Regel etwa 100 °C höher als an der Hinterachse. Unterschiedliches Aufheizverhalten kann die Bremskraftaufteilung geringfügig beeinflussen. Links und rechts sollten die Temperaturwerte annähernd gleich sein, wobei je nach Kühlsystem die äußere Scheibenfläche heißer werden kann als die dem Wagen zugewandte. Die maximale Scheibentemperatur hängt sehr stark vom Belagtyp ab. Jede Rennstrecke beansprucht die Bremse unterschiedlich. Daher sollten die Temperaturwerte der Bremsscheiben festgehalten werden. Dies kann mit der Bremsscheibentemperaturfarbe oder mit einem Messgerät (Pyrometer) während des Boxenaufenthaltes geschehen. Ein oftmaliger Wechsel zwischen maximalen und minimalen Temperaturen während eines Rennens verkürzt die Lebensdauer der Scheiben. Grauguss-Bremsscheiben sollten nicht in Temperaturbereichen über 610 °C gefahren werden.

Umlaufventil Recirculating Valve

Zur Kühlung und Entlüftung der Bremsflüssigkeit können Umlaufventile eingesetzt werden, Abb. 6.62. Bei jedem Pedalhub zirkuliert die Bremsflüssigkeit durch das Leitungssystem und aufgetretene Luftblasen werden abgeführt und lokales Sieden wird so verhindert.

6.7 Bremseneinbau Brake Installation

Rennbremssättel sind so gestaltet, dass sie an der Vorder- und Hinterachse verbaut werden können. Will man die Massen möglichst nahe am Gesamtschwerpunkt des Wagens platzieren, so ordnet man die Bremszangen wie in Abb. 6.63 an. Allerdings müssen dazu die Anschlüsse von Verbindungsleitungen und Entlüftungen vertauscht werden.

Bremsscheibe und Bremszange müssen insofern aufeinander abgestimmt sein, als dass ein gewisser Freigang sichergestellt ist, Abb. 6.64.

Der Freigang zwischen Bremsscheibe und Bremssattel soll mindestens 1,8 mm bei Scheiben $\leq \varnothing 280$ mm und mindestens 2,5 mm bei größeren Scheiben betragen

Radial verschraubte Bremssättel ermöglichen eine gewisse Einstellung durch Zwischenlegen von Scheiben

Die Bremse kann im Rad (außen liegende Bremse) oder rahmenseitig untergebracht werden. Die Außenbordbremse hat den Vorteil, dass der Luftstrom um den Wagen nicht beeinflusst wird, was besonders im Heck von Einsitzern von Bedeutung ist (flaschenhalsförmiger Einzug¹⁰).

¹⁰Siehe Handbuch Rennwagentechnik, Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 5 *Aerodynamik*, Abb. 5.15.

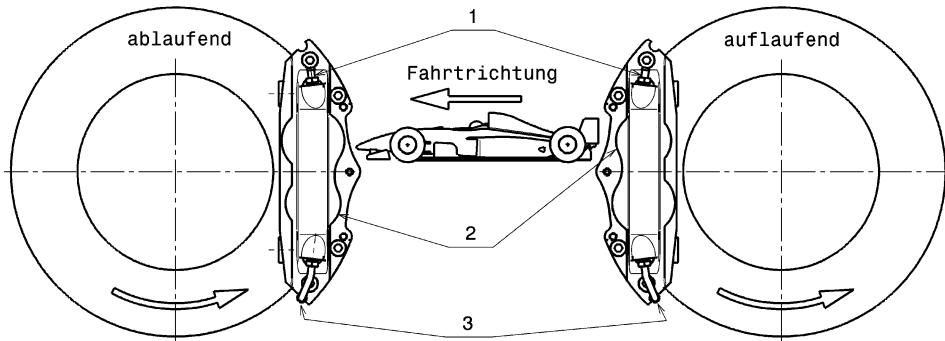


Abb. 6.63 Anordnung der Bremssättel bei einem Rennfahrzeug *trailing/ leading caliper*
1 Entlüftungsschrauben möglichst hoch anordnen, **2** Bremsscheibe läuft an kleinen Bremskolben zuerst vorbei (bei Mehrkolbenausführungen) zur Vermeidung von Stick-Slip-Effekten am Bremsbelag, **3** Verbindungsleitungen unten anordnen

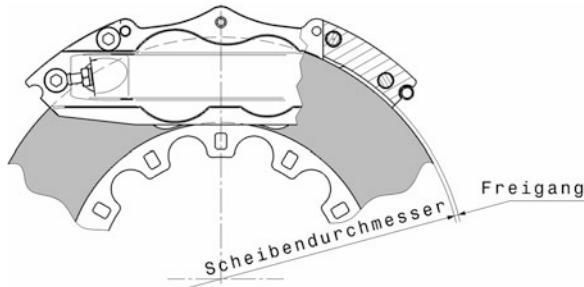


Abb. 6.64 Bremsscheibenfreigang *disc pathway clearance*

Die innen liegende Bremse reduziert die so genannten ungefederten Massen, überträgt die Bremsabstützkräfte direkt auf den Rahmen und entlastet so Fahrwerksteile. Bei nicht-angetriebenen **Achsen** ist jedoch zusätzlich eine Bremswelle erforderlich. Das macht zumindest einen Teil der genannten Vorteile zunichte und erhöht den Teileaufwand.

Abb. 6.65 liefert einen Gesamtüberblick einer typischen Bremsanlage eines Rennfahrzeugs.

Die begrenzende Umgebung für die Radbremse stellen das Rad (Felgeninnenkontur) und der Radträger dar. Für eine möglichst große Bremsscheibe sind daher ein großes Rad und eine kompakte Radlagerung von Vorteil. Eine große Einpresstiefe des Rads gestattet den Einbau von Festsattelbremsen, Abb. 6.66.

6.8 Auslegungskriterien von Bremsanlagen *Dimensioning Criterions*

Wesentliche fahrzeugbezogene Auslegungskriterien sind:

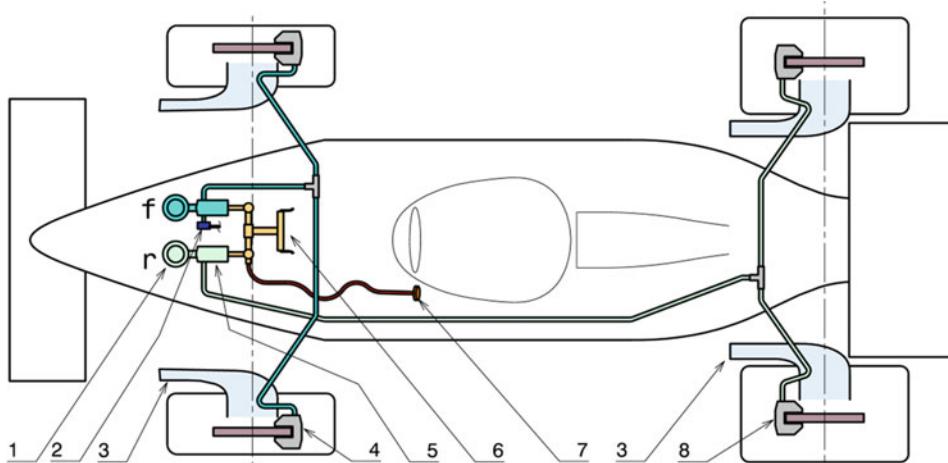


Abb. 6.65 Bremsanlage an einem Rennwagen

1 Bremsflüssigkeitsbehälter *brake fluid reservoir*, 2 Bremslichtschalter *brake light switch*, 3 vordere und hintere Kühlluftkanäle *front and rear brakes air ducts*, 4 Bremszangen vorn *front calipers*, 5 Hauptbremszylinder vorn (f) und hinten (r) *front and rear brake master cylinder*, 6 Bremspedal *brake pedal*, 7 Verstellknobel Bremskraftaufteilung *adjustable brake balance knob*, 8 Bremszangen hinten *rear calipers*

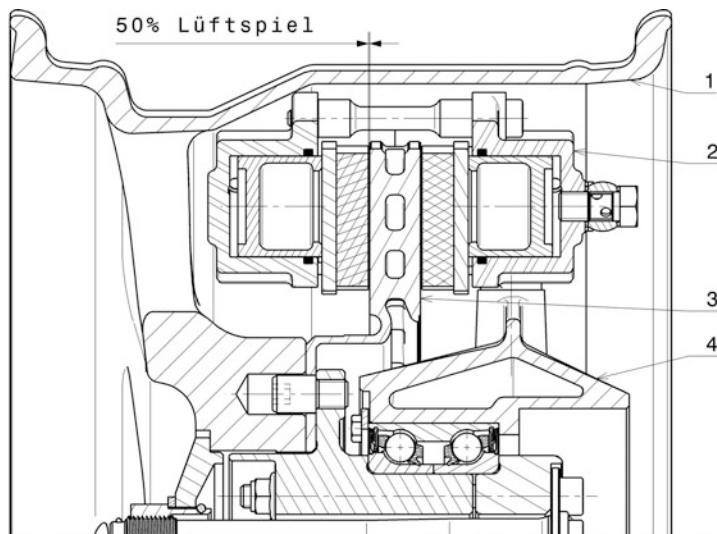


Abb. 6.66 Bremssattelinbau im Rad (Formel Renault 2000 Vorderachse)

1 Rad, 2 Bremssattel, radial am Radträger verschraubt, 3 Bremsscheibe, innenbelüftet, 4 Radträger

- Gesetzliche Bestimmungen hinsichtlich blockierfreier Mindestabbremsung und Blockierreihenfolge
- Beladungszustände
- Einfluss von Bremsenfading
- Motorbremsmoment
- Bremskreisausfall
- Bremskraftverteiler (falls vorhanden)
- Retarder bzw. Rekuperation (falls vorhanden).

Die aggregatbezogene Auslegung befasst sich vor allem mit der Dimensionierung von Radbremsen und Betätigungsseinrichtungen. Auslegungskriterien für die Radbremsen sind:

- Bremsenbauart (Scheiben-, Trommelbremse)
- Standfestigkeit (Verschleiß, Beanspruchung)
- vorhandener Einbauraum
- zulässiges Druckniveau
- Steifigkeit (Volumenaufnahme der Bremsflüssigkeit bei hydraulischen Bremsen).

Auslegungskriterien für die Betätigungsseinrichtung schließlich sind:

- Pedalweg und Pedalkraft bei normalen Bremsbetätigungen, Vollbremsungen und bei Ausfall eines Bremskreises oder des Bremskraftverstärkers.
- Komfortansprüche
- Einbauraum
- Kombination mit Systemen für die Bremskraftregelung.

6.9 Normen Standards

Bremsanlagen sind sicherheitsrelevant. Es existieren daher zahlreiche Normen, die nachstehend angeführt sind, weil sie bewährte Elemente und Systeme darstellen.

DIN ISO 611	Bremsung von Kraftfahrzeugen und deren Anhängefahrzeugen, Begriffe
DIN 70 024 Teil 3	Begriffe für Einzelteile von Kraftfahrzeugen und deren Anhängefahrzeugen, Bremsausrüstung
Beiblatt zu DIN 70 024	Übersetzungen der Begriffe von DIN 70 024 in Englisch, Französisch und Italienisch
DIN 72 571	Befestigungsschellen, einseitige Befestigung
DIN 72 573	Befestigungsschellen, zweiseitige Befestigung
DIN 74 000	Zweikreisbremsanlagen, Kurzzeichen
DIN 74 200	Zylinder, hydraulische Bremsanlagen

(Fortsetzung)

DIN 74 225	Bremsschlauchleitungen, Halter
DIN 74 233	Bremsrohrarmaturen, Überwurfschrauben
DIN 74 234	Bremsrohre, Bördel
DIN 74 235	Bremsanlage, Gewindelöcher

Literatur

1. Wright, P.: Formula 1 Technology, 1. Aufl. SAE, Warrendale (2001)
2. Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau, 14. Aufl. Springer, Berlin (1981)
3. Hamm, G. et al.: Tabellenbuch Fahrzeugtechnik. Holland+Josenhans, Stuttgart (1997)
4. Hoepke, E. (Hrsg.): Nutzfahrzeugtechnik. Springer Vieweg, Wiesbaden (2000)
5. Braess, H.-H., Seiffert, U.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 4. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2005)
6. Smith, C.: Prepare to Win, 1. Aufl. Aero Publishers, Inc, Fallbrook (1975)
7. Breuer B.: Skriptum zur Vorlesung Motorräder. TH Darmstadt, Darmstadt 1985
8. Wright, P.: Ferrari Formula 1. Under the Skin of the Championship-winning F1-2000, 1. Aufl. David Bull Publishing, Phoenix (2003)
9. N.N.: The Competition Catalogue. Coventry: AP Racing, publication ref. P02.002/01
10. N.N.: Motorcycle Catalogue. Coventry: AP Racing, publication ref. P4.005/00
11. N.N.: 2001/2 Motorcycle Catalogue Supplement. Coventry: AP Racing, publication ref. P4.006/01
12. N.N.: Brake Disc Catalogue. Coventry: AP Racing, publication ref. P09.004/03
13. McBeath, S.: Competition Car Preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
14. Piola, G.: Formel 1. Copress, München (2001)
15. Incandela S.: The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)
16. Breuer, B., Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch, Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahr-dynamik, 4. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2012)
17. Tremayne, D.: Formel 1 Technik unter der Lupe, 1. Aufl. Motorbuch, Stuttgart (2001)
18. Albers, A., Arslan, A., Herbst, D.: Keramik für den Einsatz in Bremsen und Kupplungen. ATZ **5**, 414 f (2001)
19. Milliken, W., Milliken, D.: Race Car Vehicle Dynamics, 1. Aufl. SAE Inc, Warrendale (1995)
20. Hucho, W.-H. (Hrsg.): Aerodynamik des Automobils, 5. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2005)
21. Füllgrabe, F.: Neue Konzepte für Leichtbau-Bremsscheiben auf Basis metallischer Werkstoffe. VDI, Düsseldorf (2013)
22. N.N.: AP Racing 2017 Product Catalogue, Coventry. www.apracing.com/Aboutus.aspx?cid=16. Zugegriffen am 21.11.2017 (2017)

Vergleich Serie – Rennsport Comparison Stock – Racing

7



Vergleiche zwischen Serien- und Rennfahrzeugen ziehen sich zwar zur Erhöhung der Anschaulichkeit durch das gesamte Buch, hier sollen aber Gemeinsamkeiten und Unterschiede zusammenfassend kompakt direkt gegenüber gestellt werden. Das sagt über beide Branchen, ihre Arbeitsweisen und Produkte auf wenigen Seiten viel aus.

7.1 Einleitung *Introduction*

Entwicklungen im Motorsport gingen seit jeher wesentlich schneller ihren Weg von der Idee zur Umsetzung als bei Serienentwicklungen. Das ist auch verständlich. Ist eine Idee einmal geboren, muss sie möglichst rasch in einen Vorteil auf der Rennstrecke umgemünzt werden, sonst erledigt dies womöglich die Opposition. Die Ergebnisse der Entwicklungen können verallgemeinernd beschrieben werden als Leistungssteigerung, Effizienzerhöhung, Gewichtsreduktion, Zuverlässigkeitsssteigerung und Vereinfachung in der Handhabung. Also allesamt Errungenschaften, die auch bei Serienfahrzeugen durchaus willkommen

sind. So stammen auch zahlreiche Innovationen moderner Pkw aus dem Rennsport. Die Entwicklungsergebnisse flossen aus dem Sport in die Serienfahrzeuge ein (Scheibenbremse, Vierventilmotoren, Direkteinspritzung, Leichtmetallräder, Doppelkupplungsgetriebe, Verbundwerkstoffe, ...). Inzwischen haben sich die Rollen jedoch teilweise geändert. Mittlerweile dient die Rennstrecke den Entwicklungsabteilungen großer Unternehmen als unbürokratisches Testlabor für die Vorentwicklung. So z. B. wenn es um die Praxiserprobung von neuen Werkstoffen oder extremen Auslegungen von Bauteilen geht. Und wenn die Entwicklung erfolgreich verläuft, wird das auch noch gebührend vermarktet. So gesehen, hat sich aus der Sicht der Pkw-Hersteller gar nichts geändert: Rennerfolge bringen Verkaufserfolge.

7.2 Entwicklungsablauf *Development Process*

Die Konstruktion und Bau eines F1-Wagens nehmen etwa 5 Monate in Anspruch. Je nach Team sind dabei um 300 Ingenieure beschäftigt. An einem Serien-Pkw arbeiten Tausende etwa 4 bis 5 Jahre. Das mag auf den ersten Blick erstaunlich anmuten. Tatsächlich gibt es aber wesentliche Unterschiede in den Zielen. Der Rennwagen muss dem Reglement genügen und rechtzeitig – zum Beginn der Saison – fertig sein. Ein Pkw hat zwar genauso einen Fertigstellungstermin. Dieser ist jedoch selbst gesetzt und kann (und wird auch) bei Bedarf verschoben werden. Rund 15 000 Einzelforderungen stehen im Pflichtenheft eines Pkw, die nicht nur erfüllt werden müssen, sondern vom Gesetzgeber oder vom Hersteller selbst penibel überprüft werden. Ein großer Teil der Entwicklungszeit wird für die Optimierung der Produktion in hoher Qualität trotz großer Stückzahl aufgewandt. Nur so kann ein erschwinglicher Kaufpreis sichergestellt werden.

Das Wettbewerbsfahrzeug hat EIN übergeordnetes Ziel, nämlich der Konkurrenz überlegen zu sein und Rennen zu gewinnen. Pkw sollen in großer Zahl Käufer finden, damit sich die immensen Investitionen lohnen. Sie müssen somit den Bedürfnissen des Marktes angepasst sein und den (zukünftigen) Publikumsgeschmack treffen.

Einen direkten, belastbaren Vergleich zwischen Serien- und Motorsportentwicklung bieten Unternehmen, die beides durchführen. Als Beispiel möge der zeitliche Ablauf der Motorenentwicklung für die Serienfahrzeuge und die Formel-1-Wagen von Ferrari dienen, Abb. 7.1. Während in der Serie ein Motor in 42 Monaten vom Konzept zum produzierbaren Aggregat reift, durchlebt die Rennsportabteilung drei volle Rennsaisonen. Sie konstruiert, baut und entwickelt nicht nur neue Motoren für jede Saison, sondert verbessert diese noch ständig während der Saison um mit den Gegnern Schritt zu halten oder diese im Idealfall zu übertrumpfen.

Wenn auch daher die Abläufe der Entwicklungen unterschiedlich sind, ein Umstand ist (mittlerweile) gleich: Die Konstruktion der Fahrzeuge erfolgt von außen nach innen. Die Designabteilung gibt basierend auf Marktanalysen, Trendforschungsergebnissen, strategischen Produktvorgaben usw. Größe, äußere Form und Aussehen des neuen Wagens vor. Aufgabe der Konstruktion ist es nun, sämtliche erforderlichen und gewünschten Baugrup-

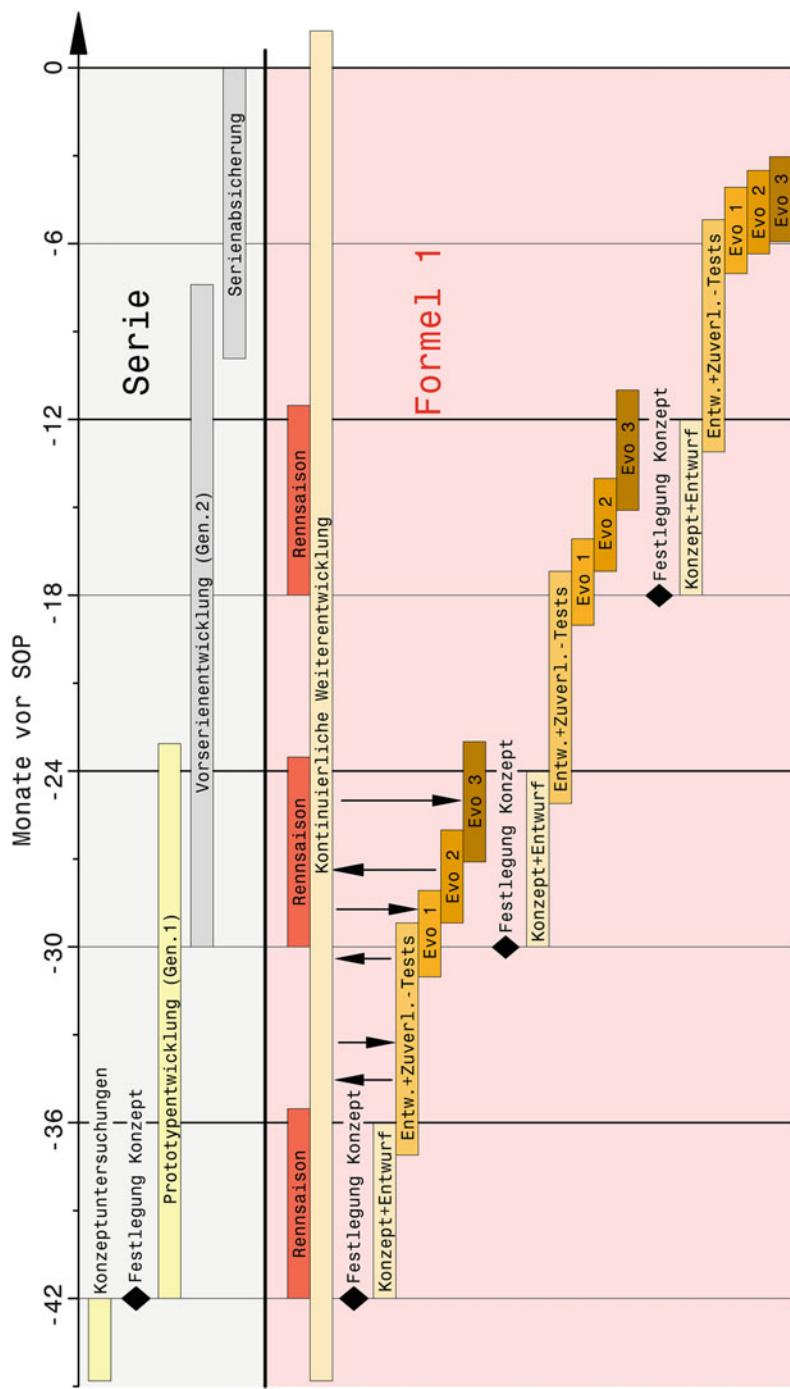


Abb. 7.1 Vergleich der Ablaufpläne der Motorentwicklung von Ferrari, nach [1]
Zeitlicher Ablauf der Motorenentwicklung in der Serie (oben) und des Formel-1-Teams (unten). Ausgangspunkt ist der Produktionsstart (Start of Production – SOP) des Serienaggregats
Abkürzungen: Gen. 1: Generation 1, Entw.+Zuverl.-Tests: Entwicklung und Zuverlässigkeitstests, Evo 1: Evolutionsstufe 1

pen und Komponenten darin unterzubringen. Bei Rennfahrzeugen läuft dies insofern genau gleich ab, als dass die Aerodynamikabteilung die Gestalt und damit die gewünschte Luft-Um- und -durchströmung des Wagens basierend auf CFD-Berechnungen¹ und Windkanal-Modellvoruntersuchungen vorgibt und alle anderen Entwicklungseinheiten müssen sich diesen Vorgaben unterordnen.

Oft wird die Frage im Zuge einer Debatte um das Profitieren eines Rennsportengagements gestellt, welche Teile oder Baugruppen von einem Renn- in ein Serienfahrzeug eingeflossen sind. Dabei muss es sich bei der Antwort darauf nicht um Bauteile handeln. Es werden auch Entwicklungswerkzeuge und Versuchsmethoden vorteilhaft übernommen wie etwa in [2] berichtet wird.

7.3 Entwicklungsziele *Development Goals*

Wesentliche Unterschiede finden sich wie erwähnt bei den Entwicklungszielen. Ziele werden von den Anforderungen abgeleitet. Beim Pkw stammen diese hauptsächlich vom Gesetzgeber (teilweise widersprüchlich aus unterschiedlichen Staaten), vom Management, von der Produktplanung und vom Kundendienst.

Der Gesetzgeber limitiert Emissionen (Abgas, Verdunstungen, Lärm), legt Maximalabmessungen und Maximalmassen fest, gibt Sicherheitsstandards zur Unfallvermeidung sowie Unfallfolgenminderung vor, schränkt die Verwendung gesundheitlich bedenklicher Stoffe ein, reguliert die eindeutige Kennzeichnung von Teilen sowie Fahrzeugen und kümmert sich um ein geordnetes, ressourcenschonendes Vorgehen am Ende der Lebensdauer des Pkw.

Das Management positioniert den Wagen für bestimmte Märkte mit bestimmten Attributen und geplanten Absatzzahlen. Darüber hinaus werden kostensenkende Synergien mit anderen im Unternehmen vorhandenen Modellen und die Verwendung bestimmter Fertigungseinrichtungen gefordert. Eine Ziel-Lebensdauer muss trotz schwer vorhersehbarer Einsatzbedingungen (Sommer/Winter, Regen/Schnee, Kurzstrecke, Schlechtweg, Autobahn, überladen, garagengepflegt, Fahrstil, ...) für Berechnung und Erprobung festgelegt werden.

Die Produktplanung wirkt als die Stimme des Endkunden und verlangt Ergonomie, Komfort, praktische Zusatzfunktionen, die Berücksichtigung zukünftiger gesetzlicher bzw. gesellschaftlicher Trends und will das neue Modell gegenüber dem Vorgänger subtil abheben.

Der Kundendienst denkt an Inspektion, Wartung und Instandsetzung von sämtlichen Baugruppen und Komponenten. Er lehnt exotische Werk- und Betriebsstoffe ebenso ab, wie das Einführen von neuen Sonderwerkzeugen.

¹Computational Fluid Dynamics. Numerische Strömungssimulationen an einem 2D- oder 3D-Computermodell.

Rennfahrzeuge müssen einzig den Regularien der maßgebenden Sportbehörde und den Vorgaben des Managements genügen. In Einzelfällen wird auch der Hauptsponsor bzw. Käufer seine Forderungen und Wünsche deponieren. Die Werkstoffwahl wird nur vom Reglement und von der zeitlichen Verfügbarkeit beschränkt.

Allgemein lässt sich feststellen, dass Ziele und Methoden von Serien- und Rennsport-Entwicklungen einander annähern, wenn die geplante Fertigungsstückzahl und der Benutzungszeitraum von Rennfahrzeugen zunehmen. Ein gutes Beispiel hierfür sind Formel-3-Wagen. Die Fahrzeuge werden zwar für eine bestimmte Serie, aber für unbekannte Kunden konstruiert und für mindestens 3 Jahre gebaut. Kundengeschmack, Kosten und Ersatzteilversorgung werden so bedeutende Themen bei der Konzeptionierung.

7.4 Forschung und Entwicklung (F&E) Research and Development (R&D)

Kontinuierliche Weiterentwicklungen sind – wenn auch nicht aus den gleichen Gründen – bei beiden betrachteten Lagern erforderlich. Die dafür notwendigen finanziellen Mittel müssen erwirtschaftet werden. 25 % des Umsatzes eines Renntteams fließen in F&E-Aufwendungen zurück. Die Automobilindustrie zweigt dafür nur 6 % ab [3]. Ein Rennfahrzeug wird in dem Sinn auch nie fertig, sondern unterliegt ständigen Verbesserungen, die durch eigene Forschungen oder von den gegnerischen Lösungen „inspirierten“ Ideen genährt werden. Im Vergleich zur Autoindustrie ist ein Wettbewerbsfahrzeug ein Dauerprototyp.

Mit dem Veröffentlichen von Forschungsergebnissen oder wesentlichen Erkenntnissen geht man im Rennsport traditionell äußerst knausig um. Man versucht sogar im Gegenteil gefundene Lösungen möglichst lange geheim zu halten. Versprechen sie doch einen Vorteil gegenüber den Gegnern im Rennen. Nicht selten haben tatsächlich ausgeklügelte Innovationen ganze Weltmeisterschaften entschieden. Beispielsweise war Lotus der glückliche Entdecker der Flügelautos mit Nutzung des Bodeneffekts. Williams entwickelte eine aktive Radaufhängung, die die aerodynamischen Effekte noch umfassender wirken ließen. McLaren profitierte vom Monocoque aus Faserverbundwerkstoff. Ferrari dominierte Rennen mit einem halb automatischen Getriebe. Renault führten nicht zuletzt Schwingungstilger (*mass damper*) an beiden Achsen zum Titel. Der Doppeldiffusor war die gefinkelte Ausnutzung eines Schlupfloches im Reglement, die Brawn GP zu Lorbeeren verhalf. Und damit sind erst einige Fälle chronologisch aufgezählt.

Die Geschichte bietet aber auch umgekehrte Fälle, also solche, bei denen ein Team eine fremde Innovationen erfolgreich nutzen konnte. Als wohl berühmtestes Beispiel kommt der Abgasturbolader in den Sinn, den zwar Renault einföhrte und jahrelang entwickelte, aber letztlich waren es Honda-Motoren, die aufgeladen mehrfache WM-Titel einfuhren.

Die Angst, dass eigene Ideen von anderen schneller oder gar erfolgreicher umgesetzt werden können, ist also nicht unberechtigt. Geheimhaltung, Schutz vor Industriespionage und Abschottung der Entwicklungsabteilungen sind wichtige strategische Maßnahmen, die

den Alltag der Betroffenen prägen. Da gibt es keine großen Unterschiede bei Denkweisen, Vorschriften, Verträgen und Lieferbedingungen zwischen Rennsport- und Serienentwicklung. Die Ziele sind ja auch im Grunde dieselben: Niemand soll von bahnbrechenden Schöpfungen etwas erfahren, bevor diese ins Rennen gehen oder im neuen Modell angeboten werden, schon gar nicht die direkten Gegner bzw. die Konkurrenz.

Diese allgegenwärtige Angst treibt mitunter seltsame Blüten und erschwert die Zusammenarbeit mit Entwicklungsdienstleistern, Zulieferern und externen Fertigern. Vor allem der Wechsel von Fahrern und Mitarbeitern wird mit großem Argwohn behandelt. Gelöst wird dies unter anderem so, dass der einzelne nur Zugang zu sehr speziellem Wissen erhält und das große Ganze nicht überblickt. Vorbei sind die Zeiten als eine Handvoll Ingenieure einen kompletten Wagen samt Motor konstruiert und entwickelt hat. Die fünfköpfige Technikergruppe der Formel-1-Teams der 1980er-Jahre ist heute angewachsen auf über 200 Ingenieure. Der Entwickler der Bremszange hat keine Ahnung, was seine Kollegen beim Verbessern der Lenkung beschäftigt. Und Fahrer werden ohnedies nicht in die „unter der Haube“ liegenden technischen Details eingeweiht. Wozu denn auch? Sie müssen wissen, welcher Schalter welche Funktion aktiviert, und sich im Wortsinn auf die Strecke konzentrieren.

Einen großen Nachteil in dem Zusammenhang müssen Renntteams in Kauf nehmen. Genauso wie Erfolge publikumswirksam zelebriert werden können, bleiben der Öffentlichkeit auch Misserfolge nicht verborgen. Manche Fehlentwicklung von Pkw-Herstellern hat die Presse aus gutem Grund jedoch nie gesehen.

7.5 Kosten Costs

Wenn auch die Kosten bei Pkw ganz oben in der Prioritätenliste zu finden sind, heißt das nicht, dass sie im Motorsport keine Rolle spielen. Im Gegenteil: In zahlreichen Rennserien wurden die Kosten im Laufe des „Wettrüstens“ der Teilnehmer ein unüberwindbares finanzielles Problem und führten zum Ende dieser Veranstaltungsreihe. Vor diesem Phänomen sind auch die obersten Ligen im Motorsport keineswegs gefeit. Reglementscreiber blicken daher aus gutem Grund beim regelmäßigen Anpassen des Regelbuches auch auf die Kostenseite. Besonders kostengetriebene Rennserien sind beispielsweise GT3 und GT4. Von GT3-Fahrzeugen wird erwartet, dass sie etwa 6000 km im Renneinsatz ohne Teiletausch unterwegs sein können. In der GT4 liegt dieser Wert sogar bei 10 000 km oder ein Jahr. Serienfahrzeuge fahren in 10 bis 15 Jahren rund 250 000 km (einige Verschleißteile wie Reifen, Bremsbeläge, Bremsscheiben, Abgasanlagen, Zahnrämen usw. werden dabei natürlich ausgetauscht).

Kosten werden aber auch im professionellen Rennsport durch steigende Ansprüche, aufwändiger Entwicklung und Internationalisierung der Serie zu einem Problem. Die Geschichte zeugt von einigen prominenten Beispielen wo genau eine solche Entwicklung Reglementänderungen erzwungen oder gar das Ende der Serie bedeutet hat.

Die Ansprüche der Kunden steigen. Was gestern noch eine Sensation in der Oberklasse war, wird heute im Kleinwagensegment stillschweigend erwartet. Die Pkw müssen wartungsarm bei großen Serviceintervallen sein. Lange vorbei sind die Zeiten als nach 5000 km das Ventilspiel eingestellt werden musste oder im Winter einer Kühlermaske mit klappbaren Elementen dazu diente, den Kühllufteneintritt teilweise abzuschotten, damit die Motoren (schneller) warm wurden. Selbst Reifenpannen werden kaum akzeptiert und der Durchschnittskunde will zumindest ohne sich die Hände schmutzig zu machen bis zur nächsten Werkstatt fahren können. Sensoren die den Innendruck der Reifen während der Fahrt laufend an den Bordrechner melden können, haben sich dabei sowohl in der Serie als auch im Rennsport bewährt. Freilich war für einen flächendeckenden Einsatz beim Pkw der Druck des Gesetzgebers erforderlich. Für den Renningenieur sind die aktuellen Werte von Reifendruck und –temperatur eine wertvolle Information, die das Reifenverhalten und damit das Fahrverhalten des Fahrzeugs bestimmen lassen. Über den Rennverlauf kristallisiert sich die Entwicklung der Reifen heraus und es lassen sich Maßnahmen zur Beeinflussung von Traktion und Haltbarkeit ableiten. Als ideal stellten sich Sensoren heraus, die direkt auf dem Reifeninnerliner anstelle an der üblichen Felgenposition sitzen. Sie zeigen die Temperatur nahe dem Laufstreifen an und liefern annähernd den tatsächlichen Innendruck. Die Werte der Druckaufnehmer auf der Felge müssen mit deren Temperatur kompensiert werden. Weil die Temperatur der Felge beim kräftigen Bremsen deutlich rascher ansteigt als die der Luft im Reifen, kommt es mitunter zu Überkompensation und in Folge zu nervenden Fehlalarmen, indem der isochorenkompensierte Kaltdruck unter die Warnschwelle fällt [4].

Im Serienfahrzeugbau wird aus Kosten- und Logistikgründen angestrebt, dass die (Ersatz)teile für unterschiedliche Ausführungen einer Type gleich sind. Das kann dazu führen, dass die Teile für die stärkste Variante unter- und für die schwächste Variante überdimensioniert sind. Ein ähnliches Dilemma kennen Rallye-Teams, die es gewohnt sind, bei den Bewerben (unter den widrigsten Bedingungen) die Fahrzeuge zu warten und auch nach Schäden wieder flott zu kriegen. Je weniger Teile mitgenommen werden müssen, desto besser. Als konkretes Beispiel seien die Radträger genannt. Sie sind so gestaltet, dass eine Ausführung bei allen vier Rädern verbaut werden kann. Ähnliches gilt für Sonderwerkzeuge. Das ist übrigens auch ein Wunsch, der vom Kundendienst an die Serienkonstrukteure herangetragen wird. Das Einstellen und Montieren von Ersatzteilen soll ohne Spezialwerkzeuge erfolgen können. Bei der Serienmontage im Werk nehmen Roboter viele Arbeitsschritte vor und entsprechend zugänglich müssen Montageorte und entsprechend eindeutig müssen Montageteile gestaltet sein. Hier unterscheiden sich Rennsportkonstruktionen. Die gewünschte kompromisslose Funktionserfüllung geht vor. Die Montage erfolgt in jedem Fall von Hand. Zusammenarbeitende Teile – wie Lagerzapfen und Lagerschalen, Kolben und Buchsen, kämmende Zahnräder, Axialscheiben und Gehäuse, Dichtungsinnen- und Kanalinnenkontur – werden zuvor vermessen, klassiert und penibel gepaart. Dabei werden nicht nur Maßtoleranzen, sondern auch Masse- und Ober-

flächentoleranzen berücksichtigt. In der Formel 1 werden sogar Schrauben mit auf die Längung² abgestimmter Gewindesteigung eingesetzt.

7.6 Umweltschutz *Environment Protection*

Gerade in einem Bereich, der von vielen Seiten als Hauptargument gegen Motorsport ins Treffen geführt wird, hat sich in den letzten Jahrzehnten Grundsätzliches geändert. Dank Umweltmanagement gilt Motorsport ebenso wie die Umwelttechnik als Schrittmacher für den technischen Fortschritt. Dies trifft insbesondere auf elementare Bereiche zu wie Energieeffizienz, Schadstoffvermeidung, Werkstoffauswahl und Handhabung von Gefahrenstoffen [5]. Basierend auf dem ADAC Umweltplan 2000+ werden in 4 zentralen Handlungsfelder Umweltstrategien erfolgreich umgesetzt: Organisation, Technik, Infrastruktur sowie Forschung und Wissenschaft [5]. Zu dem hier interessierenden Bereich „Technik“ lassen sich Leichtbau, Reifentechnologie, Insassenschutz, alternative Antriebe, Effizienzsteigerung und Verschleißminimierung aufzählen [5]. „Green Racing“ oder „Clean Racing“ heißen die Schlagworte unter denen Hersteller, Teams und Sponsoren sichtbar (und hoffentlich bahnbrechend) nachhaltigen Rennsport betreiben.

Bei Serienfahrzeugen hat sich der Umweltschutzgedanke schon viel früher aufgedrängt. Mit der Massenmotorisierung Mitte des vorigen Jahrhunderts sind Fahrzeuge nicht nur für jedermann erschwinglich sondern durch die große Anzahl eben auch zur Belastung geworden. Verkehrsregeln mussten aufgestellt werden, Verkehrsleiteinrichtungen wurden erforderlich und letzten Endes mussten Abgas- und Lärmemissionen eingeschränkt werden. Das betrifft allerdings nicht nur den Betrieb der Fahrzeuge selbst, sondern auch deren Herstellung und Entsorgung. Bei Rennfahrzeugen stehen Abgase (noch) nicht im Fokus der Reglementsreiber. Und das aus gutem Grund. Die Größenordnungen der Auswirkungen im Vergleich zu Serienfahrzeugen sind völlig verschieden: Bei Großveranstaltungen des DMSB³ gehen rund 95 % der insgesamt zurückgelegten Fahrzeugkilometer auf das Konto der an- und abreisenden Zuschauer, die damit rund 93 % der CO₂-Emissionen beisteuern [5]. Noch deutlicher führt die Auswirkung von Millionen Fahrzeugen gegenüber einigen Hundert folgende Abschätzung vor Augen. Der gesamte Kraftstoffverbrauch im deutschen Motorsport beträgt weniger als 3 % der Verdunstungsverluste beim Parken und Tanken des Pkw-Straßenverkehrs [5]. Dem sei noch hinzugefügt, dass die Gesamtfahrzeugverdunstungsemission von Fahrzeugen mit Ottomotor im Stillstand gesetzlich reglementiert ist und im sogenannten SHED⁴-Test überprüft wird. Nach der

²Bei üblichen Schraubenverbindungen trägt durch die Dehnung des Bolzens und Toleranzen von Bolzen- sowie Muttergewinde beim Vorspannen im Allgemeinen der erste Gewindegang ca. 25 bis 35 % der Last.

³Deutscher Motorsport Bund e. V., für den Motorsport in Deutschland zuständiger Dachverband. Übt die nationale Sporthoheit für den Automobil- und Motorradsport aus.

⁴Sealed Housing for Evaporative Determination: Gasdichter Raum für Verdunstungsbestimmung.

US-amerikanischen Typisierungsvorschrift wird zudem auch noch die Kohlenwasserstoffemission beim Betankungsvorgang⁵ limitiert und überwacht.

Die CO₂-Emission hängt direkt (und linear) mit dem Kraftstoffverbrauch bei kohlenwasserstoffhaltigem Kraftstoff zusammen. Eine gesetzliche Beschränkung des Kraftstoffverbrauchs von Serien-Fahrzeugen und damit des klimaschädlichen CO₂-Ausstoßes macht somit Sinn. Bei Rennfahrzeugen hat eine andere Überlegung die Teams selbst darauf gebracht, möglichst sparsam mit dem flüssigen Energiespeicher umzugehen. Je weniger Kraftstoff ein Wagen für die angepeilte Distanz benötigt, desto kleiner und leichter kann der Kraftstofftank ausfallen. Dadurch weist der Wagen geringere Fahrwiderstände (Masse, Querschnittsfläche) auf und profitiert durch höhere Fahrleistungen und größere Reichweite. Höherer Wirkungsgrad bedeutet im direkten Umkehrschluss geringere Verluste. Diese machen sich bemerkbar durch Bedarf an Wärmeabfuhr und Verschleiß. Gesteigerte Effizienz lohnt unmittelbar durch kleinere Wärmetauscher sowie geschrumpfte Kühlluftkanäle und weniger Kühlmittelbedarf, was wiederum den Luftwiderstand verringert und die Masse reduziert hilft. Verringelter Verschleiß senkt den Bedarf an Schmieröl und an dessen Volumen, dass die Abriebpartikel durch spezielle Additive (Detergenzien und Dispersanten) neutralisieren bzw. in Schwebefestigkeit halten muss. Außerdem kann das Bauteil mit der verschleißenden Oberfläche dünner ausgeführt werden. Es muss ja nun nicht mehr so viel Verschleißvolumen vorgehalten werden, damit die Resttragfähigkeit der betroffenen Bauteilwand groß genug bleibt.

7.7 Technik *Technology*

7.7.1 Rahmen und Karosserie *Frame and Body*

Schon früh in der Entwicklungsgeschichte haben sich die Wege von Serien- und Rennfahrzeugen bei der Rahmenkonstruktion getrennt. Ein Pkw soll Fahrgäste und Gepäck aufnehmen, diese vor Wind und Wetter schützen ... Ein Rennfahrzeug ist überspitzt formuliert ein Motor auf Rädern, der von einer Person, in Ausnahmefällen zwei Personen, an Bord manövriert werden kann. War anfangs der Leiterrahmen Standard bei sämtlichen Fahrzeugen, wurde dieser bei Rennwagen durch Gitterrohrrahmen, Kastenrahmen und letztlich räumliche Schalenstrukturen aus Faserverbundwerkstoff abgelöst. Beim Pkw finden sich diese Lösungen nur in kleinsten Stückzahlen bei Sportwagen, also eine Vorstufe zum reinrassigen, zweckorientierten Rennwagen. Durchgesetzt hat sich für Pkw die selbstragende Stahlkarosserie. Genaugenommen auch eine Schalenstruktur. Auch bei augenscheinlich seriennahen Fahrzeugen wie Rallye und Tourenwagen (DTM, NASCAR) ist das nicht anders. Sie haben zwar eine ähnliche Gestalt, was für den Wiedererkennungswert entscheidend ist, aber unter der Außenhaut steckt eine zum Teil völlig andere Technik.

⁵ORVR: On-Board Refuelling Vapour Recovery, Gasrückführsystem beim Tanken.

Naturgemäß ist der Unterschied zwischen dem Straßenfahrzeug und seinem Pendant auf der Rennstrecke bei GT3- und GT4-Fahrzeugen wesentlich geringer. Wie so oft ist das Ausmaß der Spezialisierung zum Rennfahrzeug ja eine Frage des Geldes. Je kostengünstiger eine Rennserie für die Teilnehmer ausfallen soll, desto geringer darf der Umfang der erlaubten bzw. vorgenommenen Umbauten sein. Hier kommt die wichtige Rolle des Reglements ins Spiel, die Ausrichtung der Rennserie und Chancengleichheit zu wahren.

Zu den zahlreichen Aufgaben der Außenhaut bzw. Karosserie gehört auch Be- und Entlüftung von Fahrzeuggbereichen (Fahrgastzelle bzw. Cockpit, Motorraum, Bremsen, ...) und damit im weitesten Sinne das aerodynamische Verhalten. Während beim Pkw Luftwiderstand, Geräuschbildung, Verschmutzung von Scheiben und Leuchten vordringliche Themen sind, diktiert vor allem bei leistungsstarken Fahrzeugen der Abtrieb die Entwicklung. Das Extrem in dieser Hinsicht bildet die Formel 1, die sogar Fahrwerksauslegungen diesem Thema unterordnet. Beim Pkw genügt, wenn die Form keinen allzu großen Auftrieb generiert; Sportwagen sollen zumindest leichten Abtrieb erzielen. Rennfahrzeugkonstrukteure tun sich auch leichter, sie müssen keine Sichtfelder, Fußgängerschutz, Parkkarambolagen oder Reifenabdeckungen berücksichtigen, sondern können – unter Bedachtnahme des Reglements – Flügel, Kamine, Abweiserplatten, Splitter, Spoiler, Wirbelgeneratoren usw. nach rein technischen Gesichtspunkten am Fahrzeug platzieren.

7.7.2 Motor Engine

Die Hauptunterschiede beim Verbrennungsmotor ergeben sich aus der Anforderungsliste. Pkw-Motoren sollen bei jeder Jahreszeit, unabhängig von vorhergehendem Betrieb einfach zu starten sein, geräuscharm arbeiten, geringen Schadstoffausstoß haben, verbrauchsgünstig über einen großen Drehzahl- und Lastbereich betrieben werden können und bei großen Serviceintervallen lange bestimmungsgemäß funktionieren. Ein Rennmotor muss auch halten, allerdings im krassen Idealfall nur bis zur Ziellinie. Bis dahin soll er aber höchste Leistung bzw. größtes Drehmoment aus der im Kraftstoff zur Verfügung gestellten Energie umgewandelt haben. Das dabei frei werdende Geräusch wird zumindest vom Publikum wohlwollend wahrgenommen und nicht als Lärmbelästigung aufgefasst.⁶

Müssen keine Kompromisse wegen der Alltagstauglichkeit eingegangen werden, können Bauteilauslegungen exakt auf das gewünschte Ziel ausgerichtet werden. Im Extremfall geht das soweit: Dass Rennmotoren nur in bestimmter Lage und mit unter Druck gesetzten Ventiltassen transportiert werden dürfen. Dass sie vorgewärmt werden müssen, bevor sie gestartet werden können, weil die Lager- und Kolbenspiele nur bei Betriebstemperatur passen. Dass eigene Zündkerzen für die Warmlaufphase eingeschraubt werden.

⁶Ein Phänomen, das sich auch bei musikalischen Großereignissen feststellen lässt.

Der Motor ist eine schwere Baugruppe und soll daher möglichst tief im Fahrzeug verbaut werden. Der Schwungraddurchmesser wird in dem Zusammenhang die bestimmende Größe. Nicht zuletzt deshalb haben Rennmotoren kleine oder gar keine Schwungräder. Hohe Leerlaufdrehzahlen und geringe Elastizität stören nur beim Pkw.

Wieder soll uns ein direkter Vergleich die dieses Kapitel prägenden Unterschiede vor Augen führen. Ein DTM-Motor wird aus einem Serienaggregat abgeleitet. Im betrachten Beispiel, Abb. 7.2, ist das Rennpleuel länger und in Querrichtung biegesteifer, trotzdem ist seine Gesamtmasse geringer. Dazu muss allerdings erwähnt werden, dass der Werkstoff des Rennpleuels hochwertiger ist.

Pkw-Motoren müssen mit unterschiedlichen Kraftstoffqualitäten zu Rande kommen, was dank elektronischer Regelung und entsprechender Sensoren heutzutage mit weniger Kompromissen verbunden ist als noch vor einigen Jahrzehnten. Dennoch sind Rennmotoren hierbei im Vorteil, weil sie nur für einen bestimmten Kraftstoff ausgelegt sein müssen und dieser noch dazu in einer viel engeren Toleranz seiner Zusammensetzung ausgeliefert wird.

Abgasanlagen haben die Aufgabe die Verbrennungsgase gezielt abzuführen, die Schallemission zu senken und den Anteil schädlicher Bestandteile zu reduzieren. Gleichzeitig ermöglicht die Gestaltung des Rohr-Behältersystems eine gezielte Abstimmung des gasdynamischen Verhaltens für bestimmte Drehzahlbereiche. Das positive Spülgefälle von der

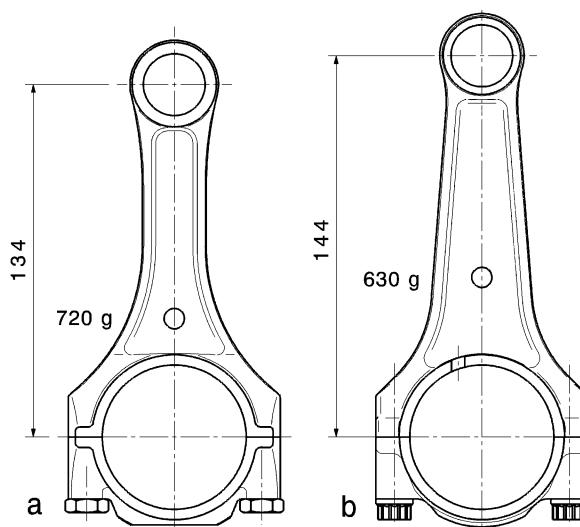


Abb. 7.2 Vergleich von Pleuelstangen eines 3,0-l- Ottomotors, nach [6]

Aus einem Reihensechszylinder wurde ein Rennmotor abgeleitet. Bei gleich bleibender Höhe des Kurbelgehäuses führte die längere Pleuelstange des Rennmotors zu einer verkürzten Kompressionshöhe des Kolbens. Beide Pleuel wurden geschmiedet, allerdings ist der Werkstoff des Rennpleuels hochwertiger. Dieses war daher auch trotz des größeren Stichmaßes leichter
a Serienpleuel, **b** Rennpleuel

Einlass – zur Auslassseite wird unterstützt und die Restgasmenge (Leistung!) bzw. die Spülverluste (Kraftstoffverbrauch!) klein gehalten. Beim Serienfahrzeug wird ein Kompromiss in Richtung emissionsarm (Lärm, Schadstoffe) eingegangen. Beim Rennfahrzeug steht die Leistung im Vordergrund. Eine kraftdemonstrierende Geräuschkulisse wird vom Publikum bis zu einem gewissen Grad sogar genossen. Weitere Nutzung des Abgases bei Rennfahrzeugen bestehen als Energiequelle bei Rückgewinnungssystemen (*Energy Recovery System* – ERS) und (zumindest bei großvolumigen, hochdrehenden Motoren) bei der Unterstützung aerodynamischer Elemente wie Heckdiffusor und Heckflügel. In Serienfahrzeugen wird bei Hybridantrieben auf ERS zurückgegriffen werden. So kann die im Kraftstoff vorhandene Energie vollständiger genutzt oder wenigstens für spätere Verwendung gespeichert werden.

Im Grunde gilt das Gesagte auch für Elektromotoren, wenn auch in dem Fall die langjährige Felderfahrung noch auf beiden Seiten fehlt. Elektrofahrzeuge frieren im Straßenverkehr und auf der Rennstrecke ein Nischendasein. Dennoch hat sich in der vergleichsweise kurzen Entwicklungszeit bei Rennfahrzeugen schon einiges getan und sie lassen des Öfteren durch einen neuen Rekord aufhorchen. Die bei Rennfahrzeugen durch größere Leistungsabgabe bedingten größeren elektrischen Ströme treiben Batterien mit hohem Innenwiderstand an die Grenzen ihrer thermischen Belastbarkeit und diese werden somit zum Nadelöhr bei der Leistungssteigerung. Und das in beide Richtungen, also beim Antreiben und beim (Nutz-)Bremsen (Rekuperieren). Andere Energiespeicher – wie etwa Supercaps – stellen sich in dem Zusammenhang vorteilhafter dar. Auch bei stromführenden Teilen im Motor wurden Verbesserungsschritte gesetzt. So wurden beispielsweise Leiterquerschnitte optimiert (Trapezform u. ä.). Kühlarten sowie –medien und magnetische Flussrichtungen werden variiert mit dem Zweck die Leistungsdichte weiter anzuheben. Radnabenmotoren bzw. radnahe Motoren ermöglichen dem fahrdynamischen Ziel, radindividuelle Momente zuzuordnen (Torque Vectoring), bemerkenswert nahe zu kommen.

7.7.3 Antriebstrang *Power Train*

Die Unterschiede im Antriebstrang sind ähnlich gelagert wie bei den Motoren. Lebensdauer, Bedienbarkeit und Komfort prägen Entwicklung und Ergebnis bei Serienfahrzeugen. Geräuscharme leicht zu schaltende oder überhaupt automatisch kraftstoffverbrauchssparend die Übersetzung wechselnde Übertragungseinrichtungen sind beim Pkw gefragt.

Leichte, verlustarm die Motorleistung zu den Rädern übertragende Getriebe, die zu dem noch einen tragenden Teil des Fahrzeugs darstellen, werden bei Rennfahrzeugen bevorzugt. Dämpfungselemente, Synchronisierungseinrichtungen und Zusatzmassen an der äußeren Schaltung zur Unterstützung der Schaltbewegung sind an einem Renngtriebe nicht zu finden. Diese Teile erhöhen die Masse und erzeugen Verluste. Der Nachteil des fehlenden Komforts ist bei Rennfahrzeugen kein Thema, weil nicht wettbewerbsentschei-

dend. Viel wichtiger ist die einfache Möglichkeit, die Übersetzungen an die Gegebenheiten von Motor und Strecke anzupassen. Bei Seriengetrieben wird im Allgemeinen nicht einmal Öl im Laufe eines Fahrzeuglebens gewechselt. Die Verzahnungsgeometrie wird bei Renngetrieben unter Berücksichtigung von Wellendurchbiegungen für höchste Übertragungswirkungsgrade entworfen. Seriengetriebe müssen in großer Stückzahl mit Normwerkzeugen gefertigt und geprüft werden können und der Zahneingriff soll leise erfolgen. Bei Achsgetrieben wird nicht zuletzt aus dem Grund gerne eine Hypoidverzahnung eingesetzt, obwohl sie durch einen hohen Längsgleitanteil in der Abwälzbewegung Nachteile im Übertragungswirkungsgrad hat.

7.7.4 Fahrwerk *Suspension*

Im Bereich Fahrwerk treten wohl die größten Unterschiede zwischen Serien- und Rennfahrzeugen zu Tage. Das ist nicht weiter verwunderlich, prägt doch das Fahrwerk das Fahrverhalten am meisten. Pkw werden komfort- und sicherheitsorientiert ausgelegt. Dabei müssen große Kompromisse eingegangen werden. Die Fahrzeuge werden ohne Änderungen – abgesehen von Sommer- und Winterreifen – das ganze Jahr über bei sämtlichen Witterungsverhältnissen mit unterschiedlichen Beladungszuständen, mit und ohne Dachaufbauten, mit und ohne Anhänger auf unterschiedlichen Straßenoberflächen betrieben. Darüber hinaus kontrollieren die wenigsten Fahrer den Fülldruck der Reifen oder gar deren Einstellwerte wie Vorspur oder Sturz vor Antritt der Fahrt. Bei Rennfahrzeugen sind das Routinetätigkeiten, die gleichzeitig den Unterschied auf der Ergebnisliste ausmachen können. Rennfahrwerke müssen somit leicht und innerhalb des benötigten Bereichs einstellbar sein. Serienreifen sollen lange Laufleistung bringen bei geringem Rollwiderstand und exzellentem Nassgriff (ein Widerspruch, der die Reifenentwickler ständig herausfordert). Auch die Geräuschemissionen und der Abrollkomfort werden betrachtet und bewertet. Rennreifen haben es diesbezüglich scheinbar leichter. Sie sollen konsistent hohen Grip in Umfangs- und Querrichtung aufweisen und ihr Verhalten nicht ändern. Die kurze Lebensdauer wird in Kauf genommen bzw. mitunter von Ausrichtern von Rennserien zur Erhöhung der Spannung für die Zuseher sogar bewusst eingesetzt. Rennreifen sind im Vergleich zum Serienpendant nur teil-vulkanisiert und härteten erst im Betrieb aus. Die Felgenbreite bei Serienräder wird so schmal wie möglich ausgeführt. Rennreifen dagegen werden auf Räder montiert, deren Felgenmaulweite 1 bis 2 Zoll breiter als der Reifen ist. Das erhöht Reifenvolumen und die Seitensteifigkeit spürbar. Die Einpresstiefen der Serienräder nehmen in erster Linie Rücksicht auf die ausgeglichene Belastung der Radlagerpaare bei Geradeausfahrt. Bei Rennfahrzeugen ist die Sturzsteifigkeit in dem Zusammenhang entscheidend. Wie bei den Fahrwerksauslegungen entsprechende Kompromisse eingegangen werden veranschaulicht Abb. 7.3. Steht – wie bei vielen Pkw – eine hohe Laufleistung der Reifen im Vordergrund, so wird der statische Sturz 0° gewählt und bei Geradeausfahrt der Reifen voll genutzt (oberste Reihe). Bei Kurvenfahrt macht sich der geringe Sturz nachteilig bemerkbar; der Reifen kann nicht die maximal mögliche Seiten-

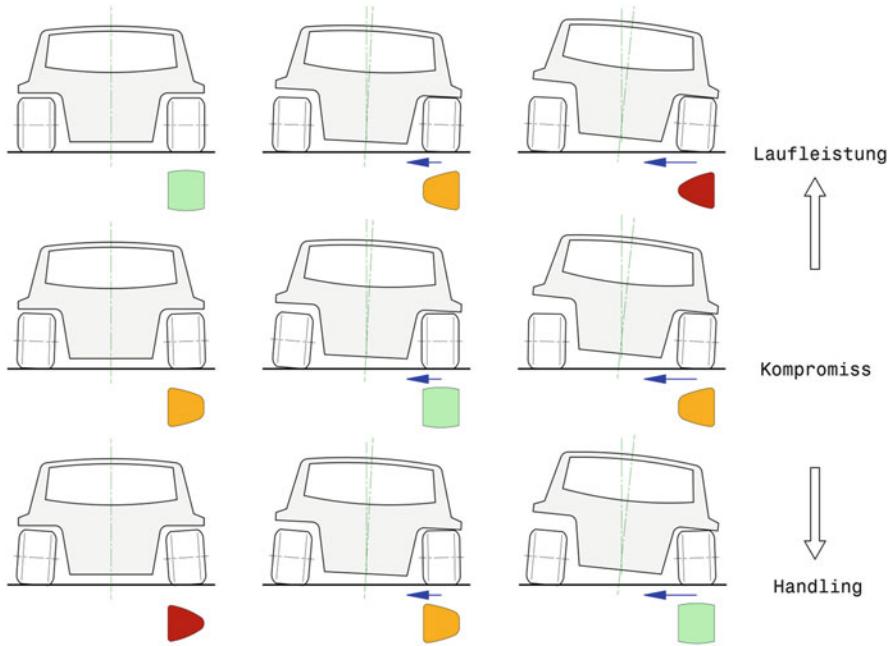


Abb. 7.3 Arten der Fahrwerksauslegungen, nach [7]

Dargestellt sind je drei Auslegungen als Ansicht eines Wagens von hinten bei Geradeausfahrt (links), Kurvenfahrt (Mitte) und extreme Kurvenfahrt (rechts). Zusätzlich ist unter dem rechten bzw. kurvenäußereren Rad die Latschform dargestellt. Die ideale Latschausnutzung ist grün dargestellt. In dem Fall steht die maximale Reifenfläche gleichmäßig belastet auf der Fahrbahn. In Kombination mit Querschlupf und fehlendem bzw. ungünstigem Sturzwinkel ergibt sich die schlechteste Ausnutzung des Reifens, der Latsch ist stark trapezförmig (rot). Zwischen diesen Extremen findet sich die mittlere Latschausnutzung (gelb). Je nach oberstem Ziel (Laufleistung oder Handling) werden unterschiedliche Sturzwinkel in Kauf genommen bzw. angestrebt und damit unterschiedliche Ausnutzungen bzw. Abnutzungen des Reifens

kraft übertragen. Bei sportlicheren Pkw und bei Sportwagen kann der Kompromiss zu Gunsten der Kurvenfahrt verschoben werden (mittlere Reihe). Beim Rennfahrzeug fällt der Kompromiss zu Lasten der Geradeausfahrt aus (untere Reihe). Die Laufleistung der Reifen ist kein Thema und bei den meisten Strecken überragt die Bedeutung der Querdynamik die Längsdynamik bei Weitem (Verhältnis bis 4:1). Die Reifenausnutzung bei maximaler Querbeschleunigung steht im Vordergrund.

Wenn auch die Fahrsicherheit im Vordergrund steht, ergibt sich dennoch bei der Feder-Dämpferabstimmung bei Serienfahrzeugen ein klassischer Zielkonflikt. Einerseits soll der Fahrkomfort hoch sein (weiche Feder, geringe Dämpferwirkung) und andererseits soll die Radlastschwankung möglichst klein sein (hohe Dämpferkraft), Abb. 7.4. Eine Lösung dieses Zielkonflikts ermöglichen (technisch aufwändige) variable Dämpfer.

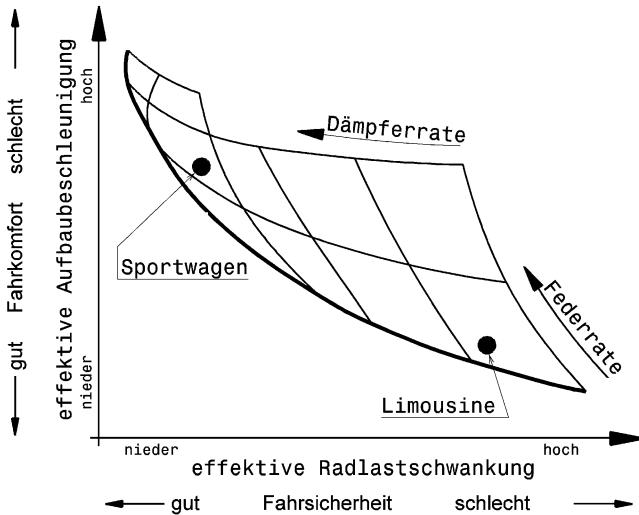


Abb. 7.4 Einfluss von Federhärte und Dämpferrate auf das Fahrverhalten, nach [8]

Eine steife Aufbaufeder und ein harter Dämpfer erhöhen die Fahrsicherheit enorm, reduzieren jedoch durch die hervorgerufenen hohen Aufbaubeschleunigungen den Fahrkomfort. Für Rennfahrzeuge ist die Wahl von Feder- und Dämpferrate in dieser Hinsicht leichter. Bei ihnen zählt nur die Fahrsicherheit.

Zur Erhöhung der Fahrsicherheit sind Fahrwerksgelenke bei Pkw bewusst nachgiebig in ihrer Aufnahme geführt. Beim Einwirken von Seiten- oder Umfangskräften „lenkt“ das entsprechende Rad so, dass untersteuerndes Verhalten resultiert. Diese elastokinematische Radaufhängung können Rennfahrer nicht nur nicht gebrauchen, sie funktionieren im Sättigungsbereich⁷ der Reifen auch gar nicht mehr. Rennfahrwerke sind daher mit nahezu spielfreien, reibungsarmen Gelenken ausgeführt. Der Rennfahrer geht davon aus, dass das Fahrzeug macht, was er durch seine Lenkeingaben erwartet. Der wesentliche Unterschied zwischen Serien- und Rennfahrwerken wird augenscheinlich, wenn ein Sportwagen auf GT3-Einsatz umgebaut wird. In [9] wird berichtet, dass das Fahrwerk des Sportwagens für den Renneinsatz vereinfacht wurde. Nicht zuletzt deshalb, damit Probleme auf der Strecke rascher in den Griff zu kriegen sind. Aus ähnlichen Gründen wurden die adaptiven Dämpfer des Serienfahrzeugs ersetzt, die Querlenker blieben jedoch die gleichen. Beim GT3-Wagen sind die Vorderreifen breiter und die Gewichtsverteilung ist ausgeglichener als beim Basis-Pkw. Der Rennwagen ist um ca. 100 kg leichter.

Generell werden Rennfahrzeuge neutraler abgestimmt als Serienfahrzeuge, bei denen sich aus Sicherheitsgründen ein (dynamisch stabiles) untersteuerndes Verhalten empfiehlt.

⁷Ändert sich die Seitenkraft über den Schräglaufwinkel nicht mehr, bringt auch eine Lenkbewegung dieses Reifens keine Änderung der Seitenkraft mehr.

Der Störkrafthebelarm – der Normalabstand der Radmitte bzw. des Aufstandspunkts von der Lenkachse – verursacht gemeinsam mit Umfangskräften am Vorderreifen (Rollwiderstandsänderungen, Bremskraftschwankungen, ...) Störmomente um die Lenkachse, die der Fahrer am Lenkrad wahrnimmt. Diese Störinformationen werden beim komfortorientierten Pkw möglichst klein gehalten, wenn auch ein gewisser nützlicher Informationsgehalt dabei ist. Bei sportlichen Fahrzeugen und Rennfahrzeugen sollen diese Informationen stärker ausgeprägt sein.

Literatur

1. Jenkins, M., et al.: *Performance at the Limit. Business Lessons from Formula 1 Motor Racing*. Cambridge University Press, Camebridge (2005)
2. Steiner, M.: Serienmodelle profitieren vom Rennsport-Know-How. ATZ Jubiläumsausgabe 120 Jahre ATZ 03, 138–142 (2018)
3. Reuter, B. (Hrsg.): *Motorsport-Management. Grundlagen – Prozesse – Visionen*. Springer Gabler, Berlin (2018)
4. Kunzmann, S.: Elektronische Reifendrucküberwachung mittels batterieloser Transpondertechnologie. In: Krappel, A. (Hrsg.) *Rennsport und Serie – Gemeinsamkeiten und gegenseitige Beeinflussung*, S. 183–197. expert, Renningen (2003)
5. Ziegahn, K.-F.: Umweltschutz und Nachhaltigkeit im Motorsport. In: Reuter, B. (Hrsg.) *Motorsport-Management. Grundlagen – Prozesse – Visionen*, S. 311–333. Springer Gabler, Berlin (2018)
6. Indra, F., Tholl, M.: Der 3,0-l-Opel-Rennmotor für die Internationale Deutsche Tourenwagenmeisterschaft. MTZ. **52**(9), 454 ff (1991)
7. Serra, L., Andre, F.: Suspension systems: optimising the tyre contact patch. AutoTechnol. **4**, 66–68 (2001)
8. Krimmel, H., et al.: Elektronische Vernetzung von Antriebsstrang und Fahrwerk. ATZ **5**, 368–375 (2006)
9. Scoltock, J.: *McLaren MP4-12C GT3*. Autom. Eng. **37**, 8 f. Caspian Media, London

Anhang

Glossar *Glossary*

- 1D-Simulation** *1D simulation*: Eindimensionale Ladungswechselberechnung zur Voroptimierung von Leitungslängen, Behältervolumina und Ventilsteuerzeiten eines Verbrennungsmotors. Basierend auf eindimensionaler instationärer, kompressibler Fadenströmung (akustische Theorie) wird der Motor als System von Rohren und Behältern nachgebildet und Wellenlaufzeiten ermittelt. Über die sich einstellende Zylinderfüllung kann der Drehmomentverlauf über der Drehzahl ermittelt werden. Mit diesem Verfahren können Nockenprofile, Ventilsteuerzeiten, Saugrohrlängen, Verteilervolumina, Kanalgeometrien, Auspuffrohrlängen und Schalldämpferausführungen ohne vorhandenen Prüfstandsmotor voroptimiert werden. Bekannte Software-Tools gibt es u. a. von AVL, Gamma Technologies, LMS, Lotus oder Ricardo.
- ABS** *ABS*: Anti-Blockier-System (*antilock braking system*). Ein Regelsystem im Hydraulikkreis von Bremsanlagen reduziert den vom Fahrer über das Bremspedal aufgebrachten Druck in der Bremsleitung, sobald ein Rad zu Blockieren droht. Dazu sind unter anderem Sensoren erforderlich, die die Raddrehzahlen erfassen und mit einem aus der Verzögerung errechneten Sollwert vergleichen. Die Hauptfunktion eines ABS ist die Aufrechterhaltung der Lenkbarkeit eines Fahrzeugs. Blockierende Räder können keine brauchbaren

Seitenkräfte aufbauen, was vor allem an der Hinterachse zum Stabilitätsverlust führen kann.

Treten links und rechts unterschiedliche Reibwerte auf (μ -split), so muss der Fahrer beim Bremsen gegenlenken. Ein ABS kann den Fahrer hierbei unterstützen, indem am Vorderrad mit mehr Grip die Bremskraft langsamer aufgebaut wird (Giermomenteneinflussung). Das auf das Fahrzeug wirkende Giermoment baut sich so ebenfalls langsamer auf und es bleibt mehr Zeit zum Gegenlenken. Der Bremsweg wird dadurch unvermeidbar länger. Zusätzlich wird an der Hinterachse nach dem Rad auf der Niedrigreibwertseite geregelt (select low) [1].

Eine Erweiterung des ABS-Regelsystems ist das ABplus oder CBC (Cornering Brake Control). Hierbei erkennt das System die Fahrsituation – insbesondere Kurvenfahrt – durch die Raddrehzahlen und regelt dementsprechend die Bremskräfte an den einzelnen Rädern um das Fahrzeug in der Spur zu halten.

ACO (Automobile Club de L’Ouest): Automobilclub, der das 24-Stundenrennen von Le Mans seit 1923 veranstaltet und das Reglement für die startberechtigten Fahrzeuge herausgibt. Außerdem legt er die Regularien für die ehemalige Europäische (ELMS) und die Amerikanische Le Mans Serie (ALMS) fest.

ALMS: Abkürzung für American Le Mans Series. In dieser amerikanischen Rennserie gilt dasselbe Reglement wie beim berühmten 24-Stunden-Rennen von Le Mans. Die Rennen sind jedoch kürzer und gehen über 2:45 bis 12 Stunden.

Aktuiertes Getriebe shift by wire: Manuell betätigtes Schaltgetriebe weisen eine mechanische Verbindung (Gestänge, Seile) zwischen dem Schalthebel und der eigentlichen Betätiguneinrichtung am Getriebegehäuse auf. Wird der eigentliche Schaltvorgang über Aktuatoren (Pneumatik- bzw. Hydraulikzylinder, E-Motoren,...) durchgeführt, kann das Schalten vom Fahrer auf Knopfdruck oder vom Bordrechner (automatisiertes Getriebe) eingeleitet werden.

anisotrop <i>anisotropic:</i>	Richtungsabhängigkeit von bestimmten Werkstoffeigenschaften, wie z. B. E-Modul, Festigkeit. Das gegenteilige Verhalten heißt isotrop.
Beanspruchung <i>stress:</i>	Eine äußere Belastung (Kraft, Moment, Drehmoment) ruft im Werkstoffgefüge eines Bauteils einen Spannungszustand hervor. Dieser Spannungszustand ist die Beanspruchung. Sie wird durch (technische) Spannungen (Zugspannung, Drucksp., Schubsp., . . .) erfasst.
Beschleunigung <i>a acceleration:</i>	Ist die Rate der Geschwindigkeitsänderung über der Zeit. Sie kann rein physikalisch gesehen positiv oder negativ sein, d. h. die Geschwindigkeit nimmt zu oder ab. Bei Fahrzeugen spricht man im Allgemeinen allerdings von Beschleunigung und Verzögerung.
Bodenabstand <i>ride height:</i>	Ist der Abstand eines beliebigen fahrzeugfesten Punkts von der Fahrbahn. Beim Set-Up wird von einem bestimmten Bodenabstand als Referenzwert ausgegangen und der Wagen höher oder tiefer gestellt. Der Bodenabstand ist also nur eine messtechnische Vereinfachung zur Ermittlung der Bodenfreiheit.
Bodenfreiheit <i>ground clearance:</i>	Abstand zwischen Fahrzeug-Unterboden und Fahrbahn. Zu unterscheiden davon ist der Bodenabstand.
Bruchdehnung A <i>elongation at rupture:</i>	Relative Verlängerung eines Probestabs, bei der der Bruch auftritt. Die B. ist somit ein Maß für die Zähigkeit eines Werkstoffes. Je höher die B., desto günstiger ist das Bruchverhalten eines Werkstoffes, weil sich das Versagen langsam ankündigt.
CAD <i>CAD:</i>	Abkürzung für Computer Aided Design (Rechnergestütztes Konstruieren). Bauteile und deren Zusammenstellungen werden mithilfe geeigneter Software dreidimensional entworfen. Freigänge und Bewegungsräume können so einfacher kontrolliert werden als am Zeichenbrett, ebenso können numerische Simulationen (Festigkeits-, Strömungsuntersuchungen,...) durchgeführt werden. Die Daten können teilweise direkt zur Fertigung von realen Bauteilen herangezogen werden. <i>Siehe auch:</i> Rapid Prototyping.
CAN <i>CAN:</i>	Abkürzung für Controller Area Network. Ein zweiadrigter Kabelstrang, der anstelle von vielen Leitungen zur Übertragung von Signalen in Fahrzeugen benutzt wird. Es handelt sich dabei um ein serielles

Bus-System, in dem Botschaften von sämtlichen Teilnehmern (ABS-Steuergerät, Motorsteuergerät, Sensoren, Aktuatoren, ...) hintereinander gesendet oder empfangen werden können. Der CAN-Controller steuert diesen Ablauf und gibt die Prioritäten vor, falls mehrere Signale gleichzeitig gesendet werden sollen. Der Kabelstrang in einem Fahrzeug mit CAN ist wesentlich kürzer als bei einem konventionellen System und die Anzahl der Steckverbindungen wird halbiert.

CART:

Abkürzung für **C**hampionship **A**uto **R**acing **T**eams. Amerikanische Formel-Serie, die in Ovalstadien und auf Straßenkursen ausgetragen wurde. Die 2,6-l-V8-Motoren wurden mit Methanol betrieben und beschleunigten die Einsitzer auf 400 km/h. 2003 Insolvenz. Danach Neustart als ChampCar. Champ Car ist mittlerweile (Anfang 2008) aus finanziellen Gründen zunächst mit IRL zu einer Formelserie zusammengegangen und kurz darauf offiziell insolvent geworden.

CFD computational fluid dynamics (Numerische Strömungsmechanik):

Ähnlich wie bei der Finite-Elemente-Methode (FEM) wird die zu untersuchende Geometrie in kleine Bereiche („Gitter“) zerlegt, für die die Gleichungen zur Beschreibung der Strömung numerisch gelöst werden. Je nach eingesetzter Gleichung (Potentialgl., Euler-Gl. oder Navier-Stokes-Gl.) und Rechnerleistung können sogar hydrodynamische Grenzschichten, Turbulenzen und Strömungsablösungen ermittelt werden.

CFK CFRP:

Kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff *carbon-fibre-reinforced-plastic*. Ein Verbundwerkstoff, bei dem Gewebe aus Kohlefaser mit reaktionsfähigen Harzen imprägniert werden und in mehreren übereinander liegenden Schichten zu Formteilen oder mit innen liegenden Wabekernen zu Sandwichkonstruktionen verarbeitet werden. Die gezielte Anordnung der gerichteten Fasern ermöglicht das mechanische Bauteilverhalten in gewünschter Weise zu beeinflussen.

Chassis chassis:

Dieser Begriff wird weitläufig von Fahrgestell bis Karosserie verwendet. Wahrscheinlich nicht zuletzt deshalb, weil nicht in jedem Fall eine eindeutige Trennung in unterschiedliche Baugruppen vorgenommen

werden kann. In diesem Buch soll darunter die eigentliche, tragende Struktur eines Fahrzeugs verstanden werden, an die Radaufhängungs-, Antriebs- und Außenhautteile angebracht werden. Ein anderer Begriff für C. ist demnach Rahmen. Bei den meisten Pkw ist die Karosserie selbsttragend ausgeführt und somit sind Außenhaut, Rahmen und Bodenplatte zu einer baulichen Einheit zusammengefasst. Eine eindeutige Zuordnung der Begriffe zu jeweils einem Bauteil ist also in dem Fall nicht möglich.

Differenzialbauweise *differential construction:*

Konstruktionsprinzip, bei dem ein Funktionsträger (Bauteil) in mehrere Teile zerlegt wird. Jedes Teilstück kann dann für seine Teilfunktion optimiert werden, z. B. mehrteilige Räder. Das Gegenteil stellt die Integralbauweise dar.

Druckwinkel *pressure angle:*

Unter diesem Winkel wird bei einem Wälzlager die Kraft von Außenring und Innenring übertragen. Die größte Tragfähigkeit für ein Lager ergibt sich, wenn der Druckwinkel mit dem Winkel der äußeren Lagerkraft zusammenfällt.

DTM:

Abkürzung für Deutsche Tourenwagen Masters. Tourengagenserie, deren Fahrzeuge auf Serien-Pkw mit mindesten vier Sitzplätzen basieren müssen. Die Motoren müssen Viertakt-Ottomotoren mit acht Zylindern in V-Anordnung mit 90° sein. Der Hubraum ist auf 4 l limitiert.

Dynamischer Reifenradius *dynamic rolling radius:*

Beim stehenden Rad ist der Abstand Radmitte zu Aufstandsfläche kleiner als beim rollenden Rad (statischer Reifenradius). Abhängig von der Reifenbauart und der Raddrehzahl nimmt der Abstand mit zunehmender Geschwindigkeit zu. Der dyn. R. als Messwert wird aus dem gemessenen Abrollumfang eines Reifens bei 60 km/h errechnet.

Eigenfrequenz *natural frequency:*

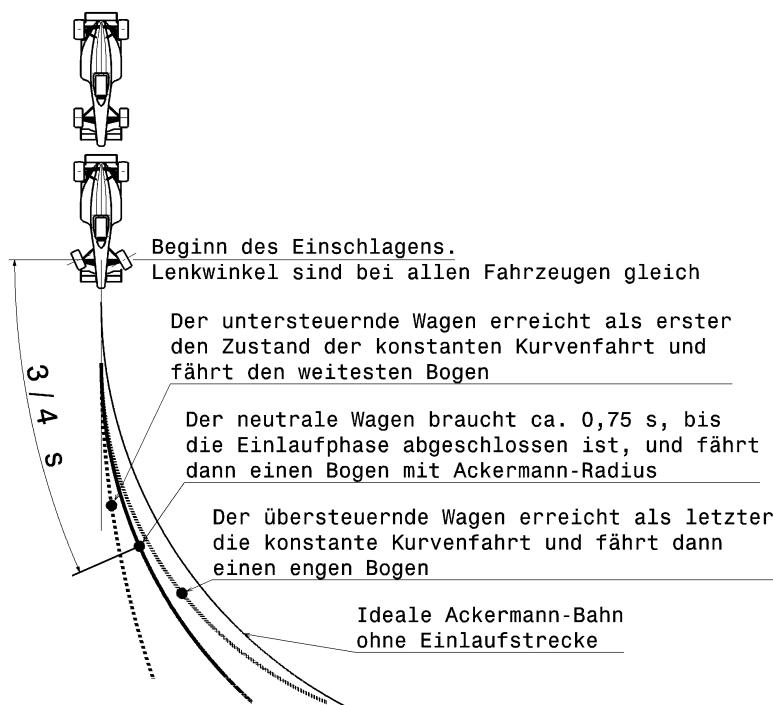
Ein schwingungsfähiges Gebilde führt nach einem einmaligen Anstoß sich selbst überlassen eine Schwingung (= eine periodische Bewegung um die Ruhelage) aus. Die dabei auftretende Frequenz ist die Eigenfrequenz. Wird ein solches Gebilde mit einer Frequenz gleich oder nahezu gleich der Eigenfrequenz angeregt, so werden die Schwingausschläge maximal (Resonanz).

Eigenlenkverhalten *self-steering* (siehe auch Fahrverhalten.) Im Grenzbereich der fahrbaren Querbeschleunigung dreht sich das Fahrzeug um seine Hochachse anders als es dem Lenkeinschlag beim reinen Rollen des Reifens entspricht. Die Seitenkräfte wachsen an der Vorder- und Hinterachse (genauer an jedem einzelnen Rad) unterschiedlich stark an. Am gummibereiften Rad werden Seitenkräfte aber nur übertragen, wenn es schräg zu seiner Ebene abrollt (Schräglauf). Wachsen nun an einem Fahrzeug die Schräglauwinkel an der Vorderachse schneller als an der Hinterachse an, „schiebt“ der Wagen über die Vorderräder aus der Kurve. Der Fahrer muss stärker einschlagen als er es beim reinen Rollen müsste (untersteuerndes E.). Das umgekehrte Verhalten nennt man Übersteuern. Das Verhalten eines Fahrzeugs mit (annähernd) gleichmäßig anwachsenden Schräglauwinkeln an allen Rädern wird als neutral bezeichnet. Ein bestimmtes Fahrzeug muss aber nicht über den gesamten fahrbaren Grenzbereich das gleiche Eigenlenkverhalten aufweisen. Es gibt neben Fahrzeugen, die konstantes Verhalten zeigen, auch solche, die bei kleinen Querbeschleunigungen untersteuern, bei höheren Querbeschleunigungen jedoch zum übersteuernden Fahrverhalten wechseln und umgekehrt. Darüber hinaus kommt noch der vor allem bei hohen Motorleistungen nicht unerhebliche Einfluss von Umfangskräften an den Antriebsrädern. So wird ein hinterradgetriebenes Fahrzeug, das sich rollend neutral verhält, beim starken Beschleunigen übersteuern, weil die Antriebskräfte die Reifen seitenweicher werden lassen.

Elastizitätsmodul,
E-Modul *Young's Modulus:*

kurz Werkstoffkonstante, die durch Dehnversuche an Probestäben ermittelt wird. Bei vielen Werkstoffen bleibt das Verhältnis zwischen der Spannung (Beanspruchung) und der erzielten Dehnung (Verlängerung) gleich. Dieses Verhältnis ist der E-Modul. Man kann den E-Modul auch als (natürlich nur theoretische) Spannung sehen, bei der die Dehnung eines Stabs 100 % beträgt, der Stab also das Doppelte seiner ursprünglichen Länge erreicht hat.

Entwurf <i>embodiment design:</i>	Phase der Konstruktionstätigkeit, in der die Lösungsvorschläge im wahrsten Sinn des Wortes Gestalt annehmen. Das Suchen der Lösungen vor dem Entwurf ist die Konzeptphase.
ESP <i>ESP:</i>	Elektronisches Stabilisierungs-Programm (<i>electronic stability programme</i>). Regelsystem, das die Fahrstabilität beeinflusst. Sensoren erfassen den Fahrzustand des Fahrzeugs, insbesondere die Gierbewegung und die Lenkreaktion des Fahrers. Weicht der Zustand des Wagens vom errechneten Sollzustand ab, greift das System über radindividuelle Bremsungen oder Beeinflussung des Motormanagements ein. Ein ESP wirkt beispielsweise stabilisierend bei Panik-Ausweichmanövern, zu schnell gefahrene Kurven oder Reifenplatzern.
Fahrbarkeit <i>drivability:</i>	Für den menschlichen Fahrer ist ein lineares, vorhersehbares Antwortverhalten eines Systems auf seine Eingaben am besten geeignet. So auch beim Fahrpedal: Eine gute F. bedeutet, dass der Motor beim Gasgeben, so viel Moment abgibt, wie es der Fahrer auf Grund seiner Fußbewegung erwartet. Besonderes Augenmerk liegt auf dem Losbrechverhalten (<i>tip-in</i>), also das Öffnen der geschlossenen Drosselklappe. Hierbei soll der Motor sanft sein Drehmoment erhöhen und nicht das Fahrzeug sprungartig nach vorne bewegen. Eine gute F. unterstützt den Fahrer besonders bei übermotorisierten, traktionsbegrenzten Fahrzeugen bei Beschleunigungsmanövern.
Fahrverhalten <i>operating behaviour:</i>	Im Bild (nach [2]) sind die Bahnen dreier Fahrzeuge dargestellt, die mit konstantem Lenkeinschlag eine Kurve fahren. Der einzige Unterschied der Fahrzeuge liegt in der Schwerpunktslage. Beim untersteuernden Wagen ist der Schwerpunkt weiter vorne, beim übersteuernden weiter hinten im Vergleich zum neutralen Fahrzeug. Alle Fahrzeuge benötigen eine Einlaufstrecke, in der zunächst Schräglaufwinkel der Vorderräder, gefolgt von einem Schräglauf der Hinterräder aufgebaut werden. Das Fahrzeug beginnt zu gieren und weicht von der ursprünglichen Geraden ab. Erst dann kommt die Phase des konstanten Kurvenfahrens. Beim neutralen Fahrzeug sind dabei die Schräglaufwinkel beider Achsen gleich.



Fahrzeugbewegungen *motion:*

vehicle Ein Fahrzeug hat – wie jeder starre Körper – im Raum sechs Freiheitsgrade. Die möglichen Einzelbewegungen (Verschiebungen und Drehungen) um die drei Hauptachsen werden wie folgt bezeichnet:

Verschiebungen (Translationen): Entlang der Längsachse: Zucken *to jerk*.

Entlang der Querachse: Schieben *to drift*.

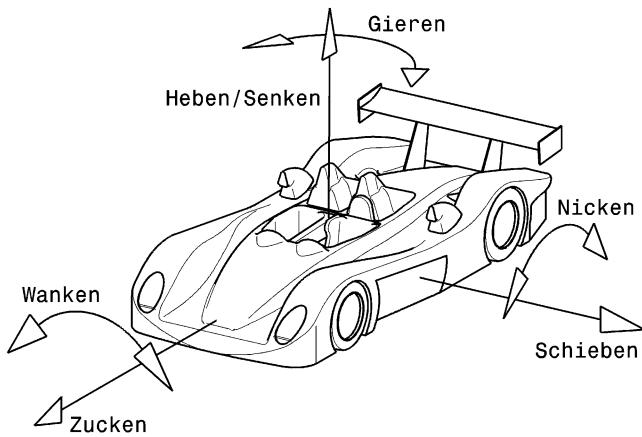
Entlang der Hochachse: Heben bzw. Senken *to heave*.

Drehungen (Rotationen): Um die Längsachse: Wanken (Rollen, Neigen) *to roll*.

Um die Querachse: Nicken *to pitch*.

Um die Hochachse: Gieren *to yaw*.

Fährt ein Fahrzeug auf einer Fahrbahn, so sind die Bewegungen eine Kombination der möglichen Einzelbewegungen und entstehen aus den vorgegebenen Bewegungen Fahrbahn und dem Fahrereinfluss durch Lenken

**Fahrzeugkoordinatensystem**

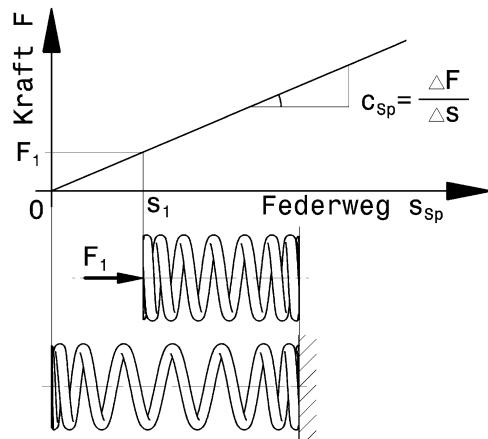
siehe Koordinatensystem

*axis system:***Fahrzeogniveau ride height:**

siehe Bodenabstand

Federrate spring rate:

Angabe der Federsteifigkeit. Trägt man das Verhalten einer Feder in einem Kraft/Weg Diagramm ein, so erhält man die Federkennlinie. Die Steigung der Kennlinie ist die Federrate c_{Sp} . Die F. muss nicht konstant sein, sondern sie kann sich beim Einfedern verändern. Wird die Feder beim Einfedern steifer (die Linie steiler), spricht man von progressivem Verhalten. Das gegenteilige Verhalten heißt degressiv. Die Kennlinie flacht ab und die Feder wird beim Beladen zunehmend weicher.



FIA:	Federation Internationale de l'Automobile. Automobilweltverband mit Sitz in Paris. Gibt das internationale Sportgesetz heraus und ist somit auch oberste Motorsportbehörde.
Finite-Elemente-Methode (FEM) <i>finit element method:</i>	Spannungsberechnung von Bauteilen mit numerischen Methoden durch einen Computer. Dabei wird das Bau teil in (tausende!) endliche (= finite) Elemente zerlegt und jedes Element nach den Gesetzen der Mechanik berechnet. Diese Näherungsverfahren erlauben auch die Spannungsberechnung von Teilen komplexer Geometrie und Belastung, die mit Formeln nicht zu berechnen sind.
Flächenträgheitsmoment <i>I planar moment of inertia:</i>	Mathematische Größe, die aus der Geometrie eines Querschnitts folgt. Das F. wird bei der Festigkeitsberechnung bei Biegebeanspruchung von Bauteilen benötigt.
Freiheitsgrad <i>degree of freedom (DOF):</i>	Ein F. ist eine definierte Lageänderung eines starren Körpers nach einer eindeutigen und reproduzierbaren Funktion. Ein Körper hat im Raum sechs F. (drei Translationen und drei Rotationen). Die Maschinenelemente, die solche F. ermöglichen, heißen Gelenke. Ein Gelenklager bietet als Kugelgelenk drei (rotatorische) F.. Sämtliche Verschiebungen (die möglichen drei Translationen) sind gesperrt. Die Kolbenstange eines Dämpferbeins ist ein Drehschubgelenk. Es weist zwei F. auf: Eine Translation (Ein-/Ausfedern) und eine Rotation (Drehung um die Kolbenstangenachse).
Fülldruck <i>inflation pressure:</i>	Ist bei einem Reifen die Druckdifferenz gegenüber dem Umgebungsdruck. Der F. wird gewöhnlich am kalten Reifen gemessen. Herrscht z. B. ein Luftdruck von 1 bar ¹ vor und im Reifen liegt ein absoluter Druck von 2,5 bar an, so beträgt der Fülldruck 1,5 bar. Man spricht auch von einem so genannten Überdruck.
Gemischbildung <i>mixture formation:</i>	Die Aufgabe der Gemischbildung eines Motors ist es bei allen Betriebsbedingungen, ein zünd- und brennfähiges Luft-Kraftstoff-Gemisch herzustellen. Zufriedenstellend verbrennen diese Gemische nur in einem engen Mischungsbereich. Wird der Luftanteil größer

¹ 1 bar = 100 kPa. Die gültige SI-Einheit für den Druck ist zwar Pascal (Pa), im Buch wird jedoch die in der Praxis „handlichere“ Einheit bar verwendet.

(mageres Gemisch), sinkt der Kraftstoffverbrauch bis Verbrennungsaussetzer zunehmen und die Laufgrenze erreicht ist. Nimmt der Kraftstoffanteil zu (fettes Gemisch), steigt die Motorleistung, bis der Kraftstoff wegen Sauerstoffmangel nicht mehr vollständig verbrannt werden kann.

GFK *glas-fibre-reinforced plastics* (GFRP):

Glasfaserverstärkter Kunststoff. Kunststoffe, die zur Erhöhung der Festigkeit mit Glasfasern in Form von Matten, Geweben und Strängen aus parallelen Fäden verstärkt sind. Eingesetzt werden GFK-Teile als Außenhautteile, Flügel, Formteile.

Gieren yawing:

siehe Fahrzeugbewegungen

Glasübergangstemperatur
glass transition temperature:

Bei Kunststoffen tritt eine charakteristische Verhaltensänderung bei Erreichen einer bestimmten Temperatur ein. Unterhalb dieser so genannten G. kommen die Schwingbewegungen der Makromoleküle zum Stillstand und die Stoffe versprüden. Bei weiterer Abkühlung erreichen sie einen glasig-harten Zustand. Bei Reifen gilt: Je größer die Differenz zwischen der G. der Gummimischung und der Betriebstemperatur, desto weicher wird der Gummi und desto mehr Reibung baut er auf.

Grenzschicht *boundary layer:*

Wird ein ruhender strömungsgünstiger Körper von Luft umströmt, so folgt die Luft umso mehr der Kontur dieses Körpers, je näher der Oberfläche sich die betrachtete Luftschicht befindet. Durch Reibungseffekte verlangsamt eine Luftströmung je näher sie zur Oberfläche eines ruhenden Körpers gelangt. So bildet sich an der Oberfläche des Körpers eine statische bis langsame Strömung aus, deren Dicke zum Ende des Körpers hin zunimmt, die so genannte Grenzschicht. Diese G. löst je nach Form des Körpers und Druckverhältnissen mit zunehmender Dicke und Turbulenz nach einer gewissen Strecke des Entlangströmens von der Oberfläche des Körpers ab. Außerhalb dieser G. kann die Reibung vernachlässigt werden und die Geschwindigkeit der Teilchen nimmt mit dem Wandabstand zu.

Gummi *rubber:*

Sammelbezeichnung für Elastomere (eine Kunststoff-Untergruppe) auf Kautschukbasis. Aus dem eingedickten Saft (Latex) des Kautschukbaums wird durch Schwefelbehandlung (sog. Vulkanisation, führt zu weit-

maschiger Vernetzung der Moleküle) der eigentliche Gummi gewonnen. Neben diesem Naturkautschuk gibt es auch synthetisch hergestellten Kautschuk. Der bekannteste Vertreter ist der durch Polymerisation von Butadien erzeigte Buna.

Bei Elastomeren liegt die Gebrauchstemperatur über der Glasübergangstemperatur. Bei den übrigen Kunststoffen (Thermoplaste und Duroplaste) ist es genau umgekehrt.

Haptik haptics:

H. ist die Lehre von der haptischen Wahrnehmung. Als haptische Wahrnehmung bezeichnet man das aktive Erfühlen von Größe, Konturen, Oberflächentextur, Gewicht usw. eines Objekts durch den Tastsinn.

Hochvolt (HV) high voltage:

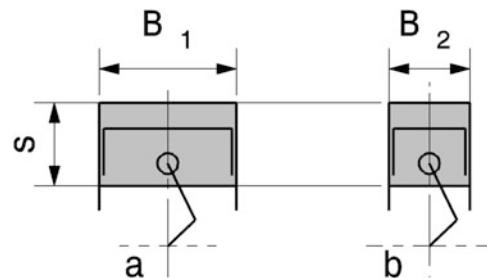
Elektrische Spannungen größer als 60 V Gleichspannung bzw. 25 V Wechselspannung werden im Fahrzeugbereich als Hochvolt bezeichnet. Damit wird dieser Bereich begrifflich von der „Hochspannung“ in der industriellen Normung, bei der auch völlig andere Zahlenwerte dahinter stehen, abgegrenzt. HV-Kabel und Steckverbindungen werden durch orange Isolation gekennzeichnet.

Hub-/Bohrungsverhältnis

stroke-bore ratio:

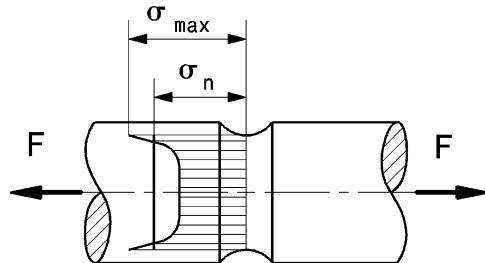
Das Verhältnis des Kolbenhubs s zur Zylinderbohrung B bei einem Hubkolbenmotor. Man unterscheidet in Anlehnung an das Aussehen eines Zylinders von der Seite quadratische (Hub = Bohrung), unterquadratische oder langhubige (Hub > Bohrung) und überquadratische oder kurzhubige (Hub < Bohrung) Auslegung von Motoren. Das Bild zeigt schematisch eine kurzhubige (a) und eine langhubige (b) Auslegung eines

Kurbeltriebs



IMSA:	International Motor Sports Association. Internationale Motorsportbehörde, die z. B. die amerikanischen Le Mans-Rennen durchführt.
IndyCar Series:	Früher IRL (Indy Racing League): Veranstalter der 500 Meilen von Indianapolis (Indy 500 am Memorial Day, 30. Mai) und anderen Rennen nach gleichem Reglement auf Ovalkursen. Die Fahrzeuge sind Einsitzer und wurden von methanolbetriebenen V8-Motoren mit 3,5-l-Hubraum angetrieben. Mittlerweile wird Ethanol als Kraftstoff verwendet und die Motoren sind 2,2-l V6 Biturbotriebwerke. Die Kosten der Fahrzeuge sind vom Reglement limitiert.
Integralbauweise <i>integral construction:</i>	Konstruktionsprinzip, bei dem versucht wird alle Funktionen, die eine Komponente erfüllen muss, in einem Bauteil unterzubringen. Dadurch entfallen gewichtserhöhende und festigkeitsmindernde Verbindungsstellen. Ein Beispiel dafür sind aus einem Stück gefertigte Seitenwellen mit integrierten Tripodenzapfen. Das Gegenteil stellt die Differenzialbauweise dar.
Isotrop <i>isotropic:</i>	Die Werkstoffeigenschaften sind in allen Richtungen gleich. Das gegenteilige Verhalten heißt anisotrop.
Kerbwirkungszahl <i>notch factor:</i>	Die Beanspruchung eines Bauteils an einer Stelle wird durch Errechnen der mechanischen Spannungen (Biegespannungen σ , Torsionsspannungen τ usw.) bestimmt. Dabei werden zunächst bei konventionellen Rechenmethoden die so genannten Nennspannungen ermittelt, die sich aus dem Querschnitt am Kerbgrund des ungeribten Bauteils und der Belastung ergeben. (Im Gegensatz dazu existieren numerische Verfahren, die das näherungsweise Berechnen des Spannungsverlaufs erlauben, siehe Finite-Elemente-Methode). An Kerbstellen wird das Bauteil höher beansprucht. Die lokalen Spannungen am Kerbgrund sind wesentlich größer als die Nennspannungen. Die Kerbwirkungszahl K_f gibt an um wie viel die maximalen Spannungen bei dynamischer, also zeitlich veränderlicher Belastung größer werden als die Nennspannungen. Für Biegung gilt: $\sigma_{b, \text{max}} = K_{f, b} \cdot \sigma_{b, n}$ und für Torsion gilt: $\tau_{ts, \text{max}} = K_{f, ts} \cdot \tau_{ts, n}$. Wobei der Index b für Biegung, ts für Torsion und n für Nenn- steht. Ein Wert von $K_f = 1$ bedeutet also, dass das Bauteil völlig kerbunempfindlich ist.

Verlauf der axialen Spannungen in einem gekerbten Zugstab.



Klopfen knocking:

Bei einem Ottomotor ergibt sich eine Grenze der Verdichtungssteigerung durch (teilweise hörbares) Klopfen an der Vollast. Klopfen ist ein unkontrollierter Ablauf einer durch die Zündkerze eingeleiteten Verbrennung. Vor allem gegen Ende einer klopfenden Verbrennung treten hohe Druckspitzen auf, die sich mit Schallgeschwindigkeit im Brennraum fortpflanzen und Kolbenboden, Dichtungseinfassungen und Zylinderkopf beschädigen. Deshalb muss dauerhaftes Klopfen unbedingt vermieden werden. Dies geschieht u. a. durch Kraftstoffzusätze, Einstellen eines fetten Kraftstoff-Luft-Gemischs, Zurücknahme des Zündwinkels, Zurücknahme des Ladedrucks, Kühlung der Ansaugluft, Gestaltung des Brennraums und gezielte Kühlung von problematischen Brennraumbereichen (Zündkerzensitz, Auslassventilsitzringe).

Knicken buckling:

Versagensart von schlanken, stabförmigen Bauteilen, die Druckkräfte übertragen. Gegenüber einer idealen Belastung, die den Stab nur drückt, treten in der Realität Imperfektionen auf die zu einer zusätzlichen Biegung des Bauteils führen. Wird die Druckkraft zu groß, weicht der Stab in der Mitte seitlich aus und versagt auf Grund der zu großen Biegebeanspruchung.

Konstruktionslage design position:

Bestimmte Lage eines Fahrzeuges zur Fahrbahn, die als Basis beim Konstruieren von Fahrwerken herangezogen wird. Üblicherweise sind dabei der Wagen fahrbereit mit halb vollem Tank und der Fahrer an Bord. Ausgehend von dieser Lage kann der Wagen ein- und ausfedern bzw. nicken und wanken. In K. ergeben sich

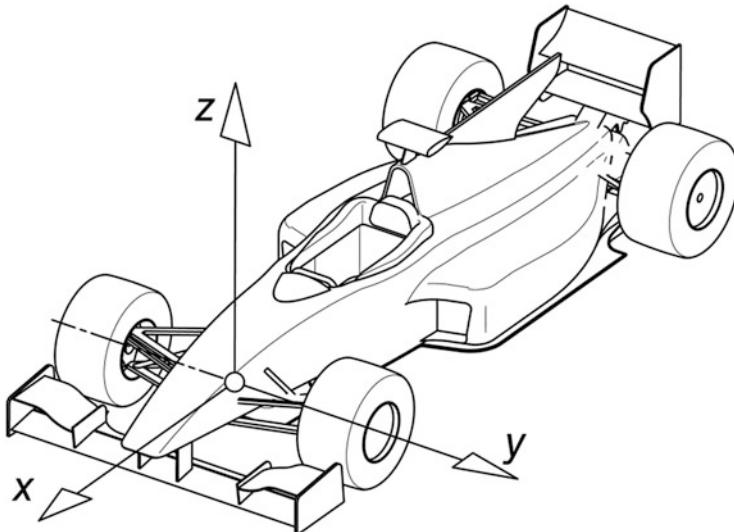
also alle Nennmaße, z. B. für Bodenfreiheit, Bodenabstand, Spreizung, Nachlauf usw.

Konzept layout:

Erste Phase in einem Konstruktionsprozess. In dieser Phase werden Lösungsmöglichkeiten für Teilfunktionen des Gesamtsystems gesucht und zu einer Wirkstruktur zusammengestellt. An diese Phase schließt die Entwurfsphase an.

Koordinatensystem coordinate system:

Von den gängigen, fahrzeugfesten Koordinatensystemen wird in diesem Buch folgendes in Anlehnung an DIN ISO 8855 (war DIN 70 000) und ISO 4130 verwendet: Der Koordinatenursprung ist der Schnittpunkt der Fahrzeulgängsmittalebene mit der Vorderachse. Das Achsenkreuz ist darauf folgendermaßen ausgerichtet. Die positive x -Achse zeigt in Fahrtrichtung, quer dazu die y -Achse nach links und die z -Achse weist nach oben.

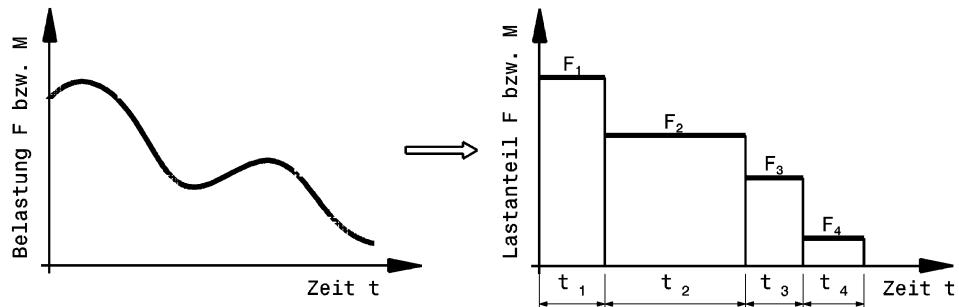
**Labisator,
Z-Stab:**

Ausgleichsfeder, Z-förmiger Verbindungsstab der Räder einer Achse. Im Gegensatz zu einem Stabilisator verringert diese Anordnung die Radlastunterschiede und erhöht somit den Grip an dieser Achse. Das Eigenlenkverhalten wird also im Vergleich zum Stabilisator genau in die entgegengesetzte Richtung beeinflusst.

Laminare Strömung *laminar* Die Strömung verläuft in aufeinander liegenden Schichten, die sich nicht vermischen. Es treten also keine Querströmungen (Turbulenzen) auf.

Lastkollektiv *collective load:*

Im Allgemeinen ist die Belastung eines Bauteils über der Zeit nicht konstant, sondern ändert sich unregelmäßig. Eine Antriebswelle beispielsweise wird beim Start und nach einem Schaltvorgang extrem stark beansprucht, beim Anbremsen und Durchfahren einer Kurve wiederum fast gar nicht. Zur Auslegung von Bauteilen werden jedoch vereinfachte Darstellungen von Lasten (Kräfte, Momente) benötigt. In Versuchsreihen (z. B. Durchfahren eines bestimmten Kurses) werden daher Belastungen über der Zeit aufgezeichnet und ausgewertet. Bei solchen Auswertungen werden u. a. die aufgetretenen Belastungshöhen und deren Häufigkeit (zeitlicher Anteil, Anzahl der Lastwechsel) ermittelt. Das Bild zeigt wie aus einem Belastungsverlauf ein Lastkollektiv wird.



Latsch *tyre contact patch:*

Die Aufstandsfläche eines Reifens. Über diese Fläche werden sämtliche Kräfte zwischen Reifen und damit Fahrzeug und Fahrbahn übertragen.

Liefergrad λ_I *volumetric efficiency:*

Der L. bezeichnet bei einem Verbrennungsmotor das Verhältnis der nach Abschluss des Ladungswechsels tatsächlich im Zylinder befindlichen Ladungsmasse im Vergleich zur theoretisch im Zylinder möglichen Ladungsmasse (= Hubvolumen mal Luftdichte). Der L. ist bei Saugmotoren kleiner als 1. Mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit (Drehzahl) steigen die Verluste durch Drosselung in den Leitungen und Ventilen

an. Dies wird teilweise durch gasdynamische Effekte bei bestimmten Drehzahlen ausgeglichen oder sogar überkompensiert.

LMS Le Mans Series:

Ist eine Rennserie, die nach den Regeln des berühmten 24-Stunden-Langstreckenrennen in Le Mans veranstaltet wird. Die Rennen werden meist über 1000 km ausgetragen. Pro Fahrzeug sind wegen der Renndauer mehrere Fahrer gemeldet.

Luftaufwand λ_a *charging efficiency*:

Der L. ist bei einem Verbrennungsmotor das Verhältnis der zugeführten Frischladung (das ist alles, was durch den Luftfilter strömt) zur theoretisch im Zylinder möglichen Ladungsmasse. Damit ist der L. nicht gleich dem Liefergrad. Durch Spülverluste im Ladungswechsel-OT kann z. B. Frischladung über den Abgasstrakt verloren gehen. Beim L. wird dieser Verlust berücksichtigt, beim Liefergrad nicht. In diesem Beispiel wäre der L. größer als der Liefergrad, wenn die zugeführte Masse größer ist als die theoretisch mögliche. Der L. ist einfacher zu messen als der Liefergrad.

Luftverhältnis λ (**Lambda**) *air-fuel-ratio*:

Das Luft-Kraftstoffgemisch im Motor zündet und verbrennt zufriedenstellend nur innerhalb eines bestimmten Mischungsbereichs. Bei Benzin beträgt dieses Verhältnis etwa 14,7:1, d. h. 14,7 kg Luft sind zur vollständigen Verbrennung von 1 kg Kraftstoff erforderlich (stöchiometrisches Gemisch).

Die Luftzahl λ vergleicht diesen theoretischen Bedarf mit dem tatsächlich vorhandenen Gemisch.

$\lambda = \frac{\text{vorhandenes Gemisch}}{\text{stöchiometrisches Gemisch}}$. $\lambda = 1$ bedeutet also im Brennraum liegt stöchiometrisches Gemisch vor. $\lambda < 1$ heißt es liegt Luftmangel vor (fettes Gemisch). $\lambda > 1$ heißt es herrscht Luftüberschuss (mageres Gemisch).

Luftwiderstand *drag*:

Kraft, die auf bewegte Körper einwirkt, dadurch, dass diese Luft verdrängen und dass die Luft an der Körperoberfläche reibt.

Massenträgheit (erstes Newtonsches Axiom) *mass inertia*:

Damit ein Körper seine Bewegungsrichtung oder Geschwindigkeit ändert, muss eine Kraft auf ihn einwirken. Diese Kraft ist proportional der Beschleunigung und der Masse (zweites Newtonsches Axiom), $F = m \cdot a$.

Massenträgheitsmoment *polar inertia*:

J Das M. ist bei einer Rotation ein Maß für den Widerstand gegenüber Änderungen der Winkelgeschwindigkeit und ist damit vergleichbar der Masse bei einer Translation.

Das M. hängt von der Verteilung der Masse im Bezug zur Drehachse ab. Je weiter Massenanteile von der Drehachse entfernt sind, desto größer ist das M.

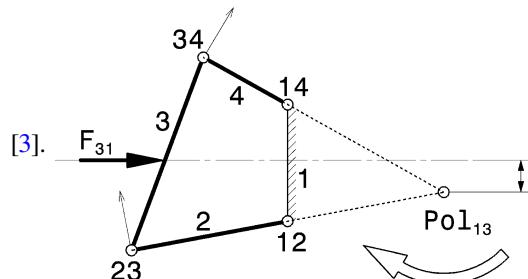
Mitteldruck, effektiv $p_{m,e}$ *mean effective pressure:*

Während eines Arbeitsspiels eines Verbrennungsmotors ändert sich der Druck im Brennraum. Der Mitteldruck ist eine rechnerische Vergleichsgröße. Er ist ein gedachter konstanter Druck, der die gleiche Arbeit an der Kurbelwelle verrichten würde, wie der tatsächliche sich periodisch ändernde Druck im Laufe eines Arbeitsspiels.

Momentanpol *instantaneous centre:*

Jede Bewegung zwischen zwei starren Körpern kann durch eine Drehung um eine augenblickliche (=momentane) Drehachse (= Momentanpol) beschrieben werden. Der Ort des M. ist demzufolge auch der Ort an dem keine Geschwindigkeit zwischen den betrachteten Körpern existiert. Die Angabe des M. in Koppelgetrieben erfolgt durch die Kombination der in Beziehung stehenden Glieder. Im Bild ist ein viergliedriges Getriebe dargestellt. Sind Glieder im (festen) Gestell 1 gelagert, gilt der Lagerpunkt als M., im Beispiel also Gelenke 12 und 14 für die Glieder 2 und 4. Sind betrachtete Glieder nicht direkt miteinander gekoppelt, kann der M. über die Kenntnis zweier zum Starrkörper gehörigen Geschwindigkeitsvektoren ermittelt werden. Hier also der Pol für die Glieder 1 und 3.

Wirken zwischen zwei Gliedern Kräfte, entscheidet die Lage der Kraftwirkungslinie in Bezug zum M. dieser Glieder, welcher kinematischer Zustand sich einstellt. Im Beispiel bewirkt die Kraft F_{31} (Kraft auf Glied 3 von Glied 1) eine Drehung im Uhrzeigersinn. Würde der M. 13 auf der Wirkungslinie von F_{31} liegen, bliebe das Getriebe im Gleichgewicht. Liegt die Wirkungslinie unter dem M. 13, dreht sich Glied 3 gegen den Uhrzeigersinn



Monoposto <i>single-seater:</i>	Einsitziger Rennwagen, bei dem der Fahrerplatz auf der Längsmittellebene des Fahrzeugs angeordnet ist.
NACA Lufteinlass <i>NACA air duct:</i>	(National Advisory Council for Aeronautics). Gestaltung eines Luftschachtes nach den Empfehlungen der NACA.
NASCAR:	Abkürzung von National Association for Stock Car Auto Racing Inc. Das ist die Regelbehörde für den NASCAR Sprint Cup Series (war 2004–2007 Nextel Cup Series, davor Winston Cup), eine in Nordamerika populäre Rennserie, die mehrheitlich auf Ovalkursen in Stadien gefahren wird. Sie stellt die höchste Rennserie in den USA dar. Die Fahrzeuge sehen äußerlich wie Serienfahrzeuge aus, bestehen aber aus einem Gitterrohrrahmen und wurden bis 2011 mit Vergasermotoren betrieben, die über eine Gelenkwelle eine Starrachse an Längslenkern antreiben. Seit 2012 kommt Benzineinspritzung (Multipoint Fuel Injection MPFI) zum Einsatz.
Nicken <i>pitching:</i>	siehe Fahrzeugbewegungen
O-Anordnung <i>O-arrangement:</i>	Zwei Schrägkugellager oder Kegelrollenlager können spiegelbildlich angeordnet werden. Werden dabei zwei Lager so eingebaut, dass die Drucklinien nach außen zeigen (also wie in „O“ aussehen), spricht man von O-Anordnung der Lager. Weisen die Drucklinien zueinander, liegt eine X-Anordnung vor.
Oktanzahl <i>octane number:</i>	Eine Kenngröße für die Klopffestigkeit eines Kraftstoffes. Je größer die Oktanzahl desto kloppfester ist der Kraftstoff. Zur Bestimmung der Oktanzahl werden zwei verschiedene Verfahren eingesetzt: Die Motor-Methode (Motor-Oktanzahl MOZ) und die Research-Methode (Research-Oktanzahl ROZ).
Perzentil <i>percentil:</i>	Einteilung einer Grundgesamtheit (Normalverteilung) in 100 Abschnitte. Hier statistische Einteilung der Abmessungen des menschlichen Körpers. Damit werden Cockpits und Fahrgasträume gestaltet, die für einen Großteil der Bevölkerung passend sind. Im Pkw-Bau decken so der 95%-Mann und die 5%-Frau 90 % der Gesamtbevölkerung ab. Das heißt nur 5 % der Männer sind größer und nur 5 % der Frauen sind kleiner als die benutzten Perzentile.

Prototyp <i>prototype:</i>	Rennwagen einer bestimmten Kategorie und Gruppe, der nur in kleiner Stückzahl oder als Einzelstück gefertigt wird.
Qualitätssteuerung <i>quality control:</i>	Die Steuerung der Last (und damit bei konstanter Last der Drehzahl) erfolgt bei Dieselmotoren durch die Steuerung der Kraftstoffzufuhr in den Brennraum. Die Verbrennungsluft saugt der Motor ungedrosselt an. Dadurch ergibt sich allein über die Veränderung der Kraftstoffmenge das gewünschte Luft-Kraftstoff-Massenverhältnis im Brennraum.
Quantitätssteuerung <i>quantity control:</i>	Die Steuerung der Last (und damit bei konstanter Last der Drehzahl) erfolgt bei Ottomotoren mit herkömmlicher Gemischbildung (Vergaser, Saugrohreinspritzung) über Drosselorgane (Drosselklappe, Schieber). Dabei wird im Teillastbereich die Luft- bzw. Gemischmengenzufuhr zum Motor durch Drosselung des Ansaugquerschnitts verändert. Bei Vollast wird der gesamte Querschnitt freigegeben.
Rad-Schwingzahl <i>wheel frequency:</i>	Eigenfrequenz eines schwingungsfähigen Rades, das über Feder und beweglichen Gliedern mit dem Wagenkasten verbunden ist.
Raid, Rallye Raid:	Unter diesem Oberbegriff werden die Langstreckenrennen, die querfeldein im freien Gelände vornehmlich in Wüstengegenden ausgetragen werden, zusammengefasst. Der grundsätzliche Verlauf des Bewerbs ist dabei wie bei einer Rallye, d. h. die Fahrzeuge fahren von einem Anfangsort zu einem bestimmten Zielort.
Rallye rally:	Sind Wettbewerbe, die auf für die Dauer des Bewerbs abgesperrten Straßenstücken ausgetragen werden. Die Fahrbahndecken können dabei Asphalt o. ä., Schotter, aber auch Schnee und Eis sein. Jedes Fahrzeug fährt die Strecke normalerweise allein. Kennzeichnend für R. ist, dass ein Beifahrer dem Piloten den Streckenverlauf ansagt.
Rapid Prototyping (3D-Druck, Additive Manufacturing):	Dazu zählen alle Verfahren mit deren Hilfe direkt aus 3D-CAD-Informationen reale Modelle geschaffen werden können. Manche dieser Verfahren arbeiten gleichsam wie ein Drucker, der dreidimensionale Kunststoffkörper ausdrückt. Diese Modelle können je nach Verfahren und Einsatzzweck Anschauungsobjekte, Versuchsteile, Gussmodelle oder Gussformen sein. Ziel ist es, ausgehend von CAD-Daten rasch zu einem funktionsfähigem (Prototyp-)Teil (Name!) zu kommen.

Reibbeiwert μ <i>coefficient of friction:</i>	Durch Versuche ermittelter Wert zur Berechnung der Reibkraft zwischen zwei Körpern. Der R. ist u. a. von der Werkstoffpaarung abhängig.
Reynoldszahl <i>Reynolds number Re:</i>	Ist eine dimensionslose Ähnlichkeitskennzahl in der Strömungsmechanik. Sie vergleicht die Trägheitskräfte mit den Reibungskräften in einem Fluid. Bei einer Windkanaluntersuchung mit einem verkleinerten Fahrzeugmodell müssen die Werte der R. von Modell und Original gleich groß sein, damit man vergleichbare Strömungsfelder erhält und somit brauchbare Messergebnisse.
Rockwell-Härte <i>hardness:</i>	Rockwell Angabe der Härte eines Werkstoffs. Wird ermittelt über die bleibende Eindringtiefe eines Eindringkörpers (Kegel, Kugel) in das Werkstück.
Schubmodul (Gleitmodul) <i>G shear modulus:</i>	Durch Schubversuche an Probestäben ermittelte Werkstoffkonstante. Für viele Werkstoffe bleibt bei Schubbeanspruchung das Verhältnis zwischen Schubspannung und Winkelverzerrung gleich. Dieses Verhältnis ist der S.
Sequentielles Schalten <i>sequential shifting:</i>	Eine Art des Gangwechsels bei einem Schaltgetriebe, bei der die einzelnen Gänge nur hintereinander (sequenziell) eingelegt werden. Dazu muss der Fahrer bloß eine einfache Bewegung machen. Motorradgetriebe sind ein Beispiel dafür. Im Gegensatz dazu weisen übliche Pkw-Schaltgetriebe eine H-Schaltung auf, bei der mit einer zusammengesetzten Bewegung ein beliebiger Gang eingelegt werden kann.
Simulation <i>simulation:</i>	Mit Simulationen werden die Auswirkungen von komplexen physikalischen Zusammenhängen meist über der Zeit errechnet. Dazu wird zunächst das zu untersuchende System durch ein Modell vereinfacht dargestellt. Dieses Modell wird anschließend durch ein Gleichungssystem mathematisch beschrieben. Mit Hilfe eines Computers wird dieses Gleichungssystem (meist durch numerische Näherungsverfahren) gelöst. Die Ergebnisse werden dann als Grafiken oder Animationen anschaulich dargestellt (visualisiert). Simulationen erlauben in kurzer Zeit viele Änderungen am untersuchten System durchzuführen, die am realen Objekt isoliert gesehen entweder gar nicht möglich oder zu teuer wären. Simuliert werden u. a. das Fahrverhalten eines Wagens mit unterschiedli-

chen Reifen, Achslasten, Schwerpunkthöhen, Abtriebskräften usw. auf unterschiedlichen Strecken (die zu dem Zweck natürlich dreidimensional erfasst werden sein müssen). Wegen der getroffenen Vereinfachungen bildet eine Simulation nicht exakt die Wirklichkeit ab, liefert aber qualitative Aussagen über Einflussgrößen auf das untersuchte System. Durch Vergleich mit gemessenen Versuchsergebnissen werden Modelle auf ihre Brauchbarkeit geprüft und in weiterer Folge verbessert.

Spannung stress:

Wird ein Bauteil durch äußere Kräfte und/oder Momente belastet oder wird es in seiner Wärmedehnung behindert, tritt eine Beanspruchung im Inneren auf. Diese Beanspruchung wird rechnerisch durch mechanische Spannungen z. B. in N/mm² erfasst. Überschreitet die Spannung an einer Stelle im Bauteil einen vom Werkstoff abhängigen Kennwert, kommt es zum Versagen (Rissbildung, Fließen,...) an dieser Stelle.

Streckgrenze R_e yield strength:

Im Zugversuch ermittelter Werkstoffkennwert. Wird ein Stab mit zunehmender Kraft gezogen, so bleibt er bis zum Erreichen der Streckgrenze elastisch, d. h. bei Entlastung nimmt er wieder seine ursprüngliche Länge an. Bei Werkstoffen ohne ausgeprägte Streckgrenze wird ein Ersatzwert festgelegt, die Proportionalitätsgrenze $R_{p0,2}$.

Tribologie tribology:

Lehre vom Zusammenwirken von Reibung, Schmierung und Verschleiß. Kommt es zwischen Körpern zu einer Relativbewegung, so führt dies zu Energieverlust (Reibung) und Materialabtrag (Verschleiß).

Turbulente Strömung turbulent flow:

Ist eine Strömungsform, bei der Querströmungen und Verwirbelungen in unterschiedlichen Größen und Richtungen auftreten.

Übersteuern oversteer, AE: siehe Fahrverhalten
loose:**Untersteuern understeer, AE:** siehe Fahrverhalten
push:

**Verdichtungsverhältnis ϵ com-
pression ratio:**

Das V. eines Motors ist das Verhältnis aus maximalem und minimalem Zylindervolumen. Das größte Volumen ergibt sich, wenn der Kolben im unteren Totpunkt steht. Dieses Volumen ist also das Hubvolumen eines Zylinders plus des so genannten Kompressionsvolumens. Das kleinste Volumen schließt der Kolben im oberen Totpunkt ein. Dieser Rauminhalt stellt das Kompressionsvolumen dar. Das Kompressionsvolumen setzt sich zusammen aus dem Brennraumvolumen und weiteren Anteilen, die sich durch die Kolbenbodenform ergeben.

Wanken roll:

siehe Fahrzeuggbewegungen

**Wärmetauscher heat exchan-
ger:**

Gebilde in dem Wärme von einem flüssigen oder festen Stoff höherer Temperatur auf einen anderen mit niedriger Eintrittstemperatur übergeht, ohne dass die beiden Stoffe miteinander vermischt werden. Je nach beteiligten Medien unterscheidet man z. B. Wasser/Luft oder Luft/Luft-Wärmetauscher für die Ladeluftkühlung eines aufgeladenen Motors.

WRC World Rally Car:

Rallyefahrzeug, das auf einem großzügigen Reglement basiert, das keine Mindeststückzahl an gebauten Fahrzeugen vorschreibt. Das Mindestgewicht beträgt 1230 kg. Die Zylinderzahl der Motoren ist mit acht begrenzt. Der Hubraum hängt von der Anzahl der Ventile und vom Aufladeverfahren ab. Weitere Rallyefahrzeuge gehören zur Gruppe A und N. Für diese Fahrzeuge wird verlangt, dass 2500 Basismodelle innerhalb eines Jahres gebaut werden. Der Gruppe A verdanken wir so Straßenfahrzeuge wie den Lancia Delta Integrale, Mitsubishi Lancer Evo und Ford Escort RS-Cosworth.

**Zugfestigkeit R_m tensile stre-
ngth:**

Im Zugversuch ermittelter Werkstoffkennwert. Er ergibt sich aus dem Quotienten von Höchstkraft während des Versuchs und dem Querschnitt des Probestabs vor dem Versuch. Die Z. ist in vielen Werkstoffkurzbezeichnungen enthalten.

In diesem Buch werden die britischen Ausdrücke für die wichtigsten Teile kursiv angeführt. Nachfolgend sind für einige gängige Bauteile die Unterschiede zwischen den entsprechenden amerikanischen (AE) und den britischen Begriffen (BE) aufgelistet:

Bauteil	amerikanisch	britisch
Seitenwelle	axle shaft	half shaft
Antriebswelle	driveshaft	prop shaft
Radkasten	fender	wheel arch
(Motor-)Haube	hood	bonnet
Übersteuern	loose	oversteer
Kegelradachsgetriebe	ring & pinion	crown wheel & pinion
Untersteuern	tight (push)	understeer
Kofferraum	trunk	boot
Stoßdämpfer	shock absorber	damper
Torsionsstabilisator	sway bar	anti roll bar
Gurney-Leiste	wicker	gurney
Windschutzscheibe	windshield	windscreen

Unterschiedliche Rennklassen benutzen ebenso unterschiedliche Bezeichnungen für das im Prinzip gleiche Bauteil:

- Dreiecksquerlenker: A-arm/ wishbone, control arm
- Radträger: spindle, knuckle (Tourenwagen)/ upright (Monoposto)
- Spurstange: tie rod/ toe link

Literatur

1. Breuer, B., Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch, 1. Aufl. GWV Fachverlage/Vieweg, Wiesbaden (2003)
2. Milliken, W.F.: Chassis design: principles and analysis. Society of Automotive Engineers, Warrendale (2002)
3. Neumann, R., Hanke, U.: Eliminierung unerwünschter Bewegungen mittels geeigneter Momentanpolkonfiguration. Konstruktion, Heft 4, S. 75–77. Springer, Berlin (2005)

Stichwortverzeichnis

A

Abbremsung 397
ABS 409
Ackermann-Bedingung 320
Allradlenkung 389
Antriebskrafthebelarm 328
Aufbauschwingungszahl 193
Aufstützeffekt 99

B

Bezeichnungen 9
Felgen 9
Räder 9
Bodenabstand 94
Bordsteinabdrücktest 365
Bremsanlage 396
Bremsbelag
 Auswahl 443
 Werkstoffe 445
Bremsbeläge 441
Bremse
 Einlenken auf der B. 119
 Umlaufventil 459
 Wärmeaushalt 422
Bremsenkühlung 456
Bremsflüssigkeit 428
Bremskolben 440
Bremskraftbegrenzer 432
Bremskraftregler 434
Bremskraftverstärker 419
Bremskraftverteilung 398, 404
Bremskreis 414
Bremsleistung 403
Bremsleitung 435

Bremsnickausgleich 116
Bremssattel 437
Bremsscheibe 448
bump stop 175

C

Clean Racing 472
CO₂-Emission 473
cornering stiffness 55

D

Dämpfer
 Prüfmaschine 211
Dämpfung 199
Dallara IR8 79
Diagonalreifen 11
Doppelquerlenkerachse 251
Drehstabfeder 182
Druckanschlag 175, 187
Druckstab 290
Druckstufe 213

E

Eigenfrequenz 189
Eigenlenkgradient 338
Einlenken auf der Bremse 119
Einrohdämpfer 205
Einschlagwinkel
 Maximalwerte 327
Einzelfederbein 238
Elastokinematik 139
ERS (Energy Recovery System) 476

F

- Fadenwinkel 11
- Federbeinachse 302
- Federrate 193
 - progressive 177
 - radbezogene 193
- Federübersetzung 178
- Federungslenken 377, 381
- Federweg 174
- Festkörpergelenk 275
- Feststellbremse 396
- Fly-off-Handbremse 396
- Ford Fiesta RS WRC 313
- Formel
 - BMW 370
 - König 185, 369
 - Renault 2000 75, 264, 303
 - 3000 ZYTEC 246
- Formel-Ford 244

G

- Geheimhaltung 469
- Gelenkköpfe 281
- Gelenklager 281
- Gewichtsrückstellung 330
- Gierverstärkung 337
- Grabeneffekt 351
- Green Racing 472
- Gummi
 - Hysterese 15
 - Reibung 15

H

- Hauptbremszylinder 430
- Hilfsfeder 176
- Hilfskraftlenkung
 - elektrische 347
 - hydraulische 347
- Hinterachslenkung 389
- Hybridlager 145

I

- Innovationen 469

J

- J-Turn 318

K

- Kardanfehler 351
- Knie-Geschwindigkeit 216
- Konsolen 289
- Kosten 470
- Kraftstoffverbrauch 473

L

- Längskrafthebelarm 89
- Lastübersteuern 323
- Lastwechsel 51
- Leistungsuntersteuern 389
- Lenkbremse 392
- Lenkdifferenzwinkel 321
- Lenkempfindlichkeit 340
- Lenkgefühl 343
- Lenkgetriebe 361
- Lenkhilfeeinrichtung 343
- Lenkpräzision 343
- Lenkradmomentgradient 344
- Lenkradnabe 355
- Lenkrollradius 89, 327
- Lenktrapez 376
- Lenkübersetzung 335
- Lenkungsdämpfer 386
- Lenkungsrückmeldung 343
- Lenkunruhe 384
- Lenkwelle 348
- Lenkwinkelsprung 318
- Lola T-328 SV 243

M

- Masse, ungefederte 88, 194
- McPherson-Achse 302
- Monofeder 238
- motion ratio 178

N

- Nachlaufwinkel 92, 327
- Nickachse 112
- Nickpol 110
- Norma N20 312
- NVH (noise, vibration and harshness) 190

O

- Opel Calibra ITC 96 309

P

Porsche
917 307
919 Hybrid 220

Q

Querlenker 272
virtueller 97

R

Radaufhängung, elastokinematische 479
Radbefestigung 71
Radgröße
Wahl 68
Radialreifen 10
Radlager 141
Radlasthebelarm 330
Radlastmesszelle 164
Radlastschwankung 33, 197
Radlastverlagerung 99, 107
Radnabe 261
Radstand 93
Radträger 267
Räder
Arten 64
Bezeichnungen 62
Zentralverschraubung 73

Reibungsbeiwert 17

Reifen
Breite 39
Federungsverhalten 46
Fülldruck 26
kombinierte Belastung 49
Profil 21
Rollwiderstand 40
Rückstellmoment 38
Schlupf 18
Schräglauf 34
Schräglaufwiderstand 45
Sturz 36
Temperatur 46
Temperaturzyklus 48
Tragfähigkeit 30
Ventil 60
Verschleiß 22
Reifenbreite 54
Reifengröße
Wahl 53

Reifenkennzeichnung 4

Reifenverschleiß 22
Rollgradient 230
Rollradius, dynamischer 2
Rollzentrum 97
Rückstellfaktor 344

S

Scheibenbremse 414
Schlingern 384
Schlupf 18
Schrägfederung 112
Schrägfederungswinkel 115
Schräglaufsteifigkeit 55
Schräglaufwinkel 93
Schwinge, virtuelle 111
Schwingungstilger 223
Schwingzahl 191
Semi-Gürtelreifen 12
Sicherheitsfaktor 164
Spreizung 89
Spreizungswinkel 327
Spurdifferenzwinkel 321
Spurhebel 377
Spurstange 379
Spurweite 93
Stabilisator, verstellbarer 239
Starrachse 304
Stickstofffüllung 30
Störkrafthebelarm 89, 328
Sturz 90
Sturzsteifigkeit 152
Sturzzuwachs 92

T

Topologieoptimierung 167
Torque Vectoring 476
Torsionsstabilisator 225
Toyota RV8B 245
trial braking 119
Trommelbremse 414

U

Übersetzung
Dämpfer 222
Feder 178
Umlenkhebel 295

Umweltmanagement 472

Uniball-Gelenke 281

V

Verbundlenkerachse 306

Vorspurwinkel 95

W

Waagebalkensystem 411

Wankachse 105, 125

Wankdämpfung 219

Wankwiderstand 235

Wankzentrum 97

Z

Zugstab 290

Zugstufe 213

Zweirohrdämpfer 204