

Ralph Pütz
Ton Serné



Rennwagentechnik – Praxislehrgang Fahrdynamik

Eine praktische Anleitung für
Amateure und Profis

2. Auflage

Band 6

EBOOK INSIDE



Springer Vieweg

Handbuch Rennwagentechnik

Reihenherausgeber

Michael Trzesniowski, Institut für Fahrzeugtechnik, FH Joanneum, 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>

Ralph Pütz • Ton Serné

Rennwagentechnik – Praxislehrgang Fahrdynamik

Eine praktische Anleitung für Amateure
und Profis

2., aktualisierte Auflage



Springer Vieweg

Ralph Piitz
Institut für Fahrzeugforschung
BELICON GmbH
Bayerbach, Deutschland

Ton Serné
SernéCM
Rosmalen, Niederlande

Handbuch Rennwagentechnik
ISBN 978-3-658-26703-2 ISBN 978-3-658-26704-9 (eBook)
<https://doi.org/10.1007/978-3-658-26704-9>

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

*Meinem Vater gewidmet, der mir stets gezeigt hat,
wie wichtig es ist, dass ein Mensch sich seine
Träume erfüllt.*

Ton Serné

*Meiner Frau Bettina gewidmet, die in liebevoller
Unterstützung seit Jahrzehnten meine Arbeit mit
Rat und Verständnis fördert, meine Hobbies er- und
mitträgt und mir bei alledem den Rücken freihält.*

Ralph Pütz

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.

Graz, 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

Einleitung *Introduction*

Für den vorliegenden Bd. 6 in der etablierten Fachbuchreihe „Rennwagentechnik“ haben sich die Verfasser dieses Bandes – beide als Hochschullehrer tätig und beide dem Motorsport lebenslang durch eigene Erfahrungen als Rennfahrer und Renningenieur in diversen Rennwagenklassen vom Tourenwagen bis hin zur Formel 3 verbunden – entschlossen, das theoretische Wissen der Fahrwerkstechnik in eine praktische Anleitung zur sukzessiven Entwicklung eines optimalen Fahrwerks-Set-ups zu übertragen. Der vorliegende Band ist somit expressis verbis ein Praxislehrgang zur Optimierung der Straßenlage von Rennwagen.

Die Ausschöpfung der Leistungsfähigkeit eines Rennwagens in Bezug auf seine Straßenlage bedeutet im Grunde, maximale Beschleunigungen in Längs- und Querrichtungen zu erreichen. Weil die Reifen den einzigen physischen Kontakt zwischen der Masse des Fahrzeugs und der Straße herstellen, werden die maximalen Beschleunigungen letztendlich durch die Reifen bestimmt. Die Reifen müssen folglich durch geeignete Fahrwerks- und Aerodynamik-Einstellungen in die Lage versetzt werden, ihr volles Potenzial zu entfalten.

Dieses Buch ist deshalb wie folgt aufgebaut: Zunächst wird beschrieben, welche grundlegenden Fahrwerksparamater wie am Auto vermessen werden. Der Grund dafür ist, dass die meisten Leser ihren eigenen Rennwagen nicht selbst konstruieren, sondern ein schon existierendes Auto verwenden, welches sie jedoch zunächst richtig verstehen lernen müssen, denn ohne den Status Quo zu kennen ist der Erfolg von Veränderungen nichts anderes als purer Zufall.

Im weiteren Verlauf dieses Buches wird dann, nach der Erläuterung der Grundlagen zum Unter- und Übersteuern, beschrieben, wie Reifen „funktionieren“ und was es erfordert, dass die Reifen ihre optimale Performance erreichen. Alle darauf folgenden Kapitel dienen dazu aufzuzeigen, auf welche Weise die Fahrwerksgeometrie, Federung, Stoßdämpfer, Differenzial und Aerodynamik angewendet werden sollen, damit die Reifen ihr Potenzial auch ausschöpfen können.

Den Lesern – und hoffentlich auch vielen Leserinnen (!) – werden anhand zahlreicher Rechen- und Praxis-Beispiele Anregungen gegeben, die jeder dann in der Praxis an seinem eigenen Fahrzeug anwenden kann. Das soll dazu dienen, dass Abstimmungen des Fahrzeug-Set-up nicht mehr „aus dem Bauch heraus“ gemacht werden, sondern reproduzierbar auf der Basis von fundiertem Wissen. Der Lohn sind dann volle Sekunden pro

Rennrunde! Das ist auch die Zielsetzung, die die beiden Autoren stets im Blick gehabt haben und die durch einen „roten Faden“ im Buch erreichbar werden soll.

Dieser „Lehrgang“ als Bd. 6 setzt die vorherige Lektüre der übrigen fünf Bände des grundlegenden Werks „Rennwagentechnik“ zwar nicht voraus, da die wichtigsten physikalisch-technischen Grundlagen aus Gründen der besseren Verständlichkeit im vorliegenden Band ebenfalls erläutert werden. Dennoch ist die ergänzende Lektüre der übrigen Bände in jedem Fall sehr empfehlenswert.

Bei der Erläuterung der theoretischen Zusammenhänge werden mathematische Grundkenntnisse z. B. der Differenzial- und Integralrechnung sowie Differenzialgleichungen vorausgesetzt, was im Zeitalter des „Abiturs für Jedermann“ sicherlich vertretbar ist. Auch wenn Leser mit einer technischen Hochschulausbildung den meisten Nutzen aus diesem Band ziehen können, wurde dennoch versucht, auch technisch und motorsportlich interessierten Laien einen tieferen Zugang zur Thematik zu erschließen.

Das vorliegende Buch in seiner Konzeption als Lehrgang sollte in der Tat „von vorne bis hinten“ gelesen werden, da die einzelnen Kapitel aufeinander aufbauen und sich ergänzen, bis sie in einer Zusammenfassung kulminieren.

Dank gilt allen, die die Veröffentlichung dieses Buches gefördert haben, sei es durch Bereitstellung von Materialien oder wertvolle Diskussion. An erster Stelle möchten die Autoren Herrn Werner Brückle von MoTeC für seine Unterstützung danken. Dank gilt auch den Herren Thomas Tahedl, Thomas Haberstock, und Johann Lehner von der Hochschule Landshut sowie den Herren I.J.M. Besselink und M.T.A. van der Drift von der Universität Eindhoven und den Herren Michael Rasper und Frank Exner, die durch Bereitstellung von Unterlagen sowie kritische Anregungen zum Gelingen des Werks beigetragen haben.

Ebenso sei den Herren Kees van de Grint (ehemaliger Reifingenieur von Michael Schumacher), Martin Flick, Daniel Pitsch, Jürgen Wohlfahrt, Danny Nowlan und Jörge Segers für ihre Beratung gedankt.

Da ein solch umfassendes Buch auch bei gewissenhaftem Lektorat durchaus Fehler enthalten kann, nehmen die Verfasser konstruktive Verbesserungsvorschläge und Anregungen jederzeit gerne entgegen.



Rosmalen, Niederlande
Dipl.-Ing. Ton Serné



Bayerbach-Greilsberg, Deutschland
Prof. Dr.-Ing. Ralph Pütz

Inhaltsverzeichnis Contents

1	Vermessung des Setups <i>Measurement of Setup</i>	1
1.1	Hauptabmessungen und Schwerpunktlage <i>Main Dimensions and Centre of Gravity</i>	2
1.2	Statische Achslasten und horizontale Schwerpunktlage <i>Static Axle Loads and horizontal Centre of Gravity</i>	4
1.3	Vertikale Schwerpunktlage (Schwerpunkthöhe) <i>Vertical Centre of Gravity</i>	8
1.4	Massenträgheitsmoment um die Hochachse <i>Moment of Inertia at vertical Axis</i>	10
1.5	Fahrwerksvermessung <i>Suspension Measurement</i>	14
1.5.1	Sturz <i>Camber</i>	15
1.5.2	Spur <i>Track</i>	16
1.5.3	Nachlauf <i>Caster</i>	18
1.5.4	Spreizung und Lenkrollhalbmesser <i>Kingpin Inclination and Scrub Radius</i>	19
1.5.5	Spurdifferenzwinkel (Lenkwinkeldifferenz)	21
1.6	Aerodynamische Parameter <i>Aerodynamic Parameters</i>	24
1.7	Zusammenfassung <i>Summary</i>	30
	Literatur <i>References</i>	31
2	Einleitung und Definitionen <i>Introduction and Definitions</i>	33
2.1	Die Straßenlage und ihre Bedeutung <i>Significance of Handling and Roadholding</i>	33
2.2	Fahrzeugbewegungen und Freiheitsgrade <i>Vehicle Movements and Degrees of Freedom</i>	34
2.3	Die fünf Phasen einer Kurve <i>The five Phases of a Curve</i>	36
2.3.1	Beschreibung der fünf Phasen <i>Description of the five Phases</i>	36
2.4	Untersteuern & Übersteuern <i>Understeer & Oversteer</i>	39
2.4.1	Zentripetalkraft, Querkraft oder Lateralkraft <i>Centripetal Force or Lateral Force</i>	39

2.4.2	Zentrifugalkraft (oder: die unsichtbare Hand ...) <i>Centrifugal Force (or: the invisible hand)</i>	39
2.4.3	Balance <i>Balance</i>	40
2.5	Die Ermittlung von Unter- und Übersteuern <i>Identification of Understeering and Oversteering</i>	43
2.5.1	Methode 1 <i>Method 1</i>	43
2.5.2	Methode 2 <i>Method 2</i>	47
	Literatur <i>References</i>	52
3	Reifen <i>Tires</i>	53
3.1	Die nicht-lineare Charakteristik des Reifens <i>The non-linear Characteristic of the Tire</i>	54
3.2	Der Reibungskoeffizient <i>Coefficient of Friction</i>	57
3.3	Der Stabilisator als Mittel zur Beeinflussung des Gewichtstransfers <i>Stabilizer as a Means for influencing Weight Transfer</i>	60
3.4	Der „Kamm“sche Kreis“ – oder genauer: die Kräfte-Ellipse <i>Kamm’s Circle – or more precisely, the Force Ellipse</i>	66
3.5	Der Einfluss des Reifendrucks und der -temperatur <i>Influence of Tire Pressure and Temperature</i>	74
3.6	Diagonal- versus Radialreifen <i>Diagonal versus Radial Tires</i>	87
3.7	Interpretation der Reifenabnutzung <i>Interpretation of Tire Wear</i>	88
	Literatur <i>References</i>	91
4	Schwingungsdämpfer <i>Dampers/Shock Absorbers</i>	93
4.1	Das Fahrzeug als schwingendes System <i>The Vehicle as an oscillating System</i>	94
4.2	Dämpferbauarten <i>Damper Types</i>	97
4.3	Dämpferkennlinien <i>Damper Characteristics</i>	102
4.4	Das Fahrzeug als reduziertes Viertelfahrzeug-Modell <i>The Vehicle as a reduced Quarter-Vehicle Model</i>	112
4.5	Beurteilungen der Dämpferwirkung im Rennbetrieb <i>Assessment of the Dampers under Racing Condition</i>	120
	Literatur <i>References</i>	126
5	Geometrie <i>Geometry</i>	127
5.1	Die Fahrwerksgeometrie und ihre Bedeutung <i>Suspension Geometry and its Significance</i>	127
5.2	Spreizung und Nachlauf <i>Kingpin Inclination and Caster</i>	129
5.3	Vorspur und Nachspur <i>Toe-in and Toe-out</i>	132
5.4	Rollzentrum und Nickzentrum <i>Roll Centre and Pitch Centre</i>	135
5.5	Geometrie, ein faszinierender Kompromiss <i>Geometry, a fascinating Compromise</i>	136

5.6	Das Kräfspiel in der Radaufhängung <i>Effect of Forces in the Suspension</i>	141
5.7	Das Ackermann-Prinzip <i>Ackermann's Principle</i>	155
5.8	Analytische Ermittlung der Bewegung einer Doppelquerlenker-Radaufhängung <i>Analytical Determination of the Motion of a Double-Wishbone Suspension</i>	165
	Literatur References	169
6	Federung <i>Springs</i>	171
6.1	Gründe für Federung <i>Reasons for Springs in Suspension</i>	171
6.2	Federrate und Federarten <i>Spring Rate and Spring Types</i>	172
6.3	Berechnung der Federung <i>Calculation of Springs</i>	182
6.4	Roll- und Nickwiderstand <i>Roll and Pitch Resistances</i>	197
6.5	Wiegen <i>Weighing</i>	203
	Literatur References	208
7	Differenziale (Ausgleichsgetriebe) <i>Differentials</i>	209
7.1	Notwendigkeit für Differenziale bei Kurvenfahrt <i>Need for Differentials while Cornering</i>	209
7.2	Sperrdifferenziale versus offene Differenziale <i>Torque Bias/locked Differentials versus open Differentials</i>	211
7.2.1	Allgemeines <i>General Information</i>	211
7.2.2	Nachteile offener Differenziale <i>Disadvantages of open Differentials</i>	213
7.2.3	Sperrdifferenziale <i>Torque Bias/Locked Differentials</i>	214
7.3	Analyse der Wirkung von Sperrdifferenzialen <i>Analysis of the Effect of Torque Bias/Locked Differentials</i>	216
	Literatur References	231
8	Aerodynamik <i>Aerodynamics</i>	233
8.1	Mehr Abtrieb durch aerodynamische Maßnahmen <i>More Downforce by Aerodynamic Measures</i>	234
8.2	Strömungstechnische Grundlagen <i>Basics in Fluid Technology</i>	236
8.2.1	Energie- und Massenerhaltung der Strömung <i>Energy and Mass Conservation during Flow</i>	236
8.2.2	Laminare und turbulente Strömung sowie Grenzschicht <i>Laminar and turbulent Flow and boundary Layer</i>	238
8.3	Luftwiderstand und Abtrieb <i>Drag and Downforce</i>	241
8.4	Maßnahmen zur Erzeugung von Abtrieb <i>Measures for Generating Downforce</i>	248
8.4.1	Tragflügel, Gurney-Flaps und Winglets <i>Wings, Gurney Flaps and Winglets</i>	248

8.4.2	Beschleunigung der Strömung unter dem Fahrzeug und Diffusor <i>Acceleration of the Flow under the Vehicle Floor and Diffusor</i>	259
8.4.3	Vortex-Generatoren (Turbulatoren, Canard-Flaps) und Golfball-Effekt <i>Vortex Generators (Turbulators, Canard Flaps) and the Golf Ball Effect</i>	262
8.5	Optimale aerodynamische Balance <i>Optimum in Aerodynamic Balance</i>	269
8.6	Bewertung von Abtrieb und Luftwiderstand aus aufgezeichneten Analysedaten während des Rennens <i>Assessment of Downforce and Drag from Race Data Acquisition</i>	275
8.6.1	Analyse der dynamischen Fahrthöhen an Vorder- und Hinterachse <i>Analysis of the dynamic Ride Heights at front and rear Axles</i>	275
8.6.2	Analyse der Bewegung der Radaufhängung an Vorder- und Hinterachse <i>Analysis of the Movement of Suspensions at front and rear Axles</i>	278
8.6.3	Erstellung von Aero-Maps aus Konstantfahrt-Test <i>Creation of Aero Maps from Constant Drive Test</i>	281
8.6.4	Erreichbare Höchstgeschwindigkeit in der Ebene <i>Achievable maximum Speed at Level</i>	287
8.7	Nutzung von CFD-Software (Computational Fluid Dynamics) <i>Application of Computational Fluid Dynamics</i>	288
	Literatur <i>References</i>	293
9	Testfahrten <i>Test Drives</i>	295
9.1	Die Theorie ist verinnerlicht – nun folgt die Praxis <i>The Theory is internalized – now Practice follows</i>	296
9.2	Die fünf charakteristischen Phasen einer Kurve im Überblick <i>The five characteristic Phases of a Curve at a Glance</i>	300
9.3	Definitionen unterschiedlicher Tests <i>Definitions of different Tests</i>	302
9.4	Gezielte Tests <i>Specific targeted Tests</i>	304
9.4.1	Dämpfer-Charakteristik <i>Damper Characteristics</i>	304
9.4.2	Gewichtstransfer <i>Weight Transfer</i>	310
9.4.3	Verteilung des Widerstands gegen Rollen auf Vorder-/Hinterachse <i>Distribution of Chassis Rollresistance on front/rear Axles</i>	311
9.4.4	Gewichtsverteilung & Balance <i>Weight Distribution and Balance</i>	313
9.4.5	Aerodynamik <i>Aerodynamics</i>	313
9.5	Reifentests <i>Tire Tests</i>	316

9.5.1	Grundlegende Reifenparameter <i>Basic Tire Parameters</i>	316
9.5.2	Tyre Modelling (Reifenmodell-Erstellung) <i>Tire Modeling (Developing Tire Model)</i>	317
9.6	Tests für Amateur-Teams <i>Tests for Amateur Teams</i>	320
	Literatur <i>References</i>	322
10	Simulation der Fahrdynamik	323
10.1	CarMaker	324
10.1.1	Subsystem Fahrzeug inklusive Reifen	324
10.1.2	Teststrecke, Fahrmanöver und Fahrer	329
10.1.3	Durchführung und Dokumentation der Simulation	332
10.2	CHASSIS SIM	337
10.2.1	Toolboxes <i>Werkzeugkasten</i>	338
10.2.2	Stabilitätsfaktor <i>Stability Index</i>	340
	Literatur <i>References</i>	346
	Umrechnungstabellen <i>Conversion Tables</i>	347
	Anhang – Glossar <i>Glossary</i>	351
	Literatur <i>References</i>	367
	Stichwortverzeichnis <i>Index</i>	369

Abkürzungen, Formelzeichen und Einheiten *List of Symbols and Units*

Kapitel 1

l	Radstand (mm)
b_f	Spurweite an der Vorderachse (mm)
b_r	Spurweite an der Hinterachse (mm)
L_t	Länge über alles (mm)
B_t	Breite über alles (mm)
l_f	Schwerpunktabstand von Vorderachse (mm)
l_r	Schwerpunktabstand von Hinterachse (mm)
$F_{Z,V,f}$	Normalkraft Vorderachse (mit Fahrer) (N)
$F_{Z,V,r}$	Normalkraft Hinterachse (mit Fahrer) (N)
$F_{Z,V,t}$	Gewichtskraft (mit Fahrer) (N)
$m_{V,f,r}$	Radlast vorne rechts (mit Fahrer) (kg)
$m_{V,f,l}$	Radlast vorne links (mit Fahrer) (kg)
$m_{V,f}$	Vorderachslast (mit Fahrer) (kg)
$m_{V,r,r}$	Radlast hinten rechts (mit Fahrer) (kg)
$m_{V,r,l}$	Radlast hinten links (mit Fahrer) (kg)
$m_{V,r}$	Hinterachslast (mit Fahrer) (kg)
$m_{V,t}$	Gesamtmasse (mit Fahrer) (kg)
$m_{V,0}$	Leergewicht (kg)
i_m	Prozentuales Achslastverhältnis vorne/hinten (%)
Ant_f	Prozentualer Achslastanteil vorne (%)
Ant_r	Prozentualer Achslastanteil hinten (%)
h_v	Vertikale Schwerpunkthöhe (mm)
d_f	Durchmesser des Vorderrades (mm)
$F_{Z,V,r,a}$	Hinterachslast (Normalkraft) inkl. Fahrer und Tankfüllung für halbe Renndistanz im angehobenen Zustand (N)
$F_{Z,V,r}$	Hinterachslast (Normalkraft) inkl. Fahrer und Tankfüllung für halbe Renndistanz (N) in der Ebene
$F_{Z,V,t}$	Gesamtgewichtskraft des Fahrzeugs inkl. Fahrer und Tankfüllung für halbe Renndistanz (N)

$m_{Z,V,r,r,a}$	Radlast hinten rechts (mit Fahrer), angehoben (kg)
$m_{Z,V,r,l,a}$	Radlast hinten links (mit Fahrer), angehoben (kg)
$m_{Z,V,r,a}$	Hinterachslast (mit Fahrer), angehoben (kg)
H_a	Höhe unter Vorderrad, angehoben (Hubhöhe) (mm)
J_z	Massenträgheitsmoment um die Hochachse des Fahrzeugs (kg m^2)
T_0	gemessene Periodendauer der Drehschwingung um die z -Achse (s)
a, b, c	Maße gemäß Abb. 1.6 (m)
g	Erdbeschleunigung (m/s^2)
$\varepsilon_{f,r}$	Sturz vorne rechts ($^\circ$)
$\varepsilon_{f,l}$	Sturz vorne links ($^\circ$)
$\varepsilon_{r,r}$	Sturz hinten rechts ($^\circ$)
$\varepsilon_{r,l}$	Sturz hinten links ($^\circ$)
$\delta_{V,f}$	Spurwinkel vorne ($^\circ$)
$\delta_{V,r}$	Spurwinkel hinten ($^\circ$)
$\tau_{f,r}$	Nachlaufwinkel vorne rechts ($^\circ$)
$\tau_{f,l}$	Nachlaufwinkel vorne links ($^\circ$)
σ	Spreizungswinkel ($^\circ$)
R_0	Lenkrollhalbmesser (mm)
F_W	Summe der abbremsenden Fahrwiderstände (N)
F_L	Luftwiderstand (N)
F_R	Rollwiderstand (N)
F_{St}	Steigungswiderstand (N)
f_R	Rollwiderstandsbeiwert des Fahrzeugs (-)
$m_{Z,V,t}$	Fahrzeugmasse inkl. Fahrer und halber Tankfüllung (je nach Renndistanz) (kg)
g	Erdbeschleunigung, $9,81 \text{ m/s}^2$
α_{St}	Mittlerer Steigungswinkel der Fahrbahn ($^\circ$)
ρ_L	Luftdichte (kg/m^3), $1,225 \text{ kg/m}^3$ auf Meereshöhe bei 15°C und 1013 mbar
c_w	c_w -Wert des Fahrzeugs (-)
A	Anströmfläche des Fahrzeugs (m^2)
v_F	Fahrzeuggeschwindigkeit (m/s)
v_0	Windgeschwindigkeit (m/s), Gegenwind: negativer Wert, Rückenwind: positiver Wert
k_m	Drehmassenfaktor (-) zur Berücksichtigung der abzubremsenden Rotationsmassen (Räder inkl. Reifen etc.)
a_x	Verzögerung des Fahrzeugs aufgrund des Luft-, Roll- und Steigungswiderstands (m/s^2)
h_w	Mittlere Reifenhöhe aus Vorder-/Hinterachse (mm)
h_{sp}	Höhe Heckspoiler (mm)
s	Breite Heckspoiler (mm)

h_c	Projektion Höhe Heckspoiler (mm)
h_H	Höhe Hutze (mm)
s_H	Max. Breite Hutze (mm)

Kapitel 2

a_y	Querbeschleunigung (Zentripetalbeschleunigung) (m/s^2)
$F_{Ti,1,f}$	Querkraft am Reifen, links, vorne (N)
$F_{Ti,r,f}$	Querkraft am Reifen, rechts, vorne (N)
$F_{Ti,f,lat}$	Gesamtquerkraft an den Vorderreifen (N)
$F_{Ti,r,lat}$	Gesamtquerkraft an den Hinterreifen (N)
$F_{Ti,tot,v}$	Zentripetalkraft (N)
α_r	Schräglaufwinkel rechts (°)
α_l	Schräglaufwinkel links (°)
β	Schwimmwinkel (°)
g	Erdbeschleunigung ($9,81 \text{ m/s}^2$)
l	Radstand (m)
R	Kurvenradius (m)
v_x	Geschwindigkeit des Fahrzeugs in Längsrichtung (m/s)
δ_{lenk}	der aktuelle (kinematische) Lenkwinkel (rad)
$\delta_{\text{untersteuern}}$	Winkel, der das Maß von Untersteuern angibt (rad)
δ_{neutral}	Neutraler Lenkwinkel (rad)
η	Untersteuerkoeffizient (-)
$\dot{\psi}_P_1$	Gierrate des Fahrzeugs um den Kurvenmittelpunkt M (rad/s)
$\dot{\psi}_P_2$	Gierwinkelgeschwindigkeit (Gierrate) des Fahrzeugs um den Schwerpunkt S (rad/s)

Kapitel 3

$F_{W,y}$	Lateralkraft am Reifen (N)
b_y, c_y, d_y, e_y	Konstanten (-)
α	Schräglaufwinkel des Reifens (rad)
$F_{Ti,lat}$	Lateralkraft am Reifen (N)
$C_{T,\alpha}$	Seitensteifigkeit des Reifens (N/rad)
$r_{\tau,t}$	gesamte Nachlaufstrecke des Rades (m)
$F_{w,z}$	Normalkraft auf das Rad (N)
A_T	Aufstandsfläche des Reifens = Reifenlatsch (m^2)
$l_{T,A}$	Länge der Aufstandsfläche des Reifens (m)
$b_{T,A}$	Breite der Aufstandsfläche des Reifens (m)
p_T	Reifenluftdruck (N/m^2); Umrechnung: 1 bar = 10^5 N/m^2

C_{Ti}	Vertikale Federrate (Federsteifigkeit) des Reifens (N/m)
ε	Sturzwinkel ($^{\circ}$)
v_w	Umfangsgeschwindigkeit des Reifens (m/s)
r_{dyn}	dynamischer Radhalbmesser (m)
r_{stat}	statischer Radhalbmesser (m)
$F_{w,z}$	Normalkraft auf das Rad (N)
c_S	Gesamtfedersteifigkeit des Stabilisators (N/mm)
c_{Ba}	Federsteifigkeit des Stabilisatorrückens (Torsionsteil) (N/mm)
c_{Bl}	Federsteifigkeit der Stabilisatorschenkel (Biegeteile) (N/mm)
F	Tordierende und biegende Kraft im Stabilisator (N)
δ	Gesamte Einfederung des Stabilisators aus Verdrehung des Torsionsteils und Biegung beider Schenkel (mm)
δ_{Ba}	Einfederung des Stabilisators aus Verdrehung des Torsionsteils (mm)
δ_{Bl}	Einfederung des Stabilisators aus Biegung eines Schenkels (mm)
Φ	Gesamter Verdrehwinkel des Stabilisators aus Torsion und Biegung (rad)
G	Schubmodul (N/mm ²) (abhängig vom Material Federstahl, 73.100–82.000 N/mm ²)
D	Außendurchmesser (mm)
d	Innendurchmesser (mm)
L	Länge des Stabilisator-Rückens (Torsionsteil) (mm)
R	Radius zwischen Torsions- und Biegeteil (mm)
A	Schenkellänge des Stabilisators (mm)
δ_{Ba}	Einfederung des Stabilisators aus Verdrehung des Torsionsteils (mm)
E	Elastizitätsmodul (N/mm ²)
$T CT_{Radius}$	Traktionsradius (übertragbare Kraft!) eines Reifens (N)
$F_{w,z}$	Radlast (N)
$k_{Fr,0}$	anfänglicher Reibungskoeffizient (Startwert) (–)
$k_{Fr,L}$	Koeffizient für die Abnahme des Reibungskoeffizienten unter Radlast (erfolgt linear mit der Radlast) (1/N)
$F_{w,Y,f}$	maximal übertragbare Seitenkraft an der Vorderachse (N)
$F_{w,Y,r}$	maximal übertragbare Seitenkraft an der Hinterachse (N)
$m_{V,dr}$	Masse des betriebsfertigen Rennfahrzeugs inkl. Fahrer (kg)
$m_{V,dr,f}$	Vorderachsbelastung des betriebsfertigen Rennfahrzeugs inkl. Fahrer (kg)
$m_{V,dr,r}$	Hinterachsbelastung des betriebsfertigen Rennfahrzeugs inkl. Fahrer (kg)
$Ant_{V,dr,f}$	Anteilige Vorderachsbelastung des betriebsfertigen Rennfahrzeugs inkl. Fahrer (%)
v_v	Fahrzeuggeschwindigkeit in der Kurve (m/s)
R	Kurvenradius (m)
a_y	Zentripetalbeschleunigung (m/s ²)
T_2	optimale Reifentemperatur im Rennen (K)

p_1	Reifenluftdruck im kalten Zustand in der Box (<i>inklusive</i> Atmosphärendruck) (bar)
T_1	Reifentemperatur (= Außentemperatur) im kalten Zustand in der Box (K)
p_2	optimaler Betriebsdruck im Rennen (Überdruck über Atmosphärendruck) (bar)
t_2	optimale Reifentemperatur im Rennen (°C)
p_1	Reifenluftdruck im kalten Zustand in der Box (Überdruck über Atmosphärendruck) (bar)
t_1	Reifentemperatur (= Außentemperatur) im kalten Zustand in der Box (°C)
$c_{pTi,f/r}$	spezifische Wärmekapazität des Vorder- bzw. Hinterreifens (J/kg K)
$\rho_{Ti,f/r}$	Dichte der Struktur des Vorder- bzw. Hinterreifens (kg/m ³)
k_{Ti}	Maßstabsfaktor (1/m ³)
$F_{W,Y,\frac{f}{r}}$	Seitenkraft im Vorder- bzw. Hinterreifen (N)
$F_{W,X,\frac{f}{r}}$	Längskraft im Vorder- bzw. Hinterreifen (N)
$\alpha_{\frac{f}{r}}$	Schräglauwinkel am Vorder- bzw. Hinterreifen (rad)
$S_{W,X,\frac{f}{r}}$	Schlupf am Vorder- bzw. Hinterreifen (–)
α_{TiL}	Wärmeübergangskoeffizient Reifen-Luft (W/K)
α_{TiTr}	Wärmeübergangskoeffizient Reifen-Fahrbahn (W/K)
T_{Ti}	mittlere Reifentemperatur in der Lauffläche (K)
T_{Tr}	Temperatur des Fahrbahnbelags (K)
T_L	Temperatur der Umgebungsluft (K)
$T_{Ti\%i}$	Prozentualer Anteil der Temperatur des Reifens i in Bezug auf die Summe aller Reifentemperaturen (%); mit i = FR (front right), FL (front left), RR (rear right) oder RL (rear left)
T_{Ti}	Temperatur des Reifens i (K oder °C); mit i = FR (front right), FL (front left), RR (rear right) oder RL (rear left)
T_{TiFR}	Temperatur des rechten Vorderreifens (FR) (K oder °C)
T_{TiFL}	Temperatur des linken Vorderreifens (FL) (K oder °C)
T_{TiRR}	Temperatur des rechten Hinterreifens (RR) (K oder °C)
T_{TiRL}	Temperatur des linken Hinterreifens (RL) (K oder °C)
DT_{Ti}	Differenz der Reifentemperatur in Reifenmitte und der gemittelten Reifentemperaturen der inneren und äußeren Reifenflanke (K oder °C)
$T_{Ti,Mitte}$	Reifentemperatur in Reifenmitte (K oder °C)
$T_{Ti,Flanke\ außen}$	Reifentemperatur an der äußeren Flanke (K oder °C)
$T_{Ti,Flanke\ innen}$	Reifentemperatur an der inneren Flanke (K oder °C)
$DT_{Ti,außen-Mitte}$	Differenz der Reifentemperatur in der äußeren Reifenflanke und der Reifenmitte (K oder °C)
$DT_{Ti,innen-Mitte}$	Differenz der Reifentemperatur in der inneren Reifenflanke und der Reifenmitte (K oder °C)

$T_{Ti,Mitte}$	Reifentemperatur in Reifenmitte (K oder °C)
$T_{Ti,Flanke\ außen}$	Reifentemperatur an der äußeren Flanke (K oder °C)
$T_{Ti,Flanke\ innen}$	Reifentemperatur an der inneren Flanke (K oder °C)
p	Druck im Reifen (N/m ²)
V	Reifenvolumen (m ³)
m	Luftmasse im Reifen (kg)
T	Temperatur im Reifen (K)
R	Allgemeine Gaskonstante der Luft (287 J/(kg · K) = 287 N m/(kg · K))

Kapitel 4

f_e	Eigenfrequenz (1/s) bzw. (Hz)
ω_e	Eigenkreisfrequenz (1/s)
c	Federrate des schwingenden Systems (N/m)
m	Masse des schwingenden Systems (kg)
V	Fahrzeugschwerpunkt
$W_{i,j}$	Radaufstandspunkte (Indizes: i = f; r (vorne, hinten)); j = r; l (rechts, links)
P_i	Rollzentrum (Index: i = f; r (vorne, hinten))
$m_{V,t}$	Fahrzeugmasse (inkl. Fahrer) (kg)
$m_{V,i,j}$	gefederete Fahrzeugmasse (Aufbaumasse) je Rad (Indizes: i = f; r (vorne, hinten)); j = r; l (rechts, links) (kg)
$m_{W,i,j}$	ungefederte Fahrzeugmasse je Rad (Indizes: i = f, r (vorne, hinten)); j = r, l (rechts, links) (kg)
$c_{i,j}$	Federrate der Fahrzeugfeder je Rad (Indizes: i = f, r (vorne, hinten)); j = r, l (rechts, links) (N/m)
$c_{T,i,j}$	Vertikale Federsteifigkeit des Reifens (Indizes: i = f, r (vorne, hinten)); j = r, l (rechts, links) (N/m)
$k_{i,j}$	Dämpferrate je Rad (Indizes: i = f, r (vorne, hinten)); j = r, l (rechts, links) (kg/s) bzw. (N s/m)
F_D	Dämpferkraft (N)
P_z	Geschwindigkeit der Schwingung in Richtung der Dämpferachse (bei aufrecht stehendem Dämpfer: z-Achse) (m/s) oder (mm/s)
n	Exponent für Dämpferkennung (-)
p_1	Druck vor Ventil bzw. der Drossel (upstream) (N/m ²)
p_2	Druck am Ausgang des Ventils bzw. der Drossel (downstream) (N/m ²)
Q	Volumenstrom (m ³ /s)
A	geometrischer Strömungsquerschnitt am Ventil (m ²)

α_D	Durchflussbeiwert (-), gibt an, in wieweit die Strömung an der Blende kontrahiert wird und sich dadurch gegenüber dem geometrischen Strömungsquerschnitt eine Reduzierung ergibt
$\alpha_D \cdot A$	tatsächlicher Strömungsquerschnitt am Ventil (m^2)
r	Radius der Drossel (m)
l	Länge der Drossel (m)
ρ	Dichte des Hydrauliköls (kg/m^3)
η	dynamische Viskosität des Hydrauliköls ($N \cdot s/m^2$) = ($Pa \cdot s$)
p_{1G}	Gasdruck im Expansionsvolumen vor Verdichtung (bar)
p_{2G}	Gasdruck im Expansionsvolumen nach Verdichtung (bar)
V_{1G}	Expansionsvolumen vor Verdichtung (m^3)
V_{2G}	Expansionsvolumen nach Verdichtung (m^3)
T_{1G}	Temperatur des Gases im Expansionsvolumen vor Verdichtung (K)
T_{2G}	Temperatur des Gases im Expansionsvolumen nach Verdichtung (K)
κ	Isentropenexponent = 1,4 (-)
$W_{f,r}$	Radaufstandspunkt des rechten Vorderrades
$m_{V,f,r}$	gefederte Fahrzeugmasse (Aufbaumasse) am rechten Vorderrad (kg)
$z_{B,f,r}$	Federweg der gefederten Fahrzeugmasse (Aufbaumasse) am rechten Vorderrad (m) bzw. (mm)
$m_{W,f,r}$	ungefederte Fahrzeugmasse am rechten Vorderrad (kg)
$z_{W,f,r}$	Weg der ungefedernten Fahrzeugmasse (Rad- und Aufhängungsmasse) am rechten Vorderrad (m) bzw. (mm)
$c_{f,r}$	Federrate der Fahrzeugfeder am rechten Vorderrad (N/m)
$c_{T,f,r}$	Vertikale Federsteifigkeit des rechten Vorderreifens (N/m)
$k_{f,r}$	Dämpferrate des Dämpfers am rechten Vorderrad (kg/s) bzw. (N s/m)
m_V	gefederte Fahrzeugmasse am Rad (1/4-Aufbaumasse!) (kg)
z_B	Federweg der gefederten Fahrzeugmasse (1/4-Aufbaumasse!) (m) bzw. (mm)
m_W	ungefederte Fahrzeugmasse am Rad (1/4-Aufbaumasse!) (kg)
z_W	Weg der ungefedernten Fahrzeugmasse (Rad- und Aufhängungsmasse, bezogen auf 1/4-Fahrzeug) (m) bzw. (mm)
c	Federrate der Fahrzeugfeder, bezogen auf das Rad (N/m)
c_T	Vertikale Reifen-Federsteifigkeit (N/m)
$k_{f,r}$	Dämpferrate, bezogen auf das Rad (kg/s) bzw. (N s/m)
ω_e	Eigenkreisfrequenz, bezogen auf das Rad (1/s)
k	Dämpferrate, bezogen auf das Rad (kg/s) bzw. (N s/m)
k_ζ	Dämpfungsmaß, bezogen auf das Rad (-)
MR	Motion Ratio, Übersetzungsverhältnis der Radaufhängung vom Rad zum Dämpfer (-); in den übrigen Bändern i_{Sp}
$\omega_{e,f}$	Eigenkreisfrequenz, bezogen auf die Feder (1/s)
k	Dämpferrate, bezogen auf das Rad (kg/s) bzw. (N s/m)

k_d	Dämpferrate, bezogen auf den Dämpfer (kg/s) bzw. (N s/m)
$k_{\zeta,d}$	Dämpfungsmaß, bezogen auf den Dämpfer (-)

Kapitel 5

$F_{v,y,re}$	Zentripetalkraft (= Reaktionskraft) (N)
m_v	Masse des gesamten Fahrzeugs (Vehicle) (kg)
a_y	Querbeschleunigung (m/s^2)
v	Geschwindigkeit des Fahrzeugs in Längsrichtung (m/s)
R	Kurvenradius
h_v	Schwerpunktshöhe über der Straße (m)
h_{RZ}	Höhe Rollzentrum über der Straße (m)
l	Radstand (m)
$Ant_{\text{Nick,geo}}$	Der geometrische Anteil des totale Nickwiderstandes
$Ant_{\text{Roll,geo}}$	geometrischer Anteil des Widerstands gegen Rollen (-)
b_i	Spurweite einer Achse (m); $i = f$ (front, vorne) oder r (rear, hinten)
d_{Ro}	Horizontale Distanz zwischen Fahrzeugmitte und Rollzentrum (m)
$F_{B,\text{Reaktion}}$	Reaktionskraft in S auf die Triebkraft (N)
F_B	gesamte Bremskraft (= Aktion) (N)
$F_{B,f}, F_{B,r}$	Bremskraft beider Räder an Vorder- bzw. Hinterachse (N)
$F_{B,\text{reaktion}}$	Reaktionskraft in S auf die gesamte Bremskraft (N)
F_{Jacking}	gesamte Hebekraft (Jacking Force) im Rollzentrum (N)
F_{Traction}	Triebkraft beider Hinterräder (N)
$F_{W,y}$	Summe der kurvenäußerem und -inneren Querkraft (N)
$F_{Z,J,i}$	Hebekraft (Jacking Force) am kurveninneren Rad (N)
$F_{Z,J,o}$	Hebekraft (Jacking Force) am kurvenäußerem Rad (N)
h_{Ni}	Höhe des Nickzentrums NZ über der Straßenebene (m)
h_{Ro}	Höhe des Rollzentrums (m)
l_1	Länge des unteren Querlenkers (Abstand der Lager A und A_0) (mm)
l_2	Radträger (Abstand der Lager A und B) (mm)
l_3	Länge des oberen Querlenkers (Abstand der Lager B und B_0) (mm)
l_4	Abstand der Lager A_0 und B_0 am Chassis (mm)
l_{Ni}	Nickarm; Distanz zwischen dem Nickzentrum NZ und dem Schwerpunkt S (m)
l_{Ro}	Rollhebelarm zwischen RZ und S (m)
M_{Ni}	Nach vorne drehendes Nickmoment (N m)
M_{Ro}	Rollmoment der Zentrifugalkraft um RZ (N m)

$\Delta F_{V,z}$	Gewichtstransfer einer Achse (N)
$\Delta F_{V,z,ela}$	Elastischer Gewichtstransfer einer Achse (N)
$\Delta F_{V,z,geo}$	Geometrischer Gewichtstransfer (N)
$\Delta F_{v,zt}$	gesamter Gewichtstransfer (N)
η	Winkel zwischen fahrzeugfestem und straßenfestem Koordinatensystem (rad)
σ	Winkel zwischen Upright und der Verbindung zwischen den Lagerpunkten A_0 und B_0 (rad)
σ	Spreizungswinkel ($^{\circ}$)
φ	Winkel zwischen Chassis und unterem Querlenker (rad)
φ_s	Winkel zwischen dem unteren Querlenker und der Hilfsgeraden f (rad)
φ_t	Winkel zwischen der Hilfsgeraden f und dem Upright (rad)
ψ	Winkel zwischen Chassis und oberem Querlenker (rad)
ψ_s	Winkel zwischen Chassis und der Hilfsgeraden f (rad)
ψ_t	Winkel zwischen der Hilfsgeraden f und dem oberen Querlenker (rad)
κ	Winkel zwischen der Verbindung zwischen den Lagerpunkten A_0 und B_0 und dem unteren Lagerpunkt A mit dem Radaufstandspunkt K (rad)

Kapitel 6

c_{Ti}	Federrate des Reifens (N/m)
l	Radstand (m)
h_v	Schwerpunktthöhe (m)
a_y	Querbeschleunigung (m/s^2)
a_x	Bremsverzögerung (m/s^2)
a	radseitiger Hebelarm (mm)
A	Schenkellänge (Kraftarms) (mm)
b	federseitiger Hebelarm (mm)
b	Breite der Blätter (mm)
$B_1 = n_1 \cdot b$	Kennzahl für die durchgehenden Blätter (n_1) (mm)
$B_2 = n \cdot b$	Kennzahl für die nicht-durchgehenden Blätter (mm)
c_F	Federrate (N/mm)
$c_{F,S}$	Federrate der Schraubenfeder (N/mm)
$c_{F,Rad}$	Federrate der Feder, auf das Rad bezogen (N/mm)
$c_{F,Rad,f}$	radbezogene Federsteifigkeit der Federn der Vorderachse (N/mm)
$c_{F,Rad,i}$	radbezogene Federsteifigkeit der Feder einer Achse (N/mm)
$c_{F,t}$	Federrate der Torsionsfeder (N/mm)
$C_{St,Rad}$	Federrate des Stabilisators, auf das Rad bezogen (N/mm)
d	Innendurchmesser Torsionsfeder (mm)
d	Drahtdicke Schraubenfeder (mm)

D	Durchmesser der Feder (Mitte-zu-Mitte des Drahtes) (mm)
E	Elastizitätsmodul (N/mm ²)
F_F	Federkraft = Kraft am federseitigen Hebel b (N)
f_F	Federweg an der Feder (Schraubenfeder) (mm)
f_F	Federweg der Achse (Blattfeder) (mm)
$f_{F, Rad,i,o}$	Federweg am kurvenäußerem Rad einer Achse (N);
$F_{F,Rad}$	Kraft der Feder am radseitigen Hebel a (N)
$f_{F,Rad}$	Federweg, bezogen auf das Rad (mm)
$f_{F,Rad,f}$	Federweg an den Rädern der Vorderachse (mm)
f_{Fo}	Einfederung am kurvenäußerem Rad (mm)
F_{NW}	Nickwiderstandskraft an der Vorderachse (N)
F_{RWf}	Widerstandskraft gegen Rollen an der Vorderachse (N)
$F_{RWi,o}$	Widerstandskraft gegen Rollen am kurvenäußerem Rad einer Achse (N);
F_{RWr}	Widerstandskraft gegen Rollen an der Hinterachse (N)
$F_{V,z,ela}$	Elastischer Gewichtstransfer (folgt aus (5.6)) (N)
F_Z	Kraft der Feder aus Achslast (N)
$F_Z = F_f + F_r$	Gesamte Kraft an der Blattfeder (N)
$F_{Z,max}$	maximal zulässige Kraft
G	Schubmodul (N/mm ²)
h	Höhe der Blätter (mm)
k_D	Dämpferrate des Stoßdämpfers (N/(m/s))
$k_{D,Rad}$	Dämpferrate des Stoßdämpfers, auf das Rad bezogen (N/(m/s))
$L_{Schraubenfeder}$	Länge der Schraubenfeder (mm)
L	Länge des Torsionsstabes (mm)
l_f/l	Massenverteilung auf die Hinterachse
l_{Ni}	Nickarm (m)
l_v/l	Massenverteilung auf die Vorderachse
$l_{Ro,S}$	Rollarm im Schwerpunkt (mm)
M_{Ni}	Nickmoment (N m)
MR	Motion Ratio (-)
M_{Ro}	Rollmoment (folgt aus (5.5)) (N m)
$m_{V,G}$	gefederte Fahrzeugmasse (kg)
n	Anzahl der Windungen von Schraubenfedern
$n = n_1 + n_2$	Total Anzahl Blätter (n_2) (-)
n_1	Anzahl der durchgehenden Blätter (-)
n_2	Anzahl der übrigen Blätter ($= n - n_1$) (-)
R_m	Zugfestigkeit
$\gamma = f(B_1/B_2)$	Faktor für die Verhältnis zwischen B_1 und B_2 (-); Siehe die Grafik in Abb. 6.7

σ	maximal zulässige Zugspannung (N/mm^2)
Φ	Rollwinkel ($^\circ$)

Kapitel 7

$v_{v,r,o}$	Fahrzeuggeschwindigkeit am kurvenäußerem Rad (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m/s)
$v_{r,o}$	Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeuglängsrichtung am kurvenäußerem Rad (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m/s)
$v_{v,r,i}$	Fahrzeuggeschwindigkeit am kurveninneren Rad (Index: r = hinten) (m/s)
$v_{r,i}$	Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeuglängsrichtung am kurveninneren Rad (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m/s)
v_r	Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeuglängsrichtung im Achsmittelpunkt (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m/s)
Δv	Geschwindigkeitsdifferenz in Fahrzeuglängsrichtung zwischen dem jeweiligen Rad und dem Achsmittelpunkt (m/s)
$\dot{\psi}_r$	Gierwinkelgeschwindigkeit um den Achsmittelpunkt (Index: r = hinten) (1/s)
b_r	Spurweite (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m)
$F_{Ti,r,o}$	Resultierende Kraft am kurvenäußerem Reifen (hier Index: r = hinten) (N)
$F_{Ti,r,i}$	Resultierende Kraft am kurveninneren Reifen (hier Index: r = hinten) (N)
$\alpha_{r,o}$	Schräglaufwinkel am kurvenäußerem Reifen (hier Index: r = hinten) (rad)
$\alpha_{r,i}$	Schräglaufwinkel am kurveninneren Reifen (hier Index: r = hinten) (rad)
T_{PN}	Antriebsdrehmoment am Triebling (N m)
T_l	Drehmoment an der linken Antriebswelle bzw. am linken Rad (N m)
T_{rs}	Drehmoment an der rechten Antriebswelle bzw. am rechten Rad (N m)
$n_{r,o}$	Drehzahl am kurvenäußerem Rad (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (1/min) oder (1/s)
n_{fast}	Drehzahl am schnellsten drehenden Rades (1/min) oder (1/s)
$n_{r,i}$	Drehzahl am kurveninneren Rad (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (1/min) oder (1/s)
n_{fast}	Drehzahl am langsamsten drehenden Rades (1/min) oder (1/s)
n_{PN}	Drehzahl des Trieblings (1/min) oder (1/s)
n_{RG}	Drehzahl des Tellerades (1/min) oder (1/s)
Δn	Drehzahldifferenz zwischen kurvenäußerem und kurveninnerem Rad (1/min) oder (1/s)
i_{FD}	Antriebsachsübersetzung (-)
T_l	Drehmoment an der linken Achsantriebswelle bzw. am linken Rad (N m)

T_{rs}	Drehmoment an der rechten Achsantriebswelle bzw. am rechten Rad (N m)
T_{slow}	Drehmoment an der am langsamsten drehenden Achsantriebswelle bzw. am langsamsten drehenden Rad (N m)
T_{fast}	Drehmoment an der am schnellsten drehenden Achsantriebswelle bzw. am schnellsten drehenden Rad (N m)
S	Sperrwert (%)
T_{RG}	Drehmoment am Tellerrad (= Antriebsmoment an der Achse M_A) (N m)
M_A	Antriebsmoment an der Achse (N m)
M_A	Antriebsmoment an der angetriebenen Achse (= Drehmoment am Tellerrad) (N m)
M_M	Motordrehmoment (N m)
i_G	Getriebeübersetzung des jeweiligen Gangs (-)
i_D	Übersetzung des Achsantriebs (-)
η_{ges}	Gesamtwirkungsgrad der Kraftübertragung vom Motor zur Antriebsachse (-)
$F_{W,x,A}$	Zugkraft an der Antriebsachse (Summe aus den Zugkräften an beiden Antriebsräder bzw. gesamter äußerer Fahrwiderstand) (N)
r_{dyn}	dynamischer Radhalbmesser (m); hier für beide Antriebsräder gleich angenommen
P_e	effektive Motorleistung (W)
n_M	Motordrehzahl (1/s) (= Motordrehzahl (1/min)/60)
$F_{W,x,a,l}$	Zugkraft am linken Antriebsrad (N)
$F_{W,x,a,r}$	Zugkraft am rechten Antriebsrad (N)
n_r	Drehzahl an der rechten Achsantriebswelle bzw. am rechten Rad (1/s)
n_l	Drehzahl an der linken Achsantriebswelle bzw. am linken Rad (1/s)
v_V	Fahrzeuggeschwindigkeit (m/s) (= Fahrzeuggeschwindigkeit (km/h)/3,6)
ΔF_{Diff}	umverteilter Zugkraftanteil je Rad (N)
$F_{W,x,A}$	Zugkraft an der Antriebsachse (Summe aus den Zugkräften an beiden Antriebsräder bzw. gesamter äußerer Fahrwiderstand) (N)
v_{fast}	Geschwindigkeit in Längsrichtung am schnellsten drehenden Rad (m/s)
v_{slow}	Geschwindigkeit in Längsrichtung am langsamsten drehenden Rad (m/s)
$v_{r,o}$	Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeulgängsrichtung am kurvenäußeren Rad (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m/s)
$v_{r,i}$	Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeulgängsrichtung am kurveninneren Rad (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m/s)
v_r	Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeulgängsrichtung im Achsmittelpunkt (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m/s)
Δv	Geschwindigkeitsdifferenz in Fahrzeulgängsrichtung zwischen dem jeweiligen Rad und dem Achsmittelpunkt (m/s)

P_r	Gierwinkelgeschwindigkeit um den Achsmittelpunkt (Index: r = hinten) (1/s)
b_r	Spurweite (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m)
$a_{y,r}$	Querbeschleunigung des Fahrzeugs im Achsmittelpunkt (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m/s ²)
a_y	Querbeschleunigung des Fahrzeugs (m/s ²)
$v_{f,o}$	Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeulgängsrichtung am kurvenäußerem Rad (hier Index: f = vorne/Frontantrieb) (m/s)
$v_{f,i}$	Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeulgängsrichtung am kurveninneren Rad (hier Index: f = vorne/Frontantrieb) (m/s)
v_f	Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeulgängsrichtung im Achsmittelpunkt (hier Index: f = vorne/Frontantrieb) (m/s)
P_f	Gierwinkelgeschwindigkeit um den Achsmittelpunkt (Index: f = vorne) (1/s)
b_f	Spurweite (hier Index: f = Vorderachse) (m)
$a_{y,f}$	Querbeschleunigung des Fahrzeugs im Achsmittelpunkt (hier Index: f = vorne/Frontantrieb) (m/s ²)
$F_{Ti,r,o}$	resultierende am kurvenäußerem Rad übertragene Kraft (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m/s)
$F_{w,x,r,o}$	am kurvenäußerem Rad übertragene Längskraft (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m/s)
$F_{w,y,r,o}$	am kurvenäußerem Rad übertragene Querkraft (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m/s)
$F_{Ti,r,i}$	resultierende am kurveninneren Rad übertragene Kraft (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m/s)
$F_{w,x,r,i}$	am kurveninneren Rad übertragene Längskraft (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m/s)
$F_{w,y,r,i}$	am kurveninneren Rad übertragene Querkraft (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m/s)
v_r	Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeulgängsrichtung im Achsmittelpunkt (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m/s)
$\dot{\psi}_r$	Gierwinkelgeschwindigkeit um den Achsmittelpunkt (Index: r = hinten) (1/s)
b_r	Spurweite (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) (m)
$F_{W,y,r,o}$	übertragbare Seitenkraft am kurvenäußerem Rad der Hinterachse (N)
$F_{Ti,r,o,max}$	maximal übertragbare Reifenkraft am kurvenäußerem Rad der Hinterachse (N)
$F_{Ti,r,I,max}$	maximal übertragbare Reifenkraft am kurveninneren Rad der Hinterachse (N)
$m_{V,dr,r}$	Hinterachslast des betriebsfertigen Rennfahrzeugs inkl. Fahrer (kg)

$Ant_{V,dr,f}$	Anteilige Vorderachslast des betriebsfertigen Rennfahrzeugs inkl. Fahrer (%)
R	Kurvenradius (m)
$T CT_{Radius,r,o}$	maximal übertragbare Reifenkraft am kurvenäußersten Rad der Hinterachse als Ersatzradius des Kamm'schen Kreises (N)
$T CT_{Radius,r,i}$	maximal übertragbare Reifenkraft am kurveninneren Rad der Hinterachse als Ersatzradius des Kamm'schen Kreises (N)
$T CT_{Radius,max}$	maximaler Traktionsradius (maximale übertragbare Kraft!) eines Reifens (N)
$F_{W,z,opt}$	optimale Radlast zum Erreichen von $T CT_{Radius,max}$ (N)
$k_{Fr,0}$	anfänglicher Reibungskoeffizient (Startwert) (-)
$k_{Fr,L}$	Koeffizient für die Abnahme des Reibungskoeffizienten unter Radlast (erfolgt linear mit der Radlast) (1/N)

Kapitel 8

$F_{V,y}$	Zentripetalkraft (N)
$\mu_{W,y}$	Haftriebungszahl in Querrichtung (-)
a_y	Querbeschleunigung (Zentripetalbeschleunigung) (m/s^2)
v_V	Kurvengeschwindigkeit des Fahrzeugs (m/s)
g	Erdbeschleunigung = 9,81 (m/s^2)
$F_{V,z,t}$	Gewichtskraft des betriebsfertigen Gesamtfahrzeugs inkl. Fahrer (N)
$m_{V,t,dr}$	Masse des betriebsfertigen Gesamtfahrzeugs inkl. Fahrer (kg)
R	Kurvenradius (m)
p_{stat}	Statischer Druck (N/m^2) bzw. (bar), 1 bar = $10^5 N/m^2$
p_{dyn}	Dynamischer Druck (N/m^2) bzw. (bar)
p_{pot}	Druck der Lage (N/m^2) bzw. (bar)
p_{ges}	Gesamtdruck (N/m^2) bzw. (bar)
ρ_L	Luftdichte (kg/m^3)
z	Höhe zum Bezugssystem (m)
$v_{Ström}$	Strömungsgeschwindigkeit bzw. Anströmgeschwindigkeit (m/s)
$A_{Ström}$	Strömungsquerschnitt (m^2)
\dot{m}	Massenstrom (kg/s)
Re	Reynoldszahl (-)
D	Charakteristische Länge (m); bei Rohrströmungen z. B. der Rohrdurchmesser, bei Flügeln die Sehnenlänge c (siehe Abb. 8.8)
ν_L	Kinematische Viskosität der Luft (m^2/s) bzw. (St = Stokes); 1 St = $10^{-4} m^2/s$
$F_{L,x}$	Luftwiderstandskraft (N), Drag
$F_{L,z}$	Abtriebskraft (N); Downforce

c_w	Luftwiderstandsbeiwert (-)
c_A	Abtriebsbeiwert (-)
v_V	Fahrzeuggeschwindigkeit (m/s)
v_L	Windgeschwindigkeit (m/s)
A	Angestromter Fahrzeugquerschnitt = Projektionsfläche (m^2); siehe Kap. 1, Abb. 1.16 und Tab. 1.11
p_L	Luftdruck (N/m^2); 1 bar = $10^5 N/m^2 = 10^5 Pa$
V_L	Luftvolumen (m^3)
m_L	Luftmasse (kg)
T_L	Lufttemperatur (K); Umrechnung: T_L [K] = t_L [$^{\circ}$ C] + 273,15
R_L	Allgemeine Gaskonstante der trockenen Luft (287 J/(kg · K))
p_w	Druck des Wasserdampfes (N/m^2); 1 bar = $10^5 N/m^2$
R_w	Allgemeine Gaskonstante des Wasserdampfes (461,5 J/(kg · K))
p_{sw}	Sättigungsdruck des Wasserdampfes (N/m^2) in Abhängigkeit der Temperatur
r_L	Relative Luftfeuchte (%)
Ant_f	Achslastanteil vorne (-)
Ant_r	Achslastanteil hinten (-)
$Ant_{lat,f}$	Anteil der lateralen dynamischen Achslastverlagerung vorne (-)
$Ant_{lat,r}$	Anteil der lateralen dynamischen Achslastverlagerung hinten (-)
$Ant_{A,f}$	Anteil des Abtriebs vorne (-)
$Ant_{A,r}$	Anteil des Abtriebs hinten (-)
a_y	Querbeschleunigung (Zentripetalbeschleunigung) (m/s^2)
h_V	Höhe des Fahrzeugschwerpunktes (m)
b_f	Spurweite vorne (m)
b_r	Spurweite hinten (m)
$c_{A,Fl}$	Abtriebsbeiwert eines Flügels (-)
c	Sehnenlänge eines Flügels (m); siehe Abb. 8.8
s	Spannweite eines Flügels (m)
AOA	Anstellwinkel (Angle of attack)
BHP	Widerstandsleistung (Brake horse power)
O_f	Nickpol der Vorderradaufhängung (= NZ_f)
O_r	Nickpol der Hinterradaufhängung (= NZ_r)
O	Nickpol des Gesamtfahrzeugs (NZ)
W_f	Reifenaufstandspunkt Vorderachse
W_r	Reifenaufstandspunkt Hinterachse
$m_{V,t,dr}$	Gesamtmasse des betriebsfertigen Rennwagens inkl. Fahrer (kg)
$m_{V,t,dr,C}$	gefederte Masse des betriebsfertigen Rennwagens inkl. Fahrer (kg)
$m_{W,f}$	Ungefederete Masse der Vorderachse (kg)
$m_{W,r}$	Ungefederete Masse der Hinterachse (kg)
$F_{L,z,Fl,f}$	Abtriebskraft am Frontflügel (N)

$F_{L,z,FL,r}$	Abtriebskraft am Heckflügel (N)
$F_{L,z,UB}$	Abtriebskraft am Unterboden (N)
z	Weg des Aufbaus (m)
$z_{W,f}$	Weg der ungefederten Massen der Vorderachse (m)
$z_{W,r}$	Weg der ungefederten Massen der Hinterachse (m)
k_f	radbezogene Dämpferrate der Vorderachse (kg/s)
k_r	radbezogene Dämpferrate der Hinterachse (kg/s)
c_f	radbezogene Federrate der Federn der Vorderachse (N/m)
$c_{T,f}$	Federrate der Vorderreifen (N/m)
c_r	radbezogene Federrate der Federn der Hinterachse (N/m)
$c_{T,r}$	Federrate der Hinterreifen (N/m)
φ_O	Nickwinkel (rad)
$FH_{dyn,f}$	(Dynamische) Fahrthöhe an der Vorderachse (m) bzw. (mm)
$FH_{dyn,r}$	(Dynamische) Fahrthöhe an der Hinterachse (m) bzw. (mm)
$l_{S,f}$	Horizontaler Abstand des Sensors vor der Vorderachse (m) bzw. (mm)
$l_{S,r}$	Horizontaler Abstand des Sensors vor der Hinterachse (m) bzw. (mm)
l	Radstand (m) bzw. (mm)
$z_{S,f}$	Einbauhöhe des Sensors an der Vorderachse (m) bzw. (mm)
$z_{S,r}$	Einbauhöhe des Sensors an der Hinterachse (m) bzw. (mm)
b_f	Spurweite an der Vorderachse (m) bzw. (mm)
b_r	Spurweite an der Hinterachse (m) bzw. (mm)
$b_{S,f}$	Lateraler Abstand der Sensoren an der Vorderachse (symmetrisch zur Fahrzeugmitte) (m) bzw. (mm)
$b_{S,r}$	Lateraler Abstand der Sensoren an der Hinterachse (symmetrisch zur Fahrzeugmitte) (m) bzw. (mm)
$z_{S,f}$	Einbauhöhe des Sensors an der Vorderachse (m) bzw. (mm)
$z_{S,r}$	Einbauhöhe des Sensors an der Hinterachse (m) bzw. (mm)
$z_{S,f,l}$	Einbauhöhe des Sensors links an der Vorderachse (m) bzw. (mm)
$z_{S,f,l,dyn}$	(Dynamische) Fahrthöhe des Sensors links an der Vorderachse bei Bewegung (m) bzw. (mm); hier dargestellt beim Ausfedern
$z_{f,l,dyn}$	(Dynamische) Fahrthöhe am linken Vorderrad bei Bewegung (m) bzw. (mm); hier dargestellt beim Ausfedern
$FH_{stat,f}$	Statische Fahrthöhe an der Vorderachse (m) bzw. (mm)
$FH_{stat,r}$	Statische Fahrthöhe an der Hinterachse (m) bzw. (mm)
MR_f	Übersetzungsverhältnis (Motion Ratio) der Radaufhängung vom Rad zum Dämpfer an der Vorderachse (-)
MR_r	Übersetzungsverhältnis (Motion Ratio) der Radaufhängung vom Rad zum Dämpfer an der Hinterachse (-)
$f_{B,f,r}$	Federweg der Feder für gefederte Fahrzeugmasse (Aufbaumasse) am rechten Vorderrad (m) bzw. (mm)

$f_{B,f,l}$	Federweg der Feder für gefederte Fahrzeugmasse (Aufbaumasse) am linken Vorderrad (m) bzw. (mm)
$f_{B,r,r}$	Federweg der Feder für gefederte Fahrzeugmasse (Aufbaumasse) am rechten Hinterrad (m) bzw. (mm)
$f_{B,r,l}$	Federweg der Feder für gefederte Fahrzeugmasse (Aufbaumasse) am linken Hinterrad (m) bzw. (mm)
$c_{Ti,f}$	Vertikale Federrate (Federsteifigkeit) eines Vorderreifens (N/m)
$c_{Ti,r}$	Vertikale Federrate (Federsteifigkeit) eines Hinterreifens (N/m)
$F_{z,V,f}$	Vorderachslast (N)
$F_{z,V,r}$	Hinterachslast (N)
c_f	Aufbaufederrate einer Aufbaufeder an der Vorderachse (N/m) bzw. (N/mm)
c_r	Aufbaufederrate einer Aufbaufeder an der Hinterachse (N/m) bzw. (N/mm)
a_x	Längsbeschleunigung (m/s^2); positiver Wert in Fahrtrichtung! (x-Achse)

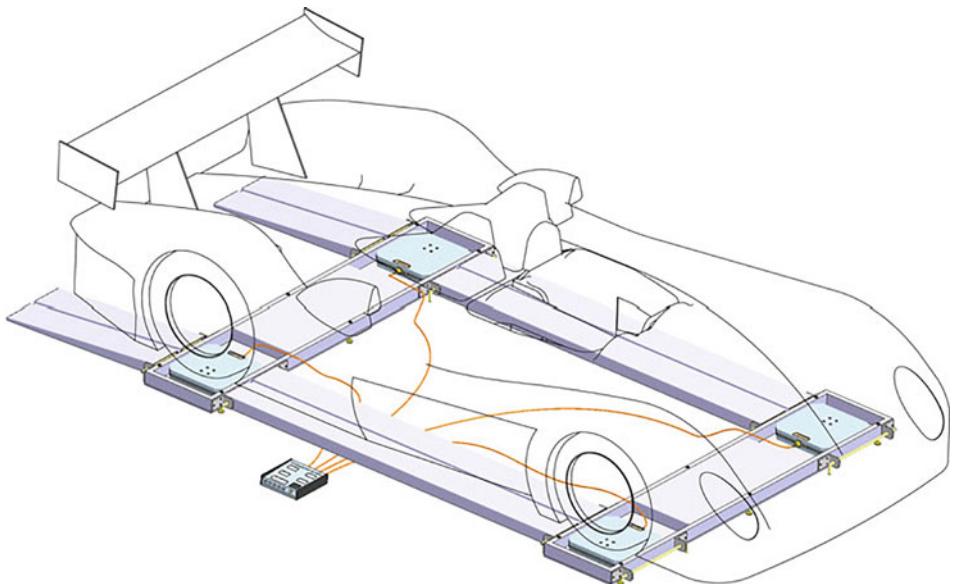
Kapitel 9

β	Banking-Winkel ($^\circ$)
A	Angeströmter Fahrzeugquerschnitt = Projektionsfläche (m^2)
ANS	Ableitung der normierten Querkraft nach dem Schräglauwinkel ($1/^\circ$) oder ($1/rad$)
a_y	Querbeschleunigung (m/s^2)
b_f	Spurweite der Vorderachse (mm)
b_r	Spurweite der Hinterachse (mm)
c_A	Abtriebsbeiwert (-)
c_w	Luftwiderstandsbeiwert (-)
$D_{St,i}$	Stabilitätsbeiwert ($i = f$: vorne; r : hinten) (N/rad)
$D_{St,tot}$	gesamter Stabilitätsbeiwert (N/rad)
$F_{W,f,z,max,i}$	Maximale Normalkraft kurveninneren Rad der Vorderachse (N)
$F_{W,f,z,max,o}$	Maximale Normalkraft am kurvenäußerem Rad der Vorderachse (N)
$F_{W,r,z,max,i}$	Maximale Normalkraft kurveninneren Rad der Hinterachse (N)
$F_{W,r,z,max,o}$	Maximale Normalkraft kurvenäußerem Rad der Hinterachse (N)
GR	Gear Ratio; Gesamtes Übersetzungsverhältnis (Getriebe und Differential) (-)
h_V	Schwerpunkthöhe (mm)
$k_{Fr,0}$	anfänglicher Reibungskoeffizient (Startwert) (-)
$k_{Fr,L}$	Koeffizient für die Abnahme des Reibungskoeffizienten unter Radlast (1/N)
l	Radstand (mm)
l_f	Distanz zwischen Vorderachse und Schwerpunkt (mm)
l_r	Distanz zwischen Hinterachse und Schwerpunkt (mm)
$l_{Ro,bank}$	Wirksamer Rollarm des Fahrzeugs in einer Kurve mit Überhöhung (mm)

$l_{Ro,hor}$	Wirksamer Rollarm des Fahrzeugs in horizontaler Lage (mm)
m_f	Masse an der Vorderachse (kg)
m_r	Masse an der Hinterachse (kg)
r_{dyn}	dynamischer Radhalbmesser der angetriebenen Räder (mm)
SF	Stabilitätsfaktor (-)
SM	Statische Marge (mm)
T	Maximales Motordrehmoment (Torque) (N m)
$v_{Ström}$	Strömungsgeschwindigkeit bzw. Anströmgeschwindigkeit (m/s)
v_x	Geschwindigkeit des Fahrzeugs in Längsrichtung (m/s)
v_x	Fahrzeuggeschwindigkeit (m/s)
v_y	Geschwindigkeit des Fahrzeugs in Querrichtung (m/s)
α_f	Durchschnittliche Schräglaufwinkel der Vorderräder (rad)
α_r	Durchschnittliche Schräglaufwinkel der Hinterräder (rad)
δC_i	Differentieller Anteil der Änderung der normierten Querkraft (Force Factor) (-)
δ_{lenk}	Aktueller Lenkwinkel (rad)
$\delta_{neutral}$	Neutraler Lenkwinkel (rad)
$\delta \alpha_i$	Differentieller Anteil der Änderung des Schräglaufwinkels (Force Factor) ($^{\circ}$) oder (rad)
ρ_L	Luftdichte (kg/m^3)
$\dot{\psi}_2$	Gierwinkelgeschwindigkeit (Gierrate) des Fahrzeugs um den Schwerpunkt S (rad/sec)

Vermessung des Setups *Measurement of Setup*

1



Oberstes Ziel im Rennsport ist die ständige Verbesserung der Rundenzeiten. Bevor jedoch überhaupt Optimierungsansätze hinsichtlich der Fahrdynamik eingesetzt werden können, ist zunächst die Kenntnis des aktuellen „Setups“ zwingend erforderlich, d. h. die Kenntnis der:

- Gewichtsverteilung und Abmessungen
- aktuellen Einstellwerte des Fahrwerks
- aerodynamischen Einstellparameter.

In der Summe machen diese Parameter den wesentlichen, erfolgsentscheidenden Einfluss auf die Rundenzeiten aus – noch vor den Reifeneigenschaften (siehe Kap. 3) und der Motorcharakteristik. Erst durch Befundung dieser Ausgangsbasis lassen sich später – auf der Basis der Rückmeldungen des Fahrers oder/und der Datenaufzeichnung – belastbar Optimierungen durchführen.¹ Die initial zu ermittelnden Einstellwerte bieten somit wichtige Anhaltspunkte zur grundlegenden Abstimmung des Fahrzeugs. Die spätere Verifikation des endgültigen, optimierten Setups erfolgt indes nach wie vor individuell an der Rennstrecke durch zahlreiche Testfahrten.

Nachfolgend ist die experimentelle Ermittlung aller relevanten fahrzeugspezifischen Parameter beschrieben, die eine Beurteilung der Längs- und Querdynamik ermöglichen.

In der Praxis hat sich bewährt, dass bei Veränderungen von Setup-Einstellungen diese durch eine zweite Person kontrolliert werden („Vier-Augen-Prinzip“).

1.1 Hauptabmessungen und Schwerpunktlage *Main Dimensions and Centre of Gravity*

Zunächst ist ein fahrzeugspezifisches Koordinatensystem zu definieren, auf das die zu erhebenden Messwerte bezogen werden können, siehe Beispiel in Abb. 1.1. Die zu ermittelnden Hauptabmessungen an einem Rennfahrzeug inklusive der Schwerpunktlage sind dann beispielhaft in Abb. 1.2 aufgezeigt. Es empfiehlt sich, die gemessenen Daten stets tabellarisch zu erfassen und auch mit den Werksangaben laut Handbuch des Herstellers und mit dem jeweiligen Reglement zu vergleichen, siehe Tab. 1.1. Auf die Ermittlung der horizontalen und vertikalen Schwerpunktlage wird in den Abschn. 1.2 und 1.3 näher eingegangen.

► **Tipp 1.1**

Die Wahl des bei der Vermessung zugrunde gelegten, fahrzeugspezifischen Koordinatensystems sollte – um Fehler zu vermeiden – mit jenen Koordinatensystemen abgeglichen werden, die bei dem vom Team verwendeten Datenaufzeichnungssystem und ggf. eingesetzten Fahrdynamik-Simulationstool verwendet werden.

Dabei ist vor allem der Unterschied zwischen vorderer und hinterer Spurweite von Bedeutung. Diese Differenz besitzt Auswirkungen auf das Eigenlenkverhalten eines Rennwagens (siehe Kap. 5). Bei Formel-Rennwagen kann eine ggf. geringere hintere Spurweite aus Gründen der Sicherheit Vorteile bieten, da aufgrund der eingeschränkten Übersicht in

¹Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5.

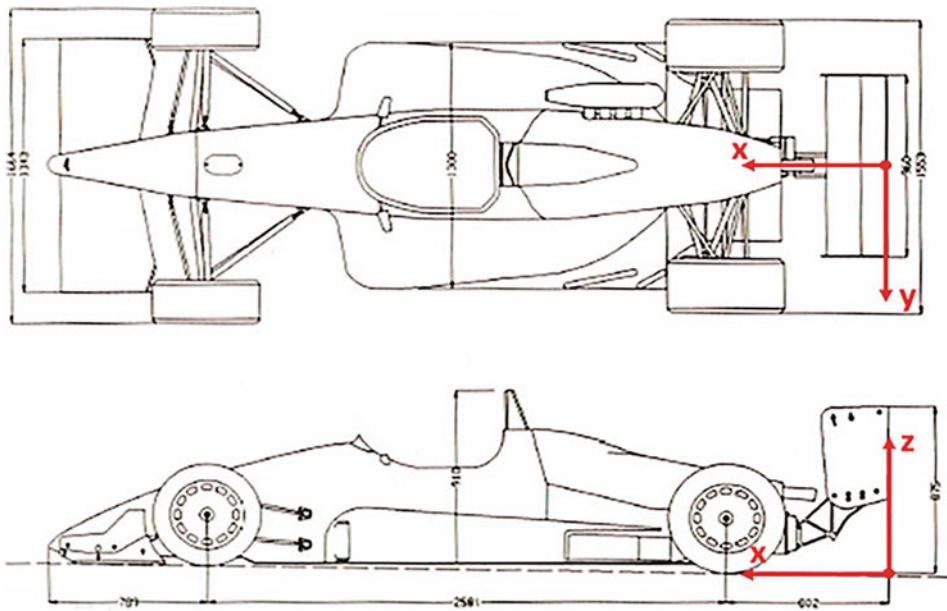


Abb. 1.1 Definition eines fahrzeugspezifischen Koordinatensystems

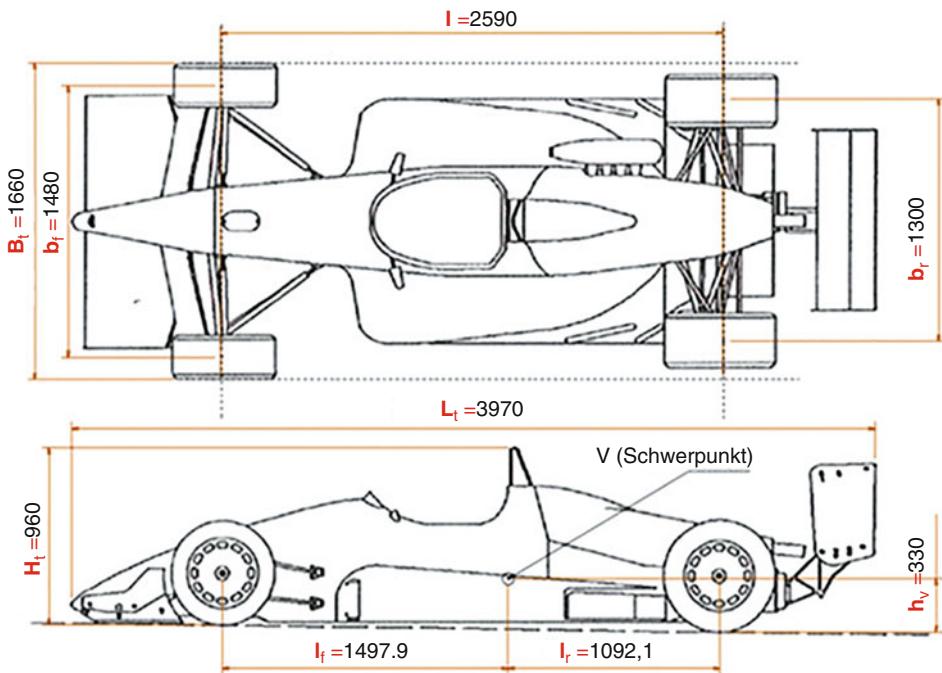


Abb. 1.2 Hauptabmessungen von Rennfahrzeugen, Beispiel Reynard 903

Tab. 1.1 Erfassung der Hauptabmessungen

			Gemessene Werte	Werksangaben
Radstand	l	mm		
Spurweite vorne	b_f	mm		
Spurweite hinten	b_r	mm		
Länge über alles	L_t	mm		
Breite über alles	B_t	mm		

einem Monoposto-Rennwagen somit seitliche Kollisionen der Hinterachse beim Überholen oder beim Startvorgang vermieden werden.

Die dynamische Spurweitenänderung sollte durch geeignete Wahl der Fahrwerksgeometrie (siehe Kap. 5) bei Kurvenfahrt und beim gleichseitigen Ein- und Ausfedern so gering wie möglich gehalten werden. Eine Änderung der Spurweite führt stets zu einer Relativbewegung zwischen Reifen und Fahrbahn in Querrichtung (y -Achse), wodurch künstlich ein Schräglaufwinkel und somit eine Seitenkraft aufgebaut wird. Dadurch wird die vom Reifen maximal übertragbare Seitenkraft bei Kurvenfahrt reduziert (siehe Kap. 3), was wiederum zu niedrigeren Kurvengeschwindigkeiten und schlechteren Rundenzeiten führt. Außerdem können durch die Spurweitenänderung der Geradeauslauf, Reifenverschleiß und Temperaturanstieg negativ beeinflusst werden.

1.2 Statische Achslasten und horizontale Schwerpunktlage *Static Axle Loads and horizontal Centre of Gravity*

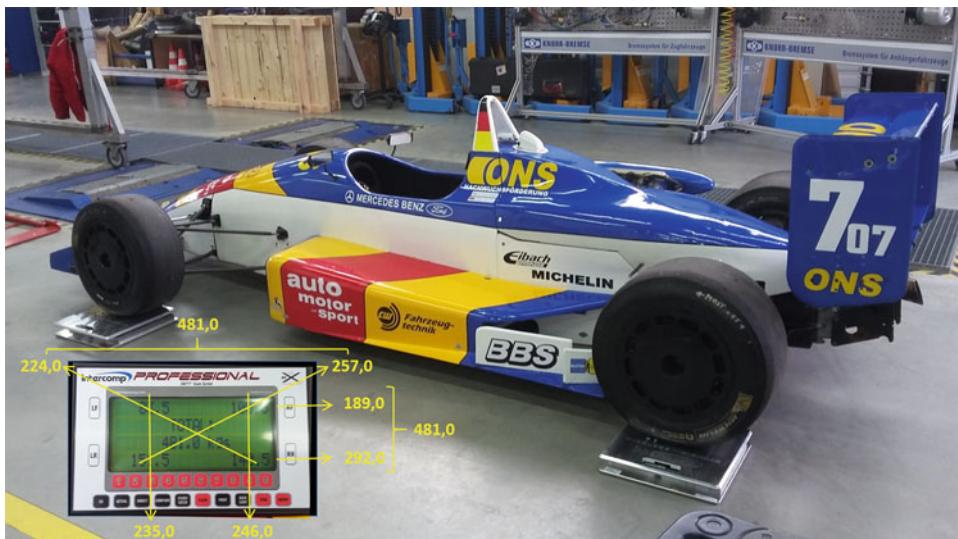
Zur Ermittlung der Schwerpunktabstände von der Vorder- bzw. Hinterachse müssen die statischen Achslasten bekannt sein. Dazu wird unter jedes Rad des Rennwagens eine Radlastwaage gestellt und der entsprechende Wert abgelesen.² Hierbei ist auf einen exakt waagerechten Boden und eine korrekte Kalibrierung der Messgeräte zu achten. Außerdem muss sich der Fahrer im Fahrzeug befinden und der Kraftstofftank für die Hälfte der Renndistanz gefüllt sein. Dadurch wird versucht, die Bedingungen während eines Rennens näherungsweise zu simulieren. Aus den einzelnen Radlasten kann durch Addition die entsprechende Achslast sowie das Gesamtgewicht ermittelt werden, siehe Tab. 1.2.

Durch diagonales Wiegen (Summe der Radlasten vorne links und hinten rechts sowie Summe der Radlasten vorne rechts und hinten links) ergeben sich wichtige Aussagen zur lateralen Schwerpunktlage und damit Balance des Fahrzeugs, siehe auch Abschn. 6.5. Bei Formelrennwagen sollten die durch diagonales Wiegen ermittelten Summen ($m_{V,f,l} + m_{V,r,r}$) und ($m_{V,f,r} + m_{V,r,l}$) identisch sein. Eine Ausnahme bilden Fahrzeuge für Ovalrennen. Auch wenn eine exakte Analyse freilich mit Fahrer und der für die Renndistanz halben erforder-

²Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5, Kap. 6.

Tab. 1.2 Ermittlung der Rad- und Achslasten

Radlast vorne rechts (mit Fahrer)	$m_{V,f,r}$	kg
Radlast vorne links (mit Fahrer)	$m_{V,f,l}$	kg
Vorderachslast (mit Fahrer)	$m_{V,f}$	kg
Radlast hinten rechts (mit Fahrer)	$m_{V,r,r}$	kg
Radlast hinten links (mit Fahrer)	$m_{V,r,l}$	kg
Hinterachslast (mit Fahrer)	$m_{V,r}$	kg
Gesamtmasse (mit Fahrer)	$m_{V,t}$	kg
Leergewicht	$m_{V,0}$	kg

**Abb. 1.3** Ermittlung der Rad- bzw. Achslasten am Beispiel eines Formelfahrzeugs. Dabei wurde nach Einbau einer größeren Batterie beim diagonalen Wägen festgestellt, dass sich eine signifikante, fahrdynamisch relevante Verschiebung des Fahrzeugschwerpunktes und der Radlasten eingestellt hat

lichen Tankfüllung erfolgen sollte, werden sich die bei Wägung des Fahrzeugs ohne Fahrer ermittelten prozentualen Radlasten i. d. R. kaum ändern (Abb. 1.3).

Aus den Messwerten ist i. d. R. ersichtlich, dass eine ungleiche Aufteilung der Radlasten von rechts nach links zu verzeichnen ist. Diese ist durch die Einbaulage von Motor und Getriebe, Tank und Nebenaggregaten wie Kühler etc. bedingt und kann sich nachteilig auf das Kurvenverhalten des Fahrzeugs auswirken. Entsprechende Lösungsansätze werden in Kap. 5 und 8 näher beschrieben.

Aus der Multiplikation der Achslasten vorne $m_{V,f}$ und hinten $m_{V,r}$ der Gesamtmasse m_V mit der Erdbeschleunigung ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$) folgen die entsprechenden statischen Normalkräfte an Vorderachse $F_{Z,V,f}$ und Hinterachse $F_{Z,V,r}$ sowie die Gewichtskraft $F_{Z,V,t}$. Das Aufstellen des Momentengleichgewichts um die Vorderachse liefert schließlich den

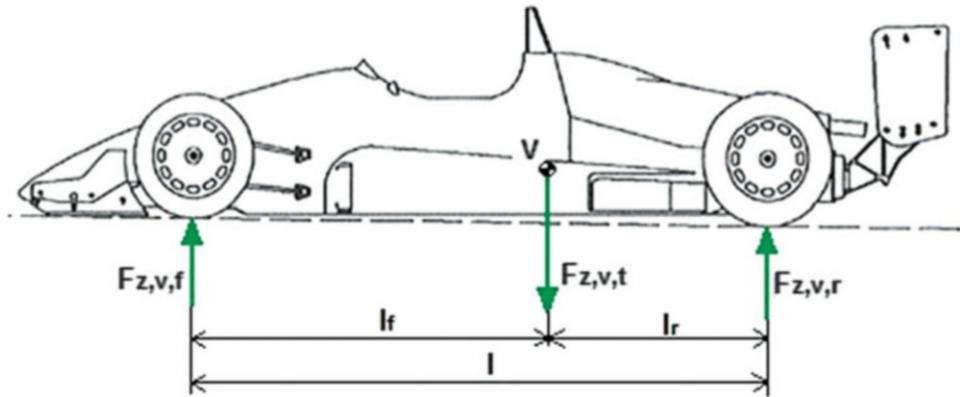


Abb. 1.4 Statische Achslasten (Normalkräfte) sowie horizontale Schwerpunktabstände

Tab. 1.3 Ermittlung der statischen Achslasten und horizontalen Schwerpunktabstände

Achslastverhältnis vorne zu hinten	i_m	%
Prozentanteil Achslast vorne (mit Fahrer)	Ant_f	%
Prozentanteil Achslast hinten (mit Fahrer)	Ant_r	%
Schwerpunktabstand von Vorderachse	l_f	mm
Schwerpunktabstand von Hinterachse	l_r	mm
Normalkraft Vorderachse (mit Fahrer)	$F_{Z,V,f}$	N
Normalkraft Hinterachse (mit Fahrer)	$F_{Z,V,r}$	N
Gewichtskraft (mit Fahrer)	$F_{Z,V,t}$	N

Abstand des Schwerpunkts von der Vorderachse l_f und von der Hinterachse l_r (siehe Abb. 1.4 und Tab. 1.3):

$$\sum M = F_{Z,V,r} \cdot l - F_{Z,V,t} \cdot l_f = 0 \quad (1.1)$$

Das Auflösen der Formel nach l_f liefert:

$$l_f = \frac{F_{Z,V,r} \cdot l}{F_{Z,V,t}} \quad (1.2)$$

$$l_r = l - l_f \quad (1.3)$$

mit:

- $F_{Z,V,r}$ Hinterachslast (Normalkraft) inkl. Fahrer und Tankfüllung für halbe Renndistanz, N
- $F_{Z,V,t}$ Gesamtgewichtskraft des Fahrzeugs inkl. Fahrer und Tankfüllung für halbe Renndistanz, N

l_f	Abstand der Vorderachse vom Fahrzeugschwerpunkt, mm
l_r	Abstand der Hinterachse vom Fahrzeugschwerpunkt, mm
l	Radstand, mm

Aus den Achsnormalkräften können außerdem das Achslastverhältnis i_m sowie die prozentualen Achslastanteile vorne Ant_f und hinten Ant_r berechnet werden:

$$i_m = 100 \% \cdot \frac{F_{Z,V,f}}{F_{Z,V,r}} \quad (1.4)$$

$$Ant_f = 100 \% \cdot \frac{F_{Z,V,f}}{F_{Z,V,t}} \quad (1.5)$$

$$Ant_r = 100 \% \cdot \frac{F_{Z,V,r}}{F_{Z,V,t}} \quad (1.6)$$

mit:

i_m Prozentuales Achslastverhältnis vorne/hinten, %

Ant_f Prozentualer Achslastanteil vorne, %

Ant_r Prozentualer Achslastanteil hinten, %

Die Analyse von üblichen Rennwagen mit Heckantrieb ergibt i. d. R. eine Achslastverteilung von rund 45 % zu 55 % von Vorder- zu Hinterachse. Bei aktuellen Formel-1-Fahrzeugen beträgt die Achslastverteilung ca. 40 % zu 60 % von Vorder- zu Hinterachse, was auf das höhere Drehmoment zurückzuführen ist. Demzufolge ist hier die Gewichtsverteilung in Richtung der Hinterachse verschoben, was zu einer grundlegenden Übersteuerungstendenz des Fahrzeugs, aber auch zu mehr Traktion beim Beschleunigen führt und durch die dabei auftretende dynamische Achslastverlagerung noch zusätzlich verstärkt wird. Der Übersteurtendenz kann durch adäquate Maßnahmen an der Vorderachse, z. B. durch moderate Nachspur („offene Einstellung“), begegnet werden. Damit bietet sich dem Fahrer ein neutrales Verhalten des Fahrzeugs. Zum Erreichen einer optimalen Balance und schnellen Rundenzeit müssen also stets Kompromisse gefunden und Abstimmungen unter systembezogener Berücksichtigung aller Parameter erfolgen. Dies setzt ein umfangreiches Verständnis der komplexen Zusammenhänge voraus, das in diesem Arbeitsbuch vermittelt werden soll.

Eine Simulation am Beispiel der Rennstrecke von Le Mans zeigt den Einfluss der horizontalen Schwerpunktlage auf die erreichbare Rundenzeit (siehe Abb. 1.5). Dieses Schaubild besitzt zwar keinesfalls für jedes Fahrzeug und jede Rennstrecke Gültigkeit, es bietet hier jedoch einen guten Orientierungspunkt zur Beurteilung der Auswirkung der statischen Achslastverteilung eines Rennwagens. Demzufolge können die schnellsten Rundenzeiten in Le Mans bei einem Hinterachsanteil Ant_r von 57 % erzielt werden.

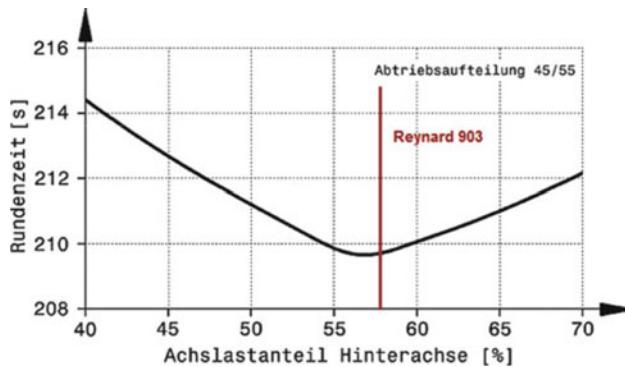


Abb. 1.5 Einfluss der Schwerpunktlage auf die Rundenzeit am Beispiel der kurzen Strecke von Le Mans (eingezzeichnet ist die Schwerpunktlage eines Formel-3-Fahrzeugs)

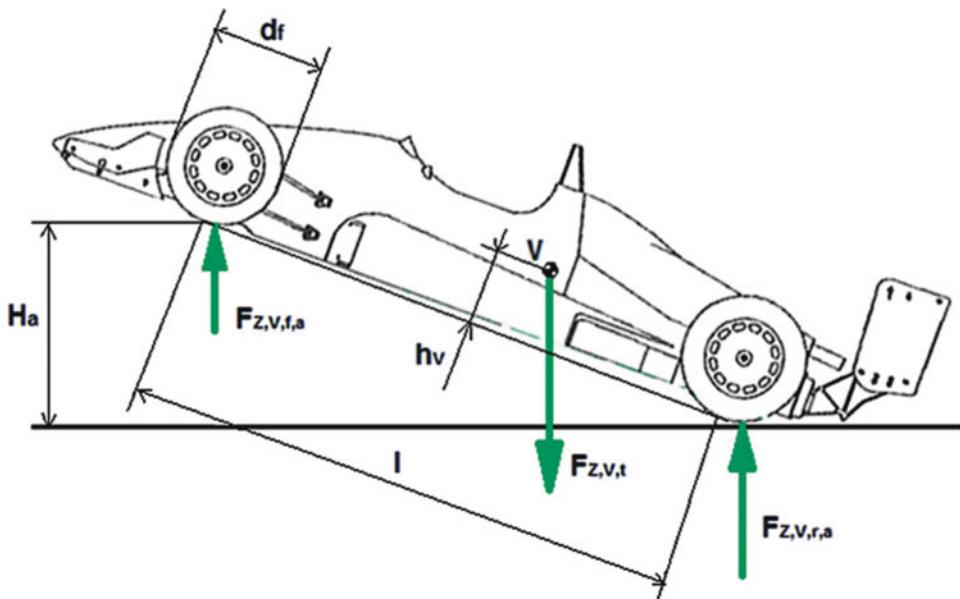
Eine Veränderung der horizontalen Achslastverteilung wäre durch eine Verlagerung des Fahrersitzes, zusätzliche Ballastgewichte (bei Unterschreitung des Mindestgewichts laut Reglement) oder noch raffiniertere Lösungen realisierbar, wie z. B. ein vom Fahrerplatz aus verschiebbarer Feuerlöscher.

1.3 Vertikale Schwerpunktlage (Schwerpunkthöhe) *Vertical Centre of Gravity*

Grundsätzlich sollte die Schwerpunkthöhe eines Rennwagens so niedrig wie möglich gehalten werden, um die dynamischen Achslastverlagerungen sowohl bei Kurvenfahrt (Querdynamik) als auch beim Bremsen oder Beschleunigen (Längsdynamik) zu minimieren. Nicht zu vernachlässigen ist auch die Auswirkung auf die Bremskraftverteilung. Wegen des degressiven Reifenkennlinienverlaufs (siehe Abschn. 3.1) führen hohe Radlastdifferenzen bei Kurvenfahrt zu Seitenkraftverlusten und somit zu weniger Grip. Durch einen niedrigen Schwerpunkt kann folglich das Wanken um die Längsachse (x -Achse) sowie das Nicken um die Querachse (y -Achse) reduziert werden. Dies kommt wiederum der aerodynamischen Effizienz zugute (siehe Kap. 8).

Die Schwerpunkthöhe eines Fahrzeugs kann durch Anheben einer Achse, nachfolgend der Vorderachse, und Messung der daraus resultierenden Achslaständerung bestimmt werden (siehe Abb. 1.6 und Tab. 1.4). Dazu wird jeweils eine Radlastwaage unter die Hinterräder gestellt und die Vorderachse so hoch wie möglich angehoben. Um für eine ausreichende Bodenfreiheit am Heck zu sorgen, muss eventuell der Diffusor demontiert werden. Es wird empfohlen, die Federung der Räder zu blockieren, da z. B. die nicht angehobenen Räder schwerer belastet werden und sich Ungenauigkeiten ergeben könnten.³

³Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5, Kap. 6.

**Abb. 1.6** Ermittlung der Schwerpunkthöhe**Tab. 1.4** Ermittlung der Schwerpunkthöhe

Radlast hinten rechts (mit Fahrer), angehoben	$m_{Z,V,r.r,a}$	kg
Radlast hinten links (mit Fahrer), angehoben	$m_{Z,V,r.l,a}$	kg
Hinterachslast (mit Fahrer), angehoben	$m_{Z,V,r,a}$	kg
Höhe unter Vorderrad, angehoben	H_a	mm
Normalkraft Hinterachse (mit Fahrer)	$F_{Z,V,r}$	N
Normalkraft Hinterachse, angehoben (mit Fahrer)	$F_{Z,V,r,a}$	N
Gewichtskraft (mit Fahrer)	$F_{Z,V,t}$	N
Raddurchmesser vorne	d_f	mm
Normalkraft Vorderachse	$F_{Z,V,f}$	N

Die Schwerpunkthöhe kann mit folgender Formel berechnet werden:

$$h_V = \frac{d_f}{2} + \frac{F_{Z,V,r,a} - F_{Z,V,r}}{F_{Z,V,t}} \cdot \frac{l^2}{H_a} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{H_a}{l}\right)^2} \quad (1.7)$$

mit:

- h_V Vertikale Schwerpunkthöhe, mm
 d_f Durchmesser des Vorderrades, mm

$F_{Z,V,r,a}$	Hinterachsleistung (Normalkraft) inkl. Fahrer und Tankfüllung für halbe Renndistanz im angehobenen Zustand, N
$F_{Z,V,r}$	Hinterachsleistung (Normalkraft) inkl. Fahrer und Tankfüllung für halbe Renndistanz in der Ebene, N
$F_{Z,V,t}$	Gesamtgewichtskraft des Fahrzeugs inkl. Fahrer und Tankfüllung für halbe Renndistanz, N
l	Radstand, mm
H_a	Hubhöhe, mm

► **Tipp 1.2**

Bei der Ermittlung der vertikalen Schwerpunktlage können zahlreiche Messfehler auftreten. So ist beim Anheben, z. B. mit einem Grubenheber am Chassis, darauf zu achten, dass die Kontaktfläche zwischen Heber und Fahrzeug möglichst klein ist (Linienkontakt), um die Werte der Achslaständerung nicht durch Reibung an der Kontaktfläche zu verfälschen. Auch ist die exakte Ermittlung der vertikalen Hubhöhe unverzichtbar, wobei die Höhe der Radlastwaagen unter der Hinterachse mit berücksichtigt werden muss. Des Weiteren können an den Radlastwaagen unter der Hinterachse dadurch zu geringe Radlasten ermittelt werden, dass an den Radlastwaagen neben den eigentlichen Vertikalkomponenten auch resultierende Normalkomponenten auftreten, die Reibkräfte an den Waagen erzeugen und die gemessenen Vertikalkomponenten reduzieren. Für die Bestimmung der Schwerpunktshöhe ist also nur die Verwendung sehr hochwertiger Radlastwaagen zielführend.

1.4 Massenträgheitsmoment um die Hochachse *Moment of Inertia at vertical Axis*

Unter dem Massenträgheitsmoment versteht man den Widerstand eines Körpers gegen die Änderung seiner Lage um eine bestimmte Achse, hier der Hochachse des Fahrzeugs (z -Achse). Um eine schnelle Lageänderung durchführen zu können, sollten bei einem System alle schweren Massen in der Nähe des Schwerpunkts angeordnet werden. Im Falle eines Rennwagens führt ein geringeres Massenträgheitsmoment um die Hochachse folglich zu einem agileren Fahrverhalten, das heißt zu einer schnelleren Reaktion auf Lenkbewegungen.⁴

Das Massenträgheitsmoment um die Hochachse kann für Fahrzeuge im Bereich von 650–1500 kg bis zu einer Gesamtlänge L_t von 6 m mit einem Bestimmtheitsmaß von 97 %

⁴Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5, Abschn. 5.3.3.

mit folgender Gleichung ermittelt werden, die aus zahlreichen Praxisversuchen abgeleitet wurde:

$$J_z = 0,1269 \cdot m_{z,v,t} \cdot l \cdot L_t \quad (1.8)$$

mit:

- J_z Massenträgheitsmoment um die Hochachse des Fahrzeugs, kg m^2
- $m_{z,v,t}$ Gesamtmasse des Fahrzeugs inkl. Fahrer und Tankfüllung für halbe Renndistanz, kg
- l Radstand, mm
- L_t Länge über alles, mm

Das Massenträgheitsmoment J_z um die Hochachse kann auch mit überschaubarem Aufwand näherungsweise experimentell ermittelt werden. Dazu ist ein einfaches Torsions-Schwingungssystem aufzubauen, vgl. Abb. 1.7 links. Dabei wird die Federwirkung durch eine Fadenaufhängung erreicht (bei professionellen Prüfständen über eine Torsionsstabauhängung mit definierter Torsionssteifigkeit). Die Dämpfung des Schwingers kann vernachlässigt werden.

Die Fahrzeugmasse $m_{z,v,t}$ wird an der Fadenaufhängung um die Hochachse (z -Achse) des Fahrzeugs um bis zu 45° ausgelenkt und die Periodendauer T_0 mehrerer Schwingungen

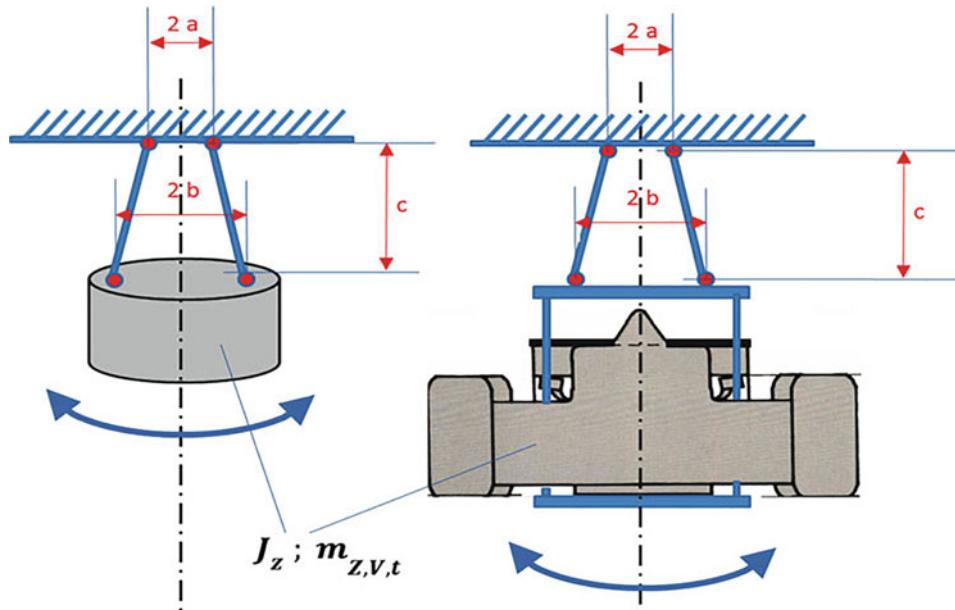


Abb. 1.7 Trägheitsmomentbestimmung mit Mehrfadenaufhängung

ermittelt. Die Lage der Hochachse ist durch die horizontale Lage des Fahrzeugschwerpunkts bekannt. Zur Verbesserung der Genauigkeit sind Iterationen durchzuführen. Ggf. kann über eine Fehlerrechnung der relative Fehler in Prozent ermittelt werden. Aufgrund nicht linearer Bewegungsgleichung sind kleine Schräglstellwinkel der Fäden bei der Auslenkung anzustreben. Vorteilhaft hierfür sind lange Fäden ($c \gg a; c \gg b$). Meist wird die Fadenaufhängung an einem Brückenkran oder der Decke der Werkstatt angebracht. Die Konstruktion der Aufhängungsvorrichtung sollte so konstruiert sein, dass ihr Massenträgheitsmoment J_{AV} vernachlässigbar ist. Eine beispielhafte Aufhängungsvorrichtung ist in Abb. 1.8 dargestellt.⁵

Mit den geometrischen Abmessungen der Fadenaufhängung (a, b, c) und der gemessenen Periodendauer T_0 der Schwingung ergibt sich das Massenträgheitsmoment des Renn-

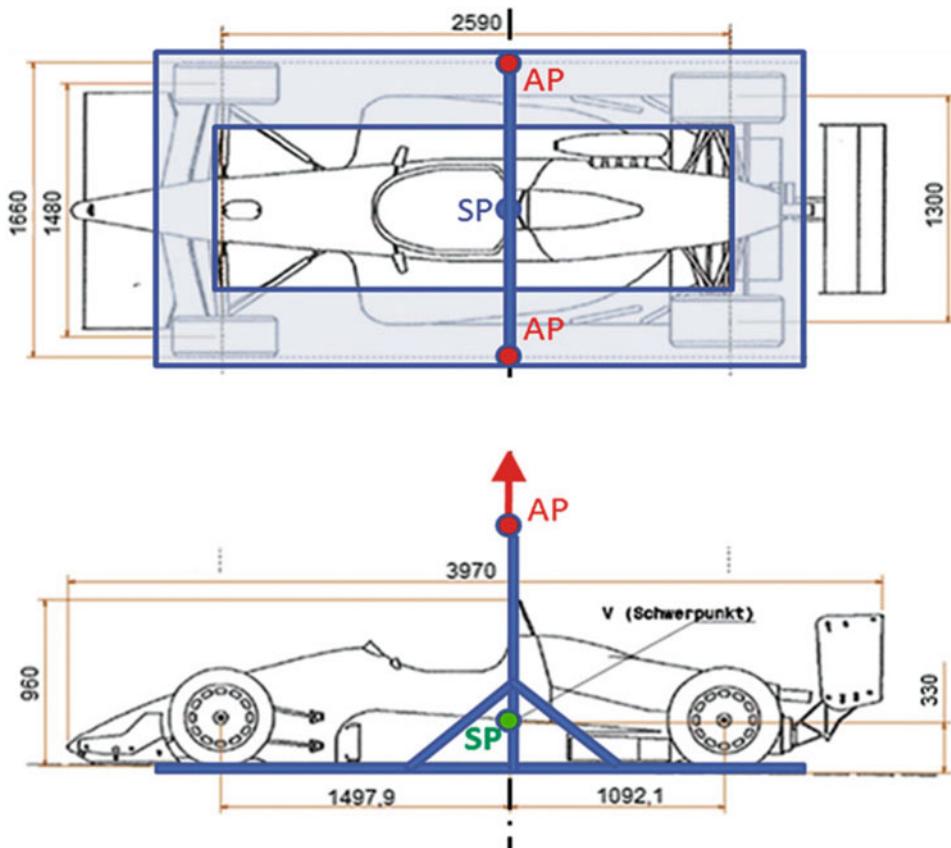


Abb. 1.8 Beispiel für eine einfache Aufhängungsvorrichtung mit Mehrfadenaufhängung

⁵Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5, Abschn. 6.2.3.

wagens um die Hochachse bei vernachlässigbarem Massenträgheitsmoment der Aufhängungsvorrichtung zu:

$$J_z = \frac{m_{z,v,t} \cdot g}{4\pi^2} \cdot T_0^2 \cdot \frac{a \cdot b}{c} \quad (1.9)$$

mit:

J_z	Massenträgheitsmoment des Rennwagens um die Hochachse, kg m^2
$m_{z,v,t}$	Gesamtmasse des Fahrzeugs inkl. Fahrer und Tankfüllung für halbe Renndistanz (und inkl. der vernachlässigbaren Aufhängungsvorrichtung), kg
T_0	gemessene Periodendauer der Drehschwingung um die z -Achse, s
a, b, c	Maße gemäß Abb. 1.7, m
g	Erdbeschleunigung, m/s^2

Es wird empfohlen, nach Möglichkeit eine große die Länge c zu wählen, um die Genauigkeit des Versuchs zu verbessern. Ein mathematisch versierter Renningenieur wird das Massenträgheitsmoment um die Hochachse auch für Simulationsrechnungen zur Bewertung der Drehbewegung des Fahrzeugs um die Hochachse (Gieren) heranziehen, z. B. anhand eines Einspur-Fahrzeugmodells, das grundlegende Aussagen zur Querdynamik ermöglicht (siehe Kap. 2, Abb. 2.5).

Beispiel 1.1

Ein Monoposto wiegt mit Fahrer lediglich 536 kg. Der Radstand beträgt 2,59 m, die Gesamtlänge 3,97 m. Obwohl es anhand der o. a. Formel, die normalerweise erst ab rund 650 kg Anwendung findet, im Ergebnis zu geringfügigen Abweichungen vom tatsächlichen Massenträgheitsmoment kommen kann, dient dieser Ansatz dennoch als sehr gute Näherungsmethode. Mit den entsprechenden Werten lässt sich das Massenträgheitsmoment berechnen zu:

$$J_z = 0,1269 \cdot 536 \text{ kg} \cdot 2,59 \text{ m} \cdot 3,97 \text{ m} = 699,4 \text{ kg m}^2$$

Mit demselben Monoposto wird nun ein Drehschwingversuch um die Hochachse (z -Achse) gemäß Abb. 1.7 durchgeführt. Die Einspannung der Fadenaufhängung an der Decke beträgt $2 \cdot a = 1 \text{ m}$, am Fahrzeug $2 \cdot b = 1,6 \text{ m}$. Die vertikale Projektion der Fadenlänge (Einspannhöhe) beträgt $c = 3,0 \text{ m}$. Die über fünf Versuche á 10 Schwingungen gemessenen Periodendauer beträgt 6,2 s. Mit diesen Werten berechnet sich das Massenträgheitsmoment zu:

$$J_z = \frac{536 \cdot 9,81}{4\pi^2} \cdot 6,2^2 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,8}{3} = 682,6 \text{ kgm}^2$$

Der Unterschied beträgt im vorliegenden Fall weniger als 3 %!

► **Tipp 1.3**

Ein geringes Massenträgheitsmoment⁶ ist das Ergebnis aus verschiedenen konstruktiven Maßnahmen. Neben einem Mittelmotorkonzept als Optimum tragen bei Formelrennwagen unter anderem auch die Anordnung des Kraftstofftanks unmittelbar hinter dem Fahrer sowie die Platzierung der Kühler und der Batterie/Elektronik in den Seitenkästen zu einer Massenkonzentration nahe dem Schwerpunkt bei.⁷

Bei Tourenwagen ergibt sich oftmals ein Unterschied in der Massenverteilung zwischen rechts und links. Dies kann jedoch, z. B. bei Verschiebung des Schwerpunkts nach rechts auf im Uhrzeigersinn durchfahrenen Rennstrecken, durchaus von Vorteil sein, da sich ein geringerer Unterschied in den Normalkräften an den kurveninneren und -äußeren Reifen einstellt (siehe Kap. 5). Die meisten Rennstrecken werden im Uhrzeigersinn befahren und weisen dadurch mehr Rechtskurven auf.

1.5 Fahrwerksvermessung *Suspension Measurement*

Die Fahrwerkseinstellungen:

- Sturz
- Spur
- Nachlauf und
- Spreizung

sind – neben der Schwerpunktlage und den daraus resultierenden Achslasten – entscheidende Größen in Bezug auf die Fahrdynamik eines Rennfahrzeugs. Deshalb wird empfohlen, diese Werte mittels moderner Lasermesstechnik zu bestimmen. Nachfolgend wird die Ermittlung dieser Parameter und deren Auswirkungen auf das Fahrverhalten untersucht. In Kap. 5 (Geometrie) werden die Auswirkungen dieser Einstellwerte näher analysiert.

⁶Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5, Abschn. 5.3.3. und 6.2.4.3.

⁷Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2, Kap. 2.

1.5.1 Sturz Camber

Eine im Rennsport weitverbreitete Möglichkeit zur Beeinflussung des Fahrverhaltens ist die Einstellung des fahrzeugspezifischen Sturzes ε (statischer Sturz). Darunter versteht man die Neigung des Rades in Querrichtung (y -Achse) zu einer Senkrechten durch den Radaufliegepunkt, siehe Abb. 1.9 und 1.10. Es wird unterschieden zwischen positivem und negativem Sturz. Ein oben nach außen geneigtes Rad weist einen positiven und ein oben nach innen geneigtes Rad einen negativen fahrzeugspezifischen Sturzwinkel auf. Die entscheidende Größe ist jedoch der sogenannte **bodenspezifische Sturz** (absoluter Sturz, siehe auch Kap. 5). Ist ein Rad oben zum Kurvenmittelpunkt hin geneigt, spricht man von negativem bodenspezifischen Sturz. Das Ziel muss es sein, am kurveninneren einen positiven und am kurvenäußeren Rad stets einen negativen bodenspezifischen Sturz bei Kurvenfahrt zu erreichen, da auf diese Weise bei gleichbleibendem Schräglauftyp höhere Seitenkräfte übertragen werden können, vgl. auch Abb. 3.1. Es empfiehlt sich, die gemessenen Werte mit den Werksangaben zu vergleichen, siehe Tab. 1.5.

Abb. 1.9 Positiver Sturz (a)
und negativer Sturz (b)

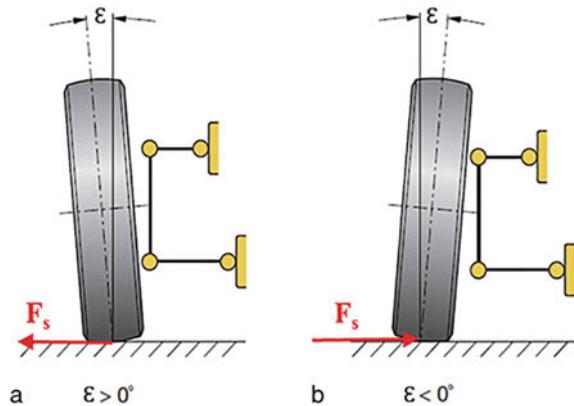


Abb. 1.10 Beispiel für die Ermittlung des Sturzes an der Vorderachse mit moderner Lasermesstechnik. Das Lenkrad ist in Geradeausfahrt zu stellen; am Neigungswinkelmesser, der auf die Achse des Messkopfes gesetzt wird, kann der Wert direkt abgelesen werden



Tab. 1.5 Ermittlung der Sturzwerte an Vorder- und Hinterachse

	Gemessene Werte	Werksvorgaben
Sturz vorne rechts $\epsilon_{f,r}$		
Sturz vorne links $\epsilon_{f,l}$		
Sturz hinten rechts $\epsilon_{r,r}$		
Sturz hinten links $\epsilon_{r,l}$		

I. d. R. zeigen die Messwerte bei Rennwagen sowohl an der Vorder- als auch an der Hinterachse negative fahrzeugspezifische Sturzwerte. Durch den negativen Sturz wird die Verformung der Reifenseitenwand bei Kurvenfahrt reduziert, was zu einer gleichmäßigeren Belastung des Reifenlatsches führt, siehe auch Abb. 3.17 und 3.18. Somit können höhere Seitenkräfte übertragen werden.

Auch wenn die Radhubbewegungen eines Rennwagens, insbesondere eines Monoposto, mit i. d. R. zwischen 25 mm und 50 mm extrem gering sind und damit die Auswirkungen des Radhubs auf die Radstellung – vordergründig betrachtet – sehr gering ausfallen, dürfen die Folgen dieser Radstellungsänderung für das Fahrverhalten keineswegs außer Acht gelassen werden. Durch Bewegungen des Wagenkastens bei Kurvenfahrt um die Längsachse (x -Achse; Wanken) kann es zu einer Änderung der Sturzwinkel der einzelnen Räder kommen, siehe Kap. 5. Dies hat auch Auswirkungen auf die Leistungsfähigkeit der Reifen, denn durch negativen Sturz nimmt die Federsteifigkeit des Reifens C_T ab, siehe Kap. 3. Grundsätzlich sollte der bodenspezifische Sturzwinkel eines Rades über dem Federweg möglichst konstant gehalten werden.

1.5.2 Spur Track

Es wird zwischen Vorspur und Nachspur unterschieden. Zeigt ein Rad von oben betrachtet in Fahrtrichtung zur Fahrzeugmitte spricht man von Vorspur, zeigt das Rad jedoch zur Außenseite, handelt es sich um Nachspur, siehe Abb. 1.11. Durch eine Vorspurstellung wird dem Reifen eine Seitenkraft aufgezwungen und somit ein stabiler Geradeauslauf sichergestellt. Ohne die Vorspur würde der Reifen keine Vorspannung aufbauen können, die in der Folge in eine Seitenkraft übersetzt wird (siehe Kap. 3). Beim Vermessen der Vorderachse ist zwingend auf eine exakte Geradeausstellung der Vorderräder zu achten. Dazu ist eine dreistufige Vorgehensweise empfehlenswert, siehe Abb. 1.12 und Tab. 1.6:

- Zunächst beide Spurstangen auf dieselbe Länge einstellen.
- Zahnstange der Lenkung zentrieren und fixieren.
- Alle Änderungen in Richtung Vor- oder Nachspur durch entsprechendes Verdrehen beider Spurstangen um jeweils gleiche Beträge.

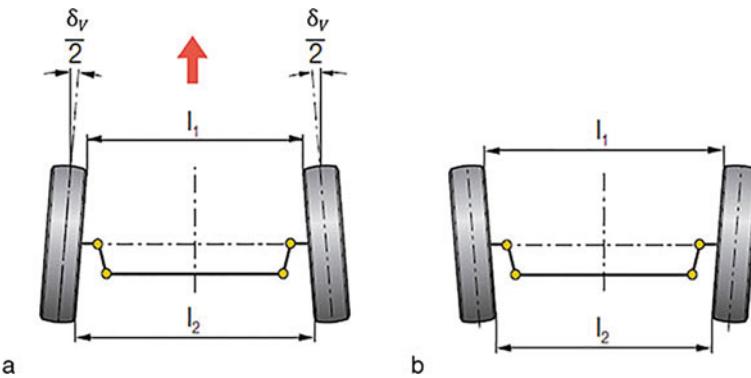


Abb. 1.11 (a) Vorspur ($l_1 < l_2$; $\delta_V > 0$) und (b) Nachspur ($l_1 > l_2$; $\delta_V < 0$)



Abb. 1.12 Beispiel für die Ermittlung der Spur an der Vorderachse mit moderner Lasermesstechnik. Die Spurkala ist zunächst vor die Vorderachse zu legen und so einzustellen, dass die Laser beider Seiten auf „Null“ zeigen; dann ist die Spurkala in definiertem Abstand (z. B. 3,40 m) nach hinten verlagern, wie in dieser Abb. dargestellt. Nach Verschieben der Spurkala auf „Null“ für eine Seite kann der Spurwert auf der Skala der anderen Seite abgelesen werden

Tab. 1.6 Ermittlung des Spurwinkels an Vorder- und Hinterachse

	Gemessene Werte	Werksvorgaben
Spurwinkel vorne $\delta_{V,f}$		
Spurwinkel hinten $\delta_{V,r}$		

Grundsätzlich sollte eine Vorspuränderung beim Federn vermieden werden, weil das Fahrzeug dadurch nicht mehr der vom Fahrer vorgegebenen Linie folgt. Erfolgt beim Federn des Fahrzeugs eine Lenkbewegung der Räder, spricht man vom sogenannten „Bump Steering“ (Federungslenken). Ändert sich z. B. die Stellung des kurvenäußersten Rades in Richtung Vorspur, so wird das Fahrverhalten vom Fahrer als übersteuernd empfunden. Eine Änderung des kurvenäußersten Rades in Richtung Nachspur führt dagegen

zu einem untersteuernden Eigenlenkverhalten. Maßnahmen zur Verhinderung des „Bump Steering“ sind in Kap. 5 beschrieben.

► **Tipp 1.4**

Bei einem Rennwagen mit Vorderradantrieb, dessen Radaufhängung in Gummi gelagert ist, wird oft statisch eine Nachspur eingestellt, so dass sich beim Wirken der Antriebskräfte eine neutrale oder sogar Vorspur einstellen wird. Eine statische Nachspur sagt hier also nichts über die tatsächliche Spureinstellung im Rennen aus. Wird nun die Radaufhängung auf Uniballs umgestellt, wäre die ursprüngliche Einstellung einer statischen Nachspur nicht mehr sinnvoll.

1.5.3 Nachlauf Caster

Unter dem Nachlaufwinkel versteht man den Winkel zwischen der Lenkachse und einer Senkrechten durch die Radmitte in der Seitenansicht, siehe Abb. 1.13 und Tab. 1.7. Die Lenkachse ist bei Doppelquerlenkerachsen von Formelfahrzeugen oder Prototypen oft die gedachte Verbindung zwischen oberem Kugel-Führungsgelenk und unterem Traggelenk (vgl. Abb. 1.14).

Eine Aufgabe des Nachlaufs ist es, für eine stabile Geradeausfahrt zu sorgen, vergleichbar mit einem Einkaufswagen im Supermarkt. Ein positiver Nachlaufwinkel bedeutet, dass der Durchstoßpunkt der Lenkachse durch die Fahrbahn vor dem Radaufstandspunkt liegt.

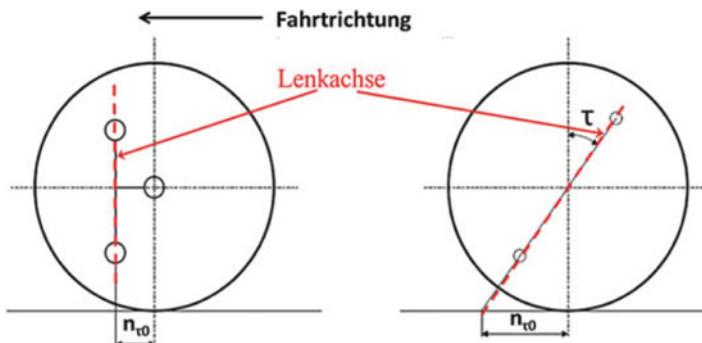
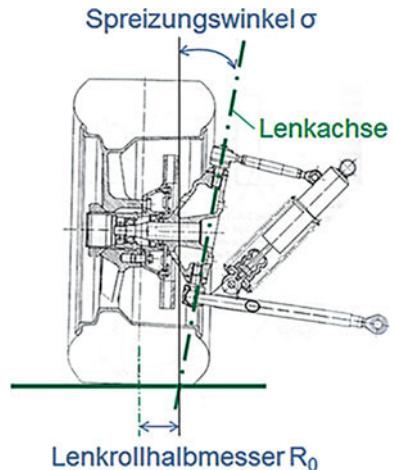


Abb. 1.13 Nachlaufwinkel τ und Nachlaufstrecke $n_{\tau 0}$

Tab. 1.7 Ermittlung der Nachlaufwinkel an der Vorderachse (Lenkachse)

	Gemessene Werte	Werksvorgaben
Nachlaufwinkel vorne rechts $\tau_{f,r}$		
Nachlaufwinkel vorne links $\tau_{f,l}$		

Abb. 1.14 Beispiel für die Lenkachse einer Doppelquerlenkeraufhängung mit dem Spreizungswinkel σ



Dadurch wird ein Hebelarm erzeugt, der neben der Spreizung (siehe Abschn. 1.5.4) und dem Reifennachlauf für ein Lenkrückstellmoment verantwortlich ist. Übliche Werte für den Nachlaufwinkel von Rennfahrzeugen mit freistehenden Rädern liegen zwischen $+2,5^\circ$ und $+4,5^\circ$. Bei Tourenwagen werden Nachlaufwinkel bis $+8^\circ$ verwendet.

In den 1980er-Jahren, dem Zeitalter der sogenannten „Schürzenautos und Wing-Cars“, waren mitunter sogar negative Nachlaufwinkel üblich, das heißt der Durchstoßpunkt der Lenkachse lag hinter dem Radaufstandspunkt. Wegen der seinerzeit extrem hohen Antriebskräfte, verursacht durch den „Groundeffekt“, kam es in Verbindung mit den kleinen Lenkraddurchmessern zu sehr hohen Lenkkräften, die durch die genannten Maßnahmen reduziert werden mussten.

Der eigentliche Grund, weshalb bei heutigen Rennfahrzeugen ein **positiver Nachlauf** eingesetzt wird, ist die Beeinflussung des Sturzwinkels beim Einlenken. Durch die geneigte Lenkachse bewegt sich das Rad beim Einlenken auf einer Bahnkurve, wodurch das kurveninnere Rad eine positive und das kurvenäußere Rad eine negative bodenspezifische Sturzänderung erhalten (siehe auch Abb. 5.3). Als Resultat können wiederum höhere Seitenkräfte übertragen und damit höhere Kurvengeschwindigkeiten gefahren werden, siehe Kap. 5.

Demgegenüber kann bei frontgetriebenen Tourenwagen der Nachlauf $n_{\tau 0}$ auch ungefähr 0 sein.

1.5.4 Spreizung und Lenkrillhalbmesser Kingpin Inclination and Scrub Radius

Der Spreizungswinkel σ ist der Winkel zwischen der Lenkungsdrehachse und einer Senkrechten zum Boden, die parallel zur Fahrzeulgängsachse angeordnet ist (Abb. 1.14).

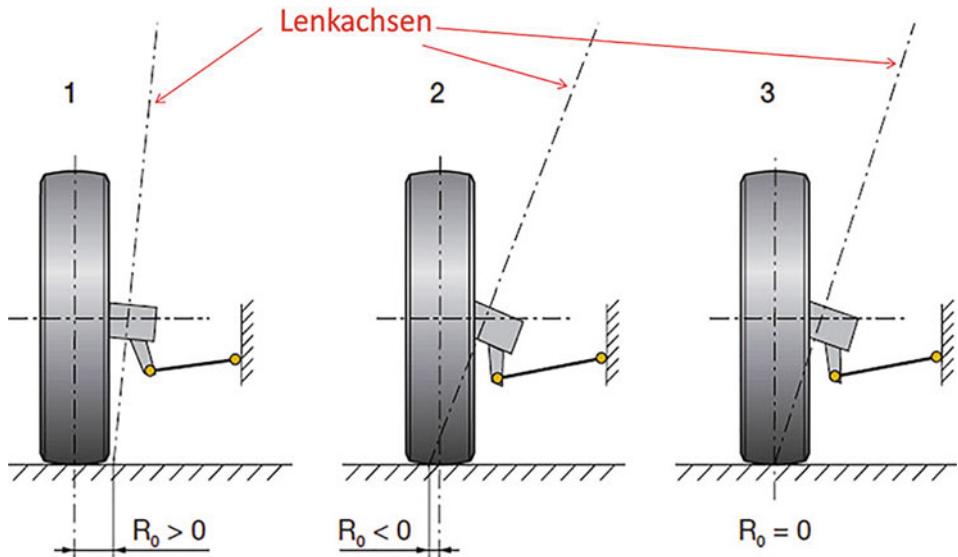


Abb. 1.15 Lenkrollhalbmesser R_0 in Abhängigkeit der Lenkachsen-Stellung

Im Vergleich zum Nachlaufwinkel wird die Lenkachse dieses Mal in der Fahrzeugquerebene betrachtet. Durch die Spreizung entsteht der sogenannte Lenkrollhalbmesser (Abb. 1.15). Darunter versteht man den Abstand zwischen Radaufstandspunkt und dem Durchstoßpunkt der verlängerten Lenkdrehachse durch den Boden als Projektion auf einer quer zur Fahrtrichtung stehenden Ebene.

Wegen der Spreizung beschreibt das Rad beim Lenken ebenfalls eine Bahnkurve, wodurch der Fahrzeugaufbau vorne leicht angehoben wird. Das Eigengewicht des Wagens führt zu einem Lenkrückstellmoment. Eine nachteilige Eigenschaft der Spreizung ist die dadurch verursachte bodenspezifische Sturzänderung in Richtung positiv. Diese ist jedoch geringer als die Sturzänderung auf Grund des Nachlaufs. Durch angepasste Auslegung der Lenkergeometrie des Fahrwerks (Koppelgetriebe, siehe Kap. 5) kann dieser Effekt reduziert oder gar eliminiert werden.

Die Werte für den Spreizungswinkel bei heutigen Rennfahrzeugen liegen i. d. R. zwischen 5° und 8° (vgl. Tab. 1.8).

Tab. 1.8 Ermittlung von Spreizungswinkel und Lenkrollhalbmesser

Spreizungswinkel	σ	$^\circ$
Lenkrollhalbmesser	R_0	mm

1.5.5 Spurdifferenzwinkel (Lenkwinkeldifferenz)

Der statische Spurdifferenzwinkel (auch Ackermann-Winkel $\Delta\delta_A$) erfasst die Winkelstellung zwischen dem kurveninneren und kurvenäußereren Rad beim Lenkeinschlag. Dieser statische Wert ist nur bei extrem langsamem, quasistationärer Kurvenfahrt gültig (Ackermann-Bedingung). Aufgrund des kleineren Kurvenradius am kurveninneren Rad ist dort ein größerer kinematischer Lenkwinkel δ_i als am kurvenäußereren Rad $\delta_{A,o}$ zu verzeichnen, siehe Abb. 1.16. Die Messung des Spurdifferenzwinkels erfolgt jeweils bei Lenkeinschlag nach links und nach rechts, um evtl. Abweichungen zu erfassen. Würde es keine Lenkwinkeldifferenz zwischen den beiden Vorderrädern geben, so würden bei Kurvenfahrt höherer Verschleiß auftreten sowie die optimalen Reifentemperaturen nicht erreicht werden. Die Lenkungsgeometrie ist i. d. R. so konzipiert, dass sich mit zunehmenden Lenkeinschlag auch der Spurdifferenzwinkel verändert, um dynamische Effekte wie Reifenschräglaufl zu berücksichtigen. Die Bestimmung des statischen Spurdifferenzwinkels ist wichtig, um eine fehlerhafte Einstellung der Lenkung zu erkennen.

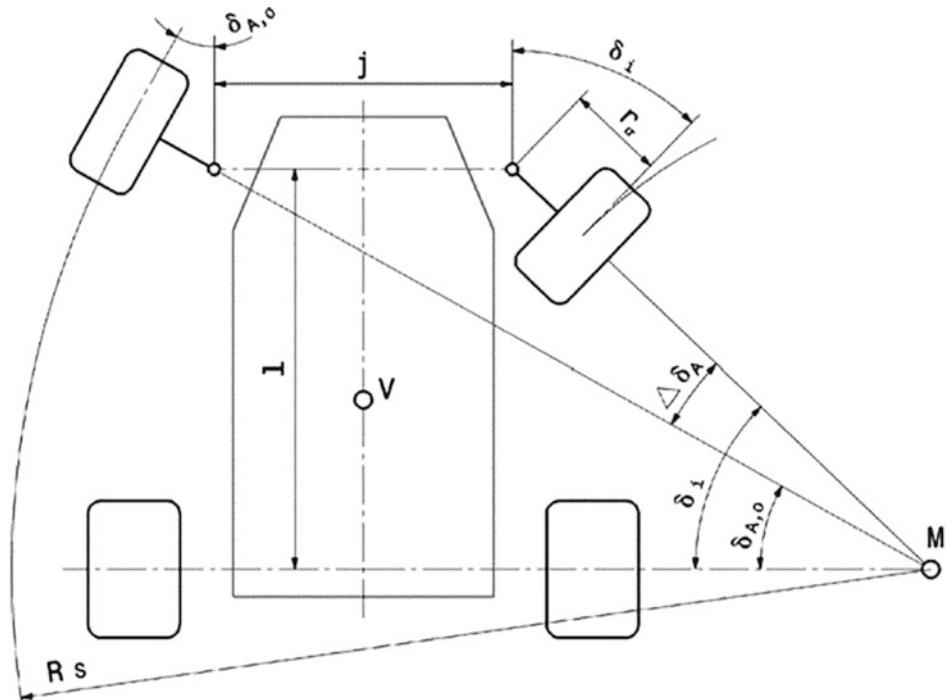


Abb. 1.16 Kinematische Zusammenhänge bei statischer Kurvenfahrt mit reinem Rollen um den Kurvenmittelpunkt M (Ackermann-Bedingung). Der Unterschied zwischen dem Lenkwinkel am kurvenäußereren Rad $\delta_{A,o}$ und dem Lenkwinkel am kurveninneren Rad δ_i ist der Spurdifferenzwinkel $\Delta\delta_A$ (Ackermann-Winkel) mit: l Radstand, V Schwerpunkt des Fahrzeugs

Angemerkt sei an dieser Stelle, dass bei höherer Geschwindigkeit aufgrund der dann bei Kurvenfahrt in den Reifen auftretenden Schräglaufwinkel sich die kinematischen Lenkwinkel von den tatsächlichen, dynamischen Lenkwinkeln unterscheiden, siehe Abb. 5.18.

Beispiel 1.2

Nach einer Kollision am rechten Vorderrad während eines Rennens wird an einem Formelrennwagen der Spurdifferenzwinkel vermessen. Dabei zeigt sich, dass die Lenkungskinematik verstellt oder gar beschädigt wurde, siehe Abb. 1.17. Eine Befundung aller Elemente der Lenkung ist aus Sicherheitsgründen unausweichlich.

Bei Doppelquerlenkerachsen erfolgt eine Sturzeinstellung oft über eine Verdrehung der Kugelköpfe am Radträger, was zu einer Längenänderung der Querlenker führt.

In diesem Zusammenhang sei bereits darauf hingewiesen – insbesondere mit Blick auf Kap. 5, dass es sehr empfehlenswert ist, auch die Geometrien der Fahrwerkslenker und deren Anbindungspunkte an der Karosserie messtechnisch zu erfassen. Dies erleichtert später die Bestimmung der Momentanpole und des Rollzentrums je Achse (siehe Abb. 1.18). Die Momentanpole charakterisieren die Bewegungszentren je Seite der Radaufhängung vorne und hinten in Abhängigkeit der Ein-/Ausfederung. Die Doppelquerlenker-Radaufhängung stellt formal ein Viergelenk-Koppelgetriebe dar, die McPherson-Aufhängung hingegen eine verkürzte Doppelquerlenker-Radaufhängung, bei der der obere Querlenker entfällt und ein Drehgelenk zu einem Schubgelenk wird. Die aus der jeweiligen Achskonstruktion resultie-

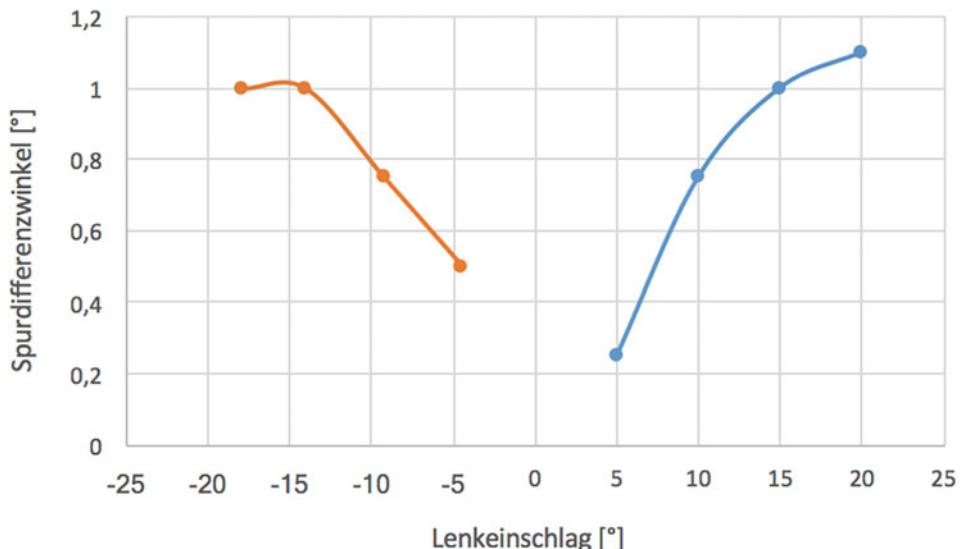


Abb. 1.17 Überprüfung der Spurdifferenzwinkel bei Lenkeinschlag nach links (orange Kurve) und rechts (blaue Kurve) nach einer Kollision. Es ist eine Abweichung feststellbar, so dass eine Befundung der Lenkkinematik erfolgen muss

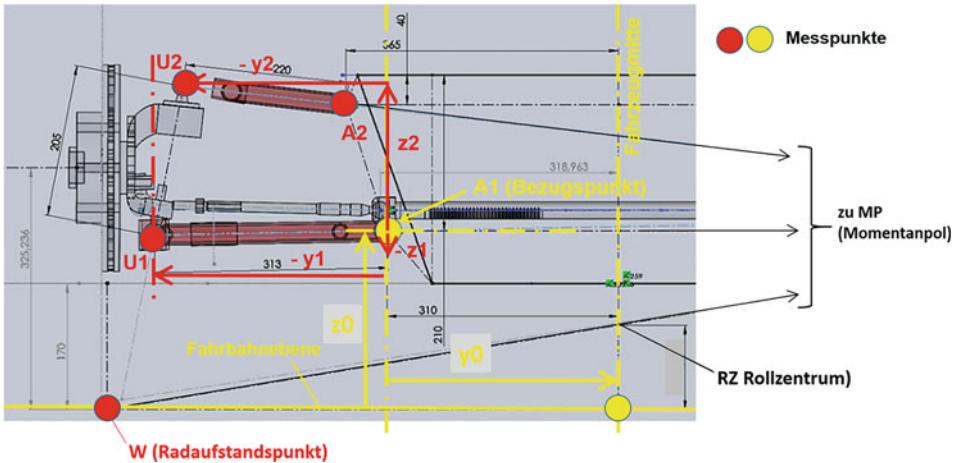


Abb. 1.18 Vermessung der Aufhängungspunkte am Beispiel einer Doppelquerlenker-Radaufhängung zur späteren Ermittlung des Rollzentrums

renden Rollzentren an Vorder- und Hinterachse bestimmen letztendlich die Lage der Rollachse, um die der Fahrzeugaufbau wankt (siehe Abb. 5.5, 5.6 und 6.16).

Beispiel 1.3

Es sollen die Aufhängungspunkte an einer Doppelquerlenker-Radaufhängung vermessen werden. Dazu muss zunächst je Aufhängungsseite ein Bezugspunkt ermittelt werden. Dafür bietet sich der Anlenkpunkt A1 des unteren Querlenkers am Chassis an (in Gelb eingezeichnet). Dieser Punkt hat die Abstände y_0 von der Fahrzeugmitte und z_0 von der Fahrbahn, siehe Abb. 1.18. Von diesem Bezugspunkt aus können dann die weiteren Anlenkpunkte A2 (oberer Querlenker am Chassis) und die Anlenkpunkte am Radträger (Upright) U1 und U2 vermessen werden. Der Anlenkpunkt U1 des unteren Querlenkers am Upright hat vom Bezugspunkt A1 die Koordinaten $-y_1$, $-z_1$; der Anlenkpunkt U2 des oberen Querlenkers am Upright hat vom Bezugspunkt A1 die Koordinaten $-y_2$; $+z_2$. Die Konstruktion des Momentanpols MP sowie des Rollzentrums RZ wird später in Kap. 5 erläutert.

Alle in diesem Kapitel vorgestellten Parameter ermöglichen den Teams ein „Reverse-Engineering“ und damit eine Bestandsaufnahme mit konstruktiver (zeichnerischer) Darstellung ihres Fahrzeugs und des Fahrwerks. Jedes Team sollte zum Ende der Rennsaison im Rahmen der inspektiven Analyse über den Winter bei der Demontage des Rennwagens diese Parameter erheben.

1.6 Aerodynamische Parameter *Aerodynamic Parameters*

Neben der Gewichtsverteilung, der Fahrwerksgeometrie und den Einstellwerten des Fahrwerks ist die Aerodynamik heute in fast allen Rennserien ein unverzichtbares Instrument zur Verbesserung der Rundenzeiten. Grundsätzlich wird durch aerodynamische Systeme, wie Front- und Heckflügel oder Unterboden und Diffusoren, versucht, den Abtrieb („Downforce“) bei Rennfahrzeugen zu erhöhen und diese somit stärker auf die Fahrbahn zu pressen. Durch die hierdurch gesteigerten Radlasten können höhere Seiten- und Längskräfte zwischen Reifen und Fahrbahn übertragen werden. Umgekehrt führt aber eine höhere Abtriebskraft zwangsläufig auch zu einem höheren Luftwiderstand („Drag“). Daher ist für jedes Streckenlayout ein optimaler Kompromiss einerseits zwischen erhöhtem Anpressdruck – und damit höheren Kurvengeschwindigkeiten und besserem Beschleunigungsverhalten – und andererseits vergrößertem Luftwiderstand – und damit geringeren Höchstgeschwindigkeiten auf den Geraden – zu finden.⁸ Weitere aerodynamische Bauteile werden komplementär eingesetzt, um durch gezielte Umleitung bzw. Beruhigung des Luftstroms um das Fahrzeug herum eine Reduzierung des Luftwiderstands trotz höheren Abtriebs zu ermöglichen.

Nahezu alle Bauteile und Formen an einem Rennwagen stehen in aerodynamischer Interaktion. So wird beispielsweise der Luftstrom vom Frontflügel nach oben abgelenkt, was je nach Anstellwinkel auch einen Einfluss auf die Anströmung und somit den Abtrieb an der Karosserie und am Heckflügel haben kann. Bei Rennfahrzeugen mit freistehenden Rädern erzeugen diese unerwünschten Auftrieb. Zielführend ist es folglich, die Umströmung des kompletten Fahrzeugs im **Systemzusammenhang** zu betrachten. Neben den empirischen Versuchen im Windkanal (wünschenswerterweise mit „rollender Laufbahn“) nimmt im professionellen Motorsport heute die computergestützte Strömungsanalyse (CFD; Computational Fluid Dynamics) einen immer höheren Stellenwert ein. Das Themenfeld der aerodynamischen Optimierung wird in Kap. 8 eingehend behandelt.

Da ein Windkanal oder eine CFD-Analyse auch im erweiterten professionellen Umfeld nur wenigen Renntmannschaften zur Verfügung steht, wird nachfolgend der **Ausrollversuch** als eine auch für Amateurtmannschaften praktikable Analysemethode dargestellt, um den Luftwiderstand und Rollwiderstand eines Fahrzeugs in Abhängigkeit des Setups zu ermitteln. Es sind lediglich eine mindestens 400 bis 500 m lange, möglichst ebene Gerade und ein GPS-Datenlogger (für die Aufzeichnung des Geschwindigkeitsverlaufs über dem Weg) erforderlich. Als ideales Testfeld für Ausrollversuche eignen sich die Start-/Landebahnen von Flughäfen. Alternativ können Ausrollversuche auch auf den Geraden der Rennstrecken durchgeführt werden, z. B. auf Testtagen oder im freien Training (wenn Konkurrenten dadurch nicht behindert werden).

Bei einem Ausrollversuch wird das Fahrzeug zunächst auf eine Geschwindigkeit von über 100 km/h beschleunigt, um anschließend im ausgekuppelten Zustand lediglich durch

⁸Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5, Abschn. 5.3.3.

die Summe F_W der angreifenden Fahrwiderstände, d. h. den Luftwiderstand F_L , den Rollwiderstand F_R und den Steigungswiderstand F_{St} , verzögert zu werden. Die Verzögerung durch die Fahrwiderstände erfolgt also in erster Linie durch translatorische Verzögerung des Fahrzeugs, allerdings müssen auch die rotatorischen Massen (Drehmassen der Räder sowie drehende Motor- und Getriebebauteile) abgebremst werden. Die rotatorische Verzögerung wird i. d. R. durch einen äquivalenten translatorischen Verzögerungsanteil ausgedrückt und durch einen Massenfaktor φ_m berücksichtigt. Das Aufstellen des Kräftegleichgewichts am Fahrzeug liefert also folgende Beziehung:

$$F_L + F_R + F_{St} = F_W \quad (1.10)$$

mit:

F_W Summe der abbremsenden Fahrwiderstände, N

F_L Luftwiderstand, N

F_R Rollwiderstand, N

F_{St} Steigungswiderstand, N

bzw. nach weiterem Einsetzen:

$$f_R \cdot m_{Z,V,t} \cdot g \cdot \cos \alpha_{St} + m_{Z,V,t} \cdot g \cdot \sin \alpha_{St} + \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot c_w \cdot A \cdot (v_F - v_0)^2 = k_m \cdot m_{Z,V,t} \cdot a_x \quad (1.11)$$

mit:

f_R Rollwiderstandsbeiwert des Fahrzeugs, –; gesucht!

$m_{Z,V,t}$ Fahrzeuggmasse inkl. Fahrer und halber Tankfüllung (je nach Renndistanz), kg

g Erdbeschleunigung, 9,81 m/s²

α_{St} Mittlerer Steigungswinkel der Fahrbahn, °

ρ_L Luftdichte, kg/m³; 1,225 kg/m³ auf Meereshöhe bei 15 °C und 1013 mbar

c_w c_w -Wert des Fahrzeugs, –; gesucht!

A Anströmfläche des Fahrzeugs, m²

v_F Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s

v_0 Windgeschwindigkeit, m/s; Gegenwind: negativer Wert, Rückenwind: positiver Wert

k_m Drehmassenfaktor zur Berücksichtigung der abzubremsenden Rotationsmassen (Räder inkl. Reifen etc.), –

a_x Verzögerung des Fahrzeugs aufgrund des Luft-, Roll- und Steigungswiderstands, m/s²

Es wird empfohlen, Ausrollversuche ausschließlich bei relativer Windstille durchzuführen, weshalb unter Vernachlässigung von v_0 sich folgende Gleichung ergibt:

$$a_x = \frac{\rho_L \cdot c_w \cdot A}{2 \cdot k_m \cdot m_{Z,V}} \cdot v_F^2 + \frac{g \cdot (f_R \cdot \cos \alpha_{St} + \sin \alpha_{St})}{k_m} \quad (1.12)$$

Diese Gleichung entspricht in ihrer Form mathematisch einer allgemeinen Geradengleichung vom Typ $y(x) = Bx + C$:

$$a_x(v^2) = B \cdot v_F^2 + C \quad (1.13)$$

mit der Steigung

$$B = \frac{\rho_L \cdot c_w \cdot A}{2 \cdot k_m \cdot m_{Z,V}} \quad (1.14)$$

und dem Achsenabschnitt

$$C = \frac{g \cdot (f_R \cdot \cos \alpha_{St} + \sin \alpha_{St})}{k_m} \quad (1.15)$$

Aus der Steigung B der Geraden in Abb. 1.21 kann der c_w -Wert für das Setup bei der Vermessung bestimmt werden, aus dem Achsenabschnitt der Rollwiderstandsbeiwert f_R .⁹

Die Luftdichte ρ_L schwankt mit dem Luftdruck und der Temperatur am Ort der Messung, so dass für eine exakte Bestimmung eigentlich die allgemeine Gasgleichung der Thermodynamik anzusetzen wäre. In der Praxis reicht es indes völlig aus, einen Näherungswert gemäß Tab. 1.9 in Bezug auf Meereshöhe bei Luftdruck 1013 mbar anzusetzen.

Tab. 1.9 Luftdichte in Abhängigkeit der Lufttemperatur auf Meereshöhe bei Normdruck 1013 mbar

Temperatur in °C	Luftdichte in kg/m ³
+35	1,1455
+30	1,1644
+25	1,1839
+20	1,2041
+15	1,2250
+10	1,2466
+5	1,2690
0	1,2920
-5	1,3163

⁹In Bd. 5, Abschn. 3.7.1 wird eine weitere Auswertemethode vorgestellt.

Der Drehmassenfaktor k_m zur Berücksichtigung der Verzögerung durch die Drehmassen ist vom Massenträgheitsmoment und von der Drehzahldifferenz bei der Beschleunigung von Anfangs- zu Endgeschwindigkeit der drehenden Teile abhängig und nimmt demzufolge mit steigendem Gang ab, siehe Tab. 1.10.¹⁰ Für den Ausrollversuch kann der Drehmassenfaktor mit $k_m = 1$ angesetzt werden.

Die noch benötigte Querschnittsfläche des Fahrzeugs kann für Formelrennwagen näherungsweise nach Abb. 1.19 ermittelt werden (für andere Fahrzeugkategorien äquivalent), siehe auch Tab. 1.11.

Tab. 1.10 Drehmassenfaktor k_m in Abhängigkeit des eingelegten Gangs

Gang	1	2	3	4	5
Drehmassenfaktor k_m	1,250	1,150	1,100	1,075	1,060

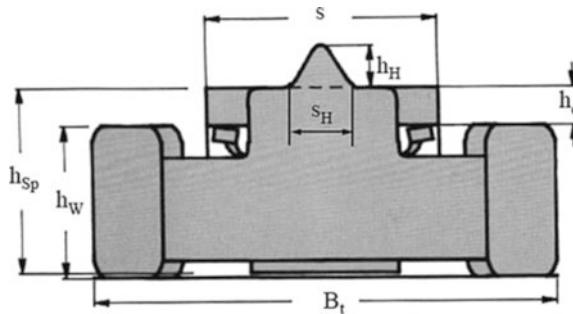


Abb. 1.19 Ermittlung der Anströmfläche (Querschnittsfläche) am Beispiel Monoposto

Tab. 1.11 Messwerte für die Ermittlung der Anströmfläche

Breite über alles	B_t	mm
Mittlere Reihenhöhe aus Vorder-/Hinterachse	h_w	mm
Höhe Heckspoiler	h_{sp}	mm
Breite Heckspoiler	s	mm
Projektion Höhe Heckspoiler	h_c	mm
Höhe Hutze	h_H	mm
Max. Breite Hutze	s_H	mm

¹⁰Genaueres siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 3, Kap. 4.

Beispiel 1.4

Für einen Reynard 903 F3 ergibt sich bei einem bestimmten Setup folgende Anströmfläche:

$$A = (B_t \cdot h_W) + (s \cdot h_c) + (0,5 \cdot s_H \cdot h_H) \quad (1.16)$$

$$A = (1,66 \text{ m} \cdot 0,534 \text{ m}) + (0,884 \text{ m} \cdot 0,1675 \text{ m}) + (0,5 \cdot 0,241 \text{ m} \cdot 0,206 \text{ m}) = 1,06 \text{ m}^2$$

Da das Fahrzeug vorne breiter ist als hinten muss für die Höhe h_W ein Kompromiss zwischen dem verhältnismäßig größeren Hinterreifendurchmesser zum Vorderreifendurchmesser getroffen werden.

Anhand der Aufzeichnungen des Datenloggers beim Ausrollversuch können die Beschleunigungen für verschiedene Abschnitte berechnet und über der Geschwindigkeit zum Quadrat aufgetragen werden. Das Erstellen einer linearen Trendlinie mit Funktionsgleichung liefert die gesuchte Steigung B und den Achsenabschnitt C . Abb. 1.20 zeigt einen Ausrollversuch mit einem modernen Formel V.

Mit dem y -Abschnitt C aus Abb. 1.21 (in m/s^2) und der Steigung B (in $1/\text{m}$) der Geradengleichung lassen sich der Luftwiderstandsbeiwert c_w und der Rollwiderstandsbeiwert f_R wie folgt bestimmen:

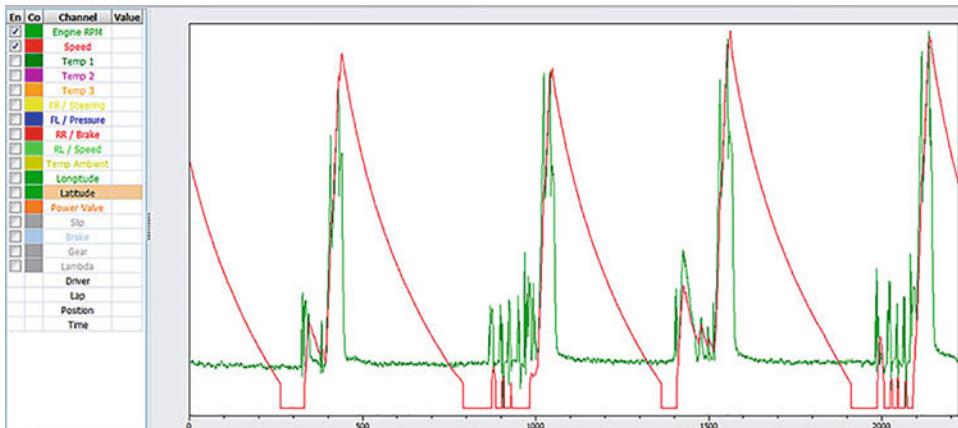


Abb. 1.20 Aufzeichnung der Geschwindigkeiten (rot) und Motordrehzahlen (grün) über dem Weg während einer Reihe von Ausrollversuchen. Die Geschwindigkeit nimmt zunächst – aufgrund des höheren Luftwiderstandes, der der Geschwindigkeit proportional ist – stärker ab

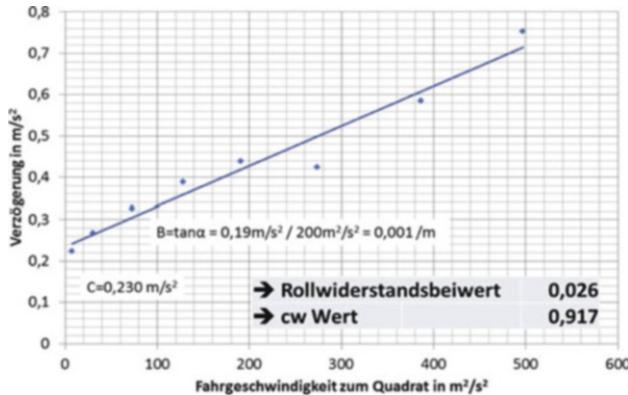


Abb. 1.21 Auswertung eines Ausrollversuchs für einen modernen Formel V mit Tatuus-Monocoque

$$c_w = \frac{2 \cdot k_m \cdot m_{Z,V} \cdot B}{\rho_L \cdot A} \quad (1.17)$$

$$f_R = \frac{\frac{C \cdot k_m}{g} - \sin \alpha_{St}}{\cos \alpha_{St}} \quad (1.18)$$

Bei Ausrollversuchen in der Ebene ist $\alpha_{St} = 0$, somit folgt:

$$f_R = \frac{C \cdot k_m}{g} \quad (1.19)$$

In Abb. 1.21 wurde für einen modernen Formel V – für das Setup bei der Vermessung – auf einem Flughafen ein c_w -Wert von rund 0,92 ermittelt. Dies ist für ein Formelfahrzeug angesichts der freistehenden Räder ein durchaus respektabler Wert, der anhand reproduzierter Ausrollversuche bestätigt wurde (und keinesfalls mit Pkw vergleichbar ist).

Der Rollwiderstandsbeiwert ändert sich jedoch bei der Wiederholung der Ausrollversuche. Im Verlauf der wiederholten Ausrollversuche ist mit einem Anstieg des Rollwiderstands zu rechnen, da der Rennreifen dann näherungsweise seine optimale Betriebstemperatur erreicht und auf der Fahrbahn „klebt“. Der Rollwiderstandsbeiwert

Tab. 1.12 Anteile am Luftwiderstand eines Monoposto bei 200 km/h

Komponenten	Anteil [%]
Frontflügel	19,4
Heckflügel	36,3
Unterboden	10,1
Räder + Rest	34,2
Gesamt	100,0

ist in Abb. 1.21 mit 0,025 signifikant höher als bei Serienreifen und kann anhand der sehr weichen Gummimischung, dem niedrigen Reifeninnendruck sowie dem Verzahnungseffekt eines Rennslicks mit der relativ rauen Oberfläche der Rennstrecke im warmen Zustand erklärt werden.

Die durch den Ausrollversuch ermittelten Parameter für den c_w -Wert und Rollwiderstandsbeiwert f_R in Abhängigkeit des aktuell gewählten Setups können bei Änderungen des Setups zum Vergleich erneut erhoben werden. Die Parameter bieten folglich bereits initial wichtige, unverzichtbare Eingangsgrößen für nachfolgende Optimierungen, die sich aus den folgenden Kapiteln dieses Buches erschließen. Für beispielhafte Tabellen für diese sogenannten „Aero-Maps“ wird auf Abschn. 8.6.3 verwiesen. Es verlangt Zeit und Disziplin, diese Parameter vollständig zu erheben.

Vor der in Kap. 8 folgenden, ausführlichen Diskussion der aerodynamischen Effekte und entsprechender Optimierungsansätze ist in Tab. 1.12 bereits als Anhaltspunkt der Beitrag der verschiedenen aerodynamischen Subsysteme eines Formel-3-Rennwagens zum Luftwiderstand bei einer Geschwindigkeit von 200 km/h dargestellt.

1.7 Zusammenfassung *Summary*

Die Kenntnis der hier initial ermittelten Parameter zur Fahrwerkseinstellung und Aerodynamik, die einen wesentlichen Einfluss auf die Rundenzeiten ausmachen, sind eine unverzichtbare Voraussetzung, um später belastbare Optimierungen durchführen zu können. Ohne die Kenntnis der Ausgangslage sind Optimierungen nicht durchführbar.

Es empfiehlt sich, die Setup-Daten (Wäge- sowie Einstellwerte für Fahrwerk und Aerodynamik) für jede Rennstrecke übersichtlich zu dokumentieren, siehe Abb. 1.22.

diagonal 242 kg		diagonal 242 kg	
Hauptflügel 2007 0°		vorne	
m (kg)	94	Ride Height (mm)	22
		Stabi	93
		Notches	0/0/2
		kg/mm	22
		Feder Turns	218
		Ibxn o. Preload	800
		kgf/mm o. Preload	14,29
		kgf/mm m. Preload	57,14
		Dämpfer	B4 R6
		Drop	0 (17)
		Pushrod	75,5 -- 75,5
Vorne links		Vorne rechts	
3,5		Negativer Sturz (*)	3,5
2,5		Nachlauf (*)	2,5
-10		Vorspur (*)	-10
15 fr.		B-Stop	15 fr.
hinten links		hinten rechts	
2,85		Negativer Sturz (*)	2,85
22,7		Nachlauf (*)	22,7
10		Vorspur (*)	10
18 fr.		B-Stop	18 fr.
Ride Height (mm)		42	
		Stabi	19 W
			19 2-2
		kg/mm	47,4
		Feder Turns	0
		Ibxn o. Preload	750
		kgf/mm o. Preload	13,39
		kgf/mm m. Preload	13,39
		Dämpfer	B4 R4
		Drop	Max
m (kg)	149	Pushrod	78,5 -- 79,9
Hauptflügel 6,8° 243 kg links		hinten	
		Endblatt HDF/18° 241 kg rechts	

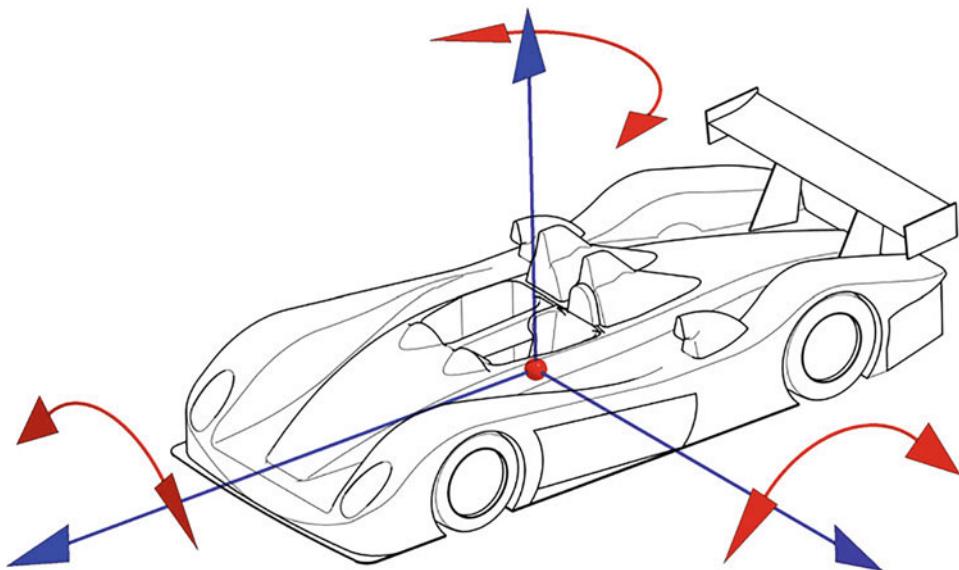
Abb. 1.22 Beispiel für die Dokumentation der Setupdaten für ein Formel-3-Fahrzeug mit MS Excel. Gelb hinterlegt sind die gemessenen Radlasten (hier ohne Fahrer), in Grün hinterlegt die Einstellwerte für Federung und Dämpfer sowie die statischen Fahrröhnen. Die Radeinstellwerte sind in Rot, die Flügeleinstellungen in Blau hinterlegt. Die gewählte Darstellung ist fahrzeugbezogen und ermöglicht eine schnelle Zuordnung zu vorne/hinten und rechts/links für die jeweiligen Subsysteme des Fahrzeugs

Literatur References

- Trzesniowski, M.: Rennwagentechnik, Bd. 2–5. Springer Vieweg, Wiesbaden (2019)

Einleitung und Definitionen *Introduction and Definitions*

2



2.1 Die Straßenlage und ihre Bedeutung *Significance of Handling and Roadholding*

Um das dynamische Verhalten eines Fahrzeugs zu beschreiben, existieren im Englischen zwei unterschiedliche Begriffe:

- „Roadholding“ betrifft die vertikale Dynamik und damit auch den Komfort des Fahrzeugs. So zählen Hubbewegungen entlang der Hochachse (z -Achse), wie Heben und Abtauchen, oder eine Drehbewegung um die Querachse (y -Achse), wie Nicken, zu den typischen Bewegungen des Roadholding.
- „Handling“ bezieht sich auf die Querdynamik (horizontale Fahrzeugdynamik) und beschreibt damit die Fähigkeit, wie schnell und stabil ein Fahrzeug um die Kurve fahren kann. Hierunter fallen auch die Reaktionen des Fahrzeugs auf Aktionen des Fahrers sowie auf Störungen von außen.

Demgegenüber sind im Deutschen die Begriffe STRASSENLAGEN und FAHRVERHALTEN weniger scharf getrennt und beziehen sich sowohl auf Vertikal- als auch auf Quer- und Längsdynamik und damit auf das Gesamtspektrum des dynamischen Fahrzeugverhaltens.

Es könnten hier zahlreiche Beispiele von professionellen Renntmannschaften angeführt werden, die ein großes finanzielles Budget in die Verbesserung der Motorleistung investiert haben, jedoch damit nur auf die Rundenzeiten bezogen lediglich einige Sekundenbruchteile schneller geworden sind. Erst später folgte dann oftmals die Erkenntnis, dass bereits ein Teil dieses Budgets ausgereicht hätte, um ganze Sekunden zu gewinnen – wenn mehr Zeit in die Verbesserung der Straßenlage investiert worden wäre.

Auch der folgende Vergleich spricht für sich:

Ein DTM-Rennwagen mit etwa 480 PS wiegt laut Reglement rund 1100 kg. Er weist folglich ein Leistungsgewicht von 0,44 PS/kg auf. Ein Formel-3-Monoposto mit einem Mindestgewicht von 550 kg und einer Motorleistung von 230 PS hat dagegen mit 0,42 PS/kg ein geringeres Leistungsgewicht, ist jedoch in der Praxis auf einer durchschnittlichen üblichen Strecke um rund 3 Sekunden schneller. Dies ist die Folge einer signifikant besseren Straßenlage des Formel-3-Rennwagens.

2.2 Fahrzeubewegungen und Freiheitsgrade *Vehicle Movements and Degrees of Freedom*

Ein Fahrzeug bewegt sich um drei Achsen: die Längsachse (x -Achse), die Querachse (y -Achse) und die Hochachse (z -Achse). Für jede dieser Achsen gibt es zwei Freiheitsgrade, und zwar eine translatorische Bewegung in Richtung einer Achse und eine Drehbewegung um die Achse. Im Raum sind folglich sechs Freiheitsgrade möglich, siehe Abb. 2.1:

- Entlang der x -Achse: vor- oder rückwärts gerichtete Bewegung, das sogenannte Zucken.
- Drehbewegung um die x -Achse: das Wanken oder Rollen (englisch: Roll).
- Entlang der y -Achse: quer gerichtete Bewegung, das Schieben (englisch: Drift).
- Drehbewegung um die y -Achse: das Nicken (englisch: Pitch).
- Entlang der z -Achse: Heben/Senken des Aufbaus (englisch: Heave).
- Drehbewegung um die z -Achse: das Gieren (englisch: Yaw).

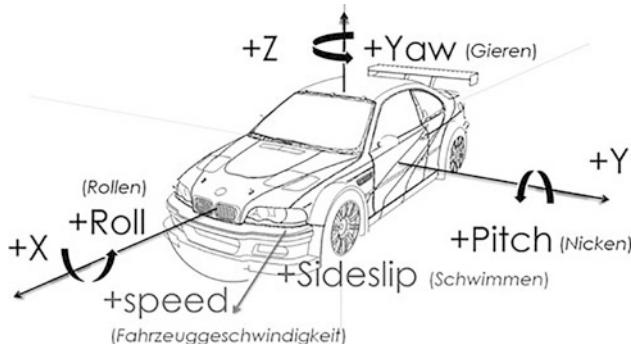


Abb. 2.1 Die sechs Freiheitsgrade eines Fahrzeugs. (Quelle: SAE [1])

Die o. g. Begriffe beschreiben im Grunde natürliche Bewegungen: Irgendwo greift eine Kraft an, die dann über einen bestimmten Hebelarm um den Schwerpunkt als Moment wirkt und damit, auf die jeweiligen Achsen bezogen, ein Rollen, Nicken oder Gieren hervorruft. In der Regel treten diese Kräfte in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn auf. Eine Ausnahme bilden die aerodynamischen Kräfte, die überall am Fahrzeug angreifen können (siehe Kap. 8).

Die Ein- und Ausfederbewegungen an den Rädern sind also eine Folge von Rollen, Nicken, Gieren und Heben. Normalerweise sind stets zwei Räder beim Einfedern (Bump) und zwei Räder beim Ausfedern (Rebound). So federn beim Bremsen die Vorderräder ein und die Hinterräder aus (Bremsnicken um die Querachse), und beim reinen Rollen um die Längsachse federn die kurvenäußersten Räder ein und die kurveninneren Räder aus. Tritt indes eine translatorische Bewegungsänderung (Beschleunigung oder Verzögerung) während der Kurvenfahrt auf, so überlagern sich die Federbewegungen. Beim Beschleunigen aus der Kurve heraus federn die kurvenäußersten Räder ein und die kurveninneren Räder aus, jedoch werden durch die gleichzeitige Beschleunigung die Räder der Vorderachse entlastet und jene an der Hinterachse belastet. Die Überlagerung der Kräfte bewirkt dann eine forcierte Belastung des kurvenäußersten Hinterrades und eine weitere Entlastung des kurveninneren Vorderrades. Letzteres kann im Extremfall den Bodenkontakt verlieren, so dass die Summe der übertragbaren Querkräfte abnimmt.

Neben den beschriebenen, natürlichen Bewegungen können auch von außen verursachte, nicht natürliche Bewegungen auftreten. Im Englischen wird das als „Warp“ bezeichnet. Ein Beispiel hierfür ist, wenn das Fahrzeug in einer Rechtskurve mit dem rechten Vorderrad über die Randsteine (Curbs) fährt und rechts vorne angehoben wird. In der Folge beginnt das Fahrzeug, um eine schräge Achse mit wechselseitigem Einfedern des rechten Vorder- und linken Hinterrades zu schwingen (diagonales Tauchen), vergleichbar einem Tisch mit einem zu kurzen Bein. In einer Linkskurve würden umgekehrt das linke Vorderrad und rechte Hinterrad einfedern. Vor allem bei Einsatz von Datenauf-

zeichnungssystemen und Vermessung der Radbewegungen mit Hilfe von Bewegungssensoren sollte man diese Phänomene verstehen und beurteilen können.

Allgemein kann man sagen, dass die Federung (bei allen Bewegungen) und der Stabilisator (nur in Kurven) bestimmen, in welchem Maße ein Rad einfedert, während der Stoßdämpfer (eigentlich: Schwingungsdämpfer) bestimmt, wie schnell das Rad bewegt wird. Die Charakteristik eines hydraulischen Schwingungsdämpfers ist stets der aufgeprägten Geschwindigkeit am Dämpferkolben proportional („dynamische Feder“, siehe Kap. 4).

2.3 Die fünf Phasen einer Kurve *The five Phases of a Curve*

Bei einer Kurvenfahrt sind fünf Phasen zu unterscheiden, siehe Abb. 2.2a, b.

Wenn man in der Lage ist diese Phasen zu unterscheiden, wird es auch einfacher die Ursachen von Unter-/Übersteuern zu deuten. Es ist wichtig für sowohl den Fahrer als auch den Mechaniker diese Phasen zu erkennen. Der Fahrer wird dann oft „bewusster“ fahren, womit er dann auch ein schnellerer Fahrer wird!

2.3.1 Beschreibung der fünf Phasen *Description of the five Phases*

Phase 1: Einlenken

Der Fahrer bremst (nicht immer) und lenkt ein. Die Vorderräder bewegen sich unter einem zunehmenden Schräglauwinkel und bauen deshalb die ersten Querkräfte auf. Die Masse des Fahrzeugs bewegt sich noch geradeaus, ebenso die Hinterräder.

Phase 2: Beginnendes Rollen

Die Vorderreifen haben nun dermaßen viel Querkraft aufgebaut (das dauert nach dem Einlenken ungefähr eine Radumdrehung), dass das Vorderteil des Fahrzeugs – und damit in der Folge das ganze Fahrzeug – beginnt, die Kurvenfahrt einzuleiten. Dadurch stellen sich die Hinterreifen etwas quer zu ihrer Bewegungsrichtung und bauen nun ebenfalls einen Schräglauwinkel und damit eine Querkraft auf. Der Wagenkasten, d. h. die gefederte Masse, beginnt um seine Längsachse (x -Achse) zu rollen. Eine detaillierte Beschreibung davon folgt in Kap. 5.

Abhängig von der Strecke, der Geschwindigkeit und vor allem von der Fähigkeit des Fahrers, wird der Bremsvorgang entweder in Phase 1 oder Phase 2 beendet.

Die kurvenäußersten Räder federn ein und die kurveninneren Räder aus, so dass in der Folge der bzw. die Stabilisator(en) (auch: Anti-roll Bar) beginnt sich zu verdrehen. Am Ende dieser Phase ist er bis zu seinem Maximum verdreht, womit der Einfluss des Stabilisators von Null bis zu seinem Maximum zugenommen hat.

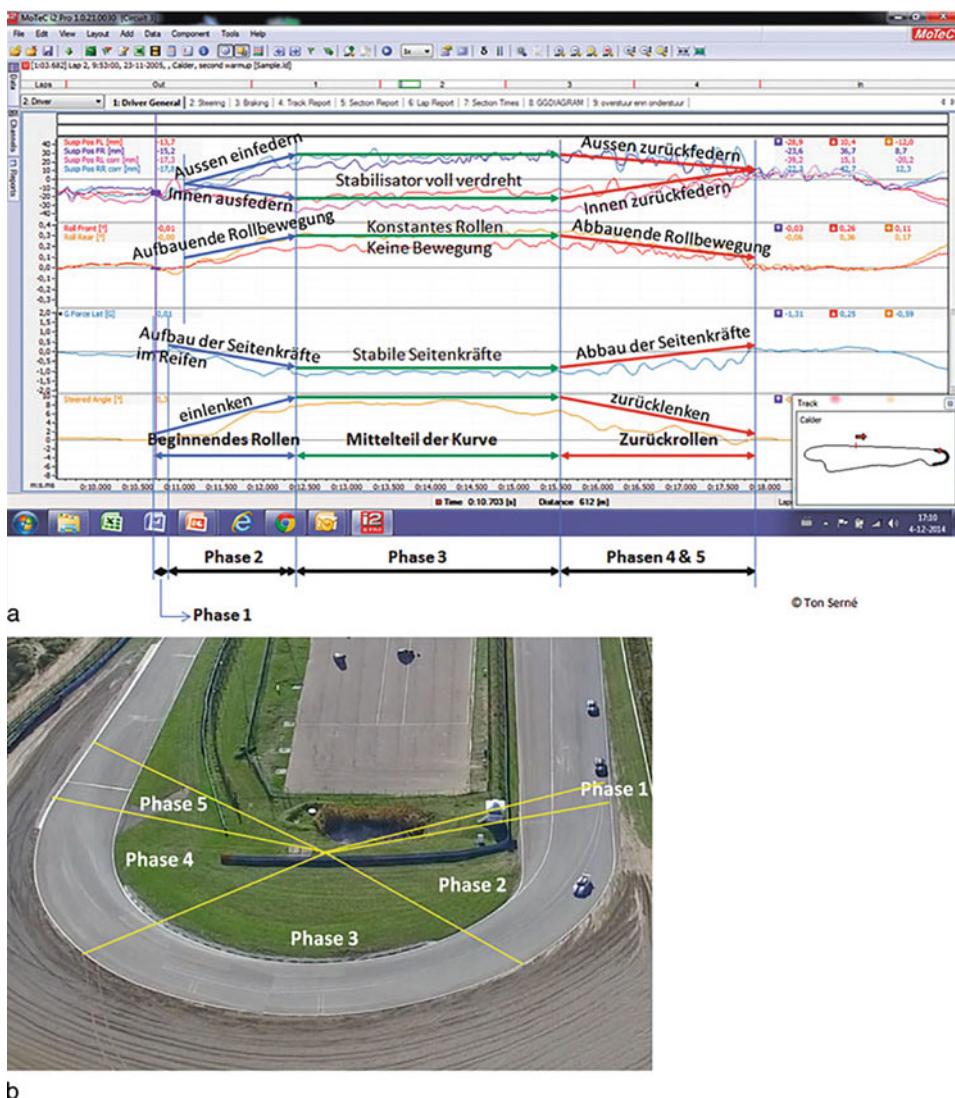


Abb. 2.2 a Die fünf Phasen einer Kurve. Unter-/Übersteuern hat in jeder Phase unterschiedliche Ursachen, und deshalb in jeder Phase einen individuellen Lösungseinsatz. **b** Die fünf Phasen einer Kurve aus der Vogelperspektive

Phase 3: Mittelteil der Kurve

Wenn die Rollbewegung ihr Maximum erreicht hat, beginnt die Phase des konstanten Rollens der gefederten Masse. Das Auto hat nun eine Art von Stabilität erreicht, sei es auch eine labile, denn bereits kleine Einflüsse (wie eine Lenkbewegung, Unebenheit im Straßenbelag usw.) könnten diese Stabilität schon stören. Die kurvenäußersten Räder sind

eingefedert und die kurveninneren ausgefedert. Das bedeutet, dass der Stabilisator während dieser gesamten Phase bis zu seinem Maximum verdreht und deshalb maximal wirksam ist.

Phase 4: Zurückrollen

Sobald der Fahrer mit dem Auslenken aus der Kurve beginnt, nehmen die Querkräfte ab. Damit beginnt der Wagenkasten wieder zurück zu rollen. Der Fahrer betätigt zum Herausbeschleunigen wieder stärker das Gaspedal. Die Schräglauwinkel in allen Reifen nehmen kontinuierlich ab, und damit auch die Querkräfte. Die Räder federn zurück in ihre Ausgangslage, womit auch der Stabilisator entlastet wird. Der Einfluss des Stabilisators nimmt in dieser Phase von seinem Maximum bis auf null ab.

Phase 5: Auslenken

Obwohl diese Phase teilweise schon in Phase 4 beginnt, ist es für den Renningenieur hilfreich, diese Phase als eigenständige Phase zu betrachten. Der Grund dafür ist, dass nicht alles, was sich hier abspielt, auch für den Beginn von Phase 4 zutrifft. Wegen der zunehmenden Beschleunigung hebt sich das Vorderteil, sodass der Druck auf die Vorderräder abnimmt, was zu einem erheblichen „Power-Untersteuern“ führen kann. Das gilt sowohl für Rennwagen mit Vorderrad- als auch mit Hinterradantrieb. Hierbei sind nicht nur die Technik und Geometrie des Fahrwerks sowie die Kompetenz des Renningenieurs wichtig, sondern vor allem ist auch die Fähigkeit des Rennfahrers entscheidend, wie er die Motorleistung frei gibt! Dazu kommt, dass – je nach Kurve – die Geschwindigkeit schon hoch sein könnte, so dass nun auch die Aerodynamik wieder an Einfluss gewinnt.

An Abb. 2.2a sind die Phasen 2 bis 4 deutlich zu erkennen. Es ist klar ersichtlich, dass in den Phasen des beginnenden Rollens und Zurückrollen die Räder ein- und wieder ausfedern, also eine vertikale Geschwindigkeit aufweisen. Weiterhin ist erkennbar, dass die Räder im Mittelteil der Kurve (Phase 3) nur noch den Unebenheiten im Straßenbelag folgen.

Im Kap. 4 wird beschrieben, dass hydraulische Stoßdämpfer nur Dämpfungs Kräfte entwickeln, wenn sie sich ein- oder auswärts bewegen (geschwindigkeitsproportionale Dämpfung). Sobald also der Aufbau die Phase 3 erreicht hat und nicht weiter rollt, also keine weitere natürliche Bewegung stattfindet, werden nur noch Kräfte im Hochfrequenzbereich aufgrund der Straßenunebenheiten entwickelt.

► **Tipp 2.1**

Beim Einrollen (Phase 2) und Zurückrollen (Phase 4) sind es vor allem die Stoßdämpfer, welche Widerstandskräfte gegen die Rollbewegungen aufbauen.

Im Mittelteil der Kurve (Phase 3) ist hingegen der Stabilisator voll wirksam.¹

¹Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5, Abschn. 5.3.3.

- Über-/Untersteuern beim Einlenken beseitigt man in der ersten Instanz durch die Stoßdämpfer
- Über-/Untersteuern in Mittelteil der Kurve beseitigt man vor allem mit dem Stabilisator. Sollte das nicht ausreichen, kann zusätzlich die Federcharakteristik geändert werden.

Dieses Buch beschreibt in seinem Verlauf die Ursachen und mögliche Lösungen bei Unter-/Übersteuern in den fünf oben genannten Phasen einer Kurve. In Kap. 9 sind schließlich alle Ursachen und Lösungen in einer Tabelle zusammengefasst.

2.4 Untersteuern & Übersteuern *Understeer & Oversteer*

Um aber die Problematik des Unter- und Übersteuerns in den fünf Phasen einer Kurve lösen zu können, ist zunächst eine vertiefte Kenntnis zu diesen Phänomenen und ihren Ursachen erforderlich.

2.4.1 Zentripetalkraft, Querkraft oder Lateralkraft *Centripetal Force or Lateral Force*

Bei einer Kurvenfahrt entwickeln die vier Räder im Kontaktbereich der Reifen mit der Fahrbahn Kräfte, die zum Kurveninneren gerichtet sind. Diese Reifenkräfte werden als Querkräfte oder Lateralkräfte bezeichnet, siehe Abb. 2.3.

Die Summe der Lateralkräfte am rechten und linken Vorderrad ($F_{Ti,l,f} + F_{Ti,r,f}$) werden für die Vorderachse zu $F_{Ti,f}$ zusammengefasst, die Summe der Lateralkräfte an den beiden Hinterrädern ($F_{Ti,r,r} + F_{Ti,l,r}$) für die Hinterachse zu $F_{Ti,r}$. Die Summe von $F_{Ti,f}$ plus $F_{Ti,r}$ ist die totale Lateralkraft $F_{Ti,tot,v}$ (bzw. $F_{v,y}$) am Fahrzeug, die auch als Zentripetalkraft bezeichnet wird. Sie ist zum Kurvenmittelpunkt gerichtet (von Lat. centrum petere: dem Zentrum zustreben).

2.4.2 Zentrifugalkraft (oder: die unsichtbare Hand . . .) *Centrifugal Force (or: the invisible hand)*

Jedes Objekt besitzt eine Masse, und diese Masse weist eine Trägheit auf, die sich jeglicher Richtungs- oder Geschwindigkeitsänderung widersetzt. Wenn die Masse ruht oder sich mit einer konstanten Geschwindigkeit fortbewegt und dann beschleunigt wird, „wehrt sie sich“ gegen diese Beschleunigung, indem der Beschleunigung eine Massenkraft entgegen gerichtet ist. Und bei Kreisbewegungen, also bei einem Rennwagen in einer Kurve, hat die Masse das Bestreben, der Kurvenfahrt zu widerstehen und sich geradeaus zu bewegen.

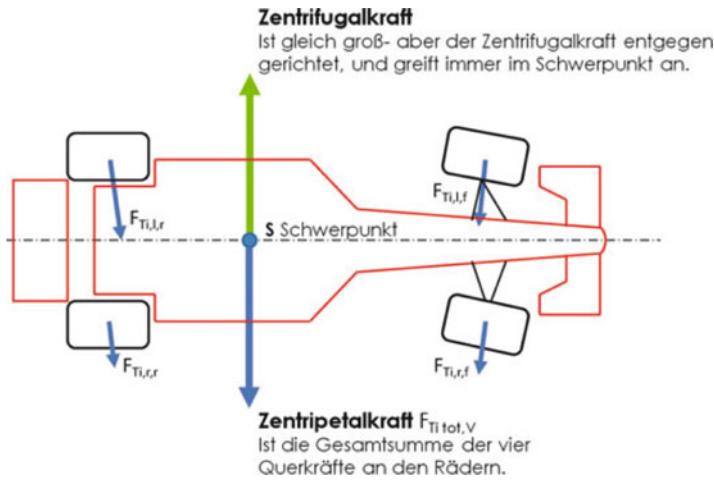


Abb. 2.3 Bei Kurvenfahrt entwickeln die vier Reifen Querkräfte, die in ihrer Summe die Zentripetalkraft bilden. Die kurvenäußeren Reifen produzieren mehr Querkraft als die kurveninneren Reifen, weil diese kurvenäußeren Räder durch den Gewichtstransfer höher belastet sind (siehe Kap. 5). Dabei bestehen auch Unterschiede bei Sturz und Vorspur zwischen den kurveninneren und -äußeren Rädern

Die Widerwilligkeit einer Masse, Bewegungsänderungen zu folgen, wird als Massenträgheit oder Inertia bezeichnet. Es erscheint, als ob dabei eine unsichtbare Hand jeder Änderung an Geschwindigkeit oder Richtung einen Widerstand bietet.

Bei einer Kurvenfahrt wird dieses Phänomen als Fliehkraft oder Zentrifugalkraft bezeichnet (von Lat. centrum fugere: dem Zentrum entfliehen). Weil sich Masse und Massenträgheitsmoment immer auf den Schwerpunkt eines Objekts beziehen, greift die Zentrifugalkraft IMMER am Schwerpunkt des Fahrzeugs an.

Die Masse des Fahrzeugs bewegt sich um eine Kurve, weil eine Zentripetalkraft $F_{V,Y}$ auftritt, die aus den Kräften im Kontaktbereich der Reifen mit der Fahrbahn gebildet wird und zum Kurvenmittelpunkt gerichtet ist. Folglich ist die *Zentripetalkraft die Ursache, d. h. Aktionskraft*.

Der Widerstand kommt durch die Massenträgheit (Inertia), folglich ist die *Zentrifugalkraft die Wirkung, d. h. Reaktionskraft*. Tab. 2.1 zeigt den Unterschied der Charakteristika von Zentripetalkraft und Zentrifugalkraft. Ein richtiges Verständnis dieser Größen ist sehr hilfreich bei der Analyse der Straßenlage.

2.4.3 Balance *Balance*

Für den Fall, dass Zentripetal- und Zentrifugalkraft beide im Schwerpunkt angreifen – siehe Abb. 2.3 – liegen die Aktionskraft und Reaktionskraft folglich auf einer Linie und sind gleich groß, aber entgegengesetzt. Damit ist das Fahrzeug in der Balance.

Tab. 2.1 Zentripetalkraft und Zentrifugalkraft gegenübergestellt

	Zentripetalkraft	Zentrifugalkraft
Art der Kraft	Aktion (Ursache)	Reaktion (Wirkung)
Ort der Kraft	Kontaktfläche zwischen Reifen und Straße	Immer im Schwerpunkt
Ursache der Kraft	Reibung zwischen Reifen und Straße	Massenträgheit (auch ‚Inertia‘)
Richtung der Kraft	Kurvenmittelpunkt	Zum Kurvenäußersten; ist gleich groß wie Zentripetalkraft, aber entgegengesetzte Richtung

Wenn aber z. B. die Hinterräder zu wenig Querkräfte entwickeln, verringert sich nicht nur die gesamte Querkraft $F_{y,\text{tot}}$ (Zentripetalkraft), sondern verschiebt sich diese Zentripetalkraft auch ein wenig nach vorne, vgl. Abb. 2.4.

Die Reaktionskraft (Zentrifugalkraft) greift aber, wie beschrieben, immer im Schwerpunkt an.

Die Aktionskraft und Reaktionskraft liegen nun nicht mehr auf einer Linie. Das löst in einer Rechtskurve ein rechts drehendes Moment aus. Das Fahrzeug antwortet mit einer Art von Überreaktion auf die Lenkbewegung, was als Übersteuern bezeichnet wird.²

Beim Untersteuern ist es umgekehrt: Die Zentripetalkraft verschiebt sich in diesem Fall hinter den Schwerpunkt, was in einer Rechtskurve ein links drehendes Moment auslöst. Das Auto antwortet auf eine Lenkbewegung mit einer Art von unzureichender Reaktion, einer Unterreaktion, die als Untersteuern bezeichnet wird.

Basierend auf den zuvor beschriebenen Zusammenhängen kann Folgendes festgestellt werden (siehe auch Abb. 2.8):

Übersteuern wird dadurch verursacht, dass die Reifen der *Hinterräder zu wenig Querkraft* entwickeln. Ebenso ist es möglich, dass die Reifen der *Vorderräder zu viel Querkraft* entwickeln.

Untersteuern wird hingegen dadurch verursacht, dass die Reifen der *Vorderräder zu wenig Querkraft* oder die Reifen der *Hinterräder zu viel Querkraft* entwickeln.

Es ist von den jeweiligen Umständen abhängig, ob die Lösung der Problematik an der Vorderachse oder Hinterachse zu suchen ist. Prinzipiell steht die Realisierung einer größtmöglichen Balance statt maximaler Querkräfte im Vordergrund. Es ist sehr unwahrscheinlich, dass wenn das Querkraftpotenzial an allen vier Reifen maximal ausgenutzt wird die Gesamtquerkraft (also die Zentripetalkraft) genau im Schwerpunkt liegt. Wahrscheinlicher ist in diesem Fall, dass dann eine statische Marge und damit Unter- oder Übersteuern auftritt.

Vor allem in Hochgeschwindigkeitskurven ist es wichtig, dass der Fahrer seinem Fahrzeug voll vertraut. Nur ein Rennwagen, dessen Reifen zwar vielleicht nicht die

²Genaueres siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5, Abschn. 5.3.2.

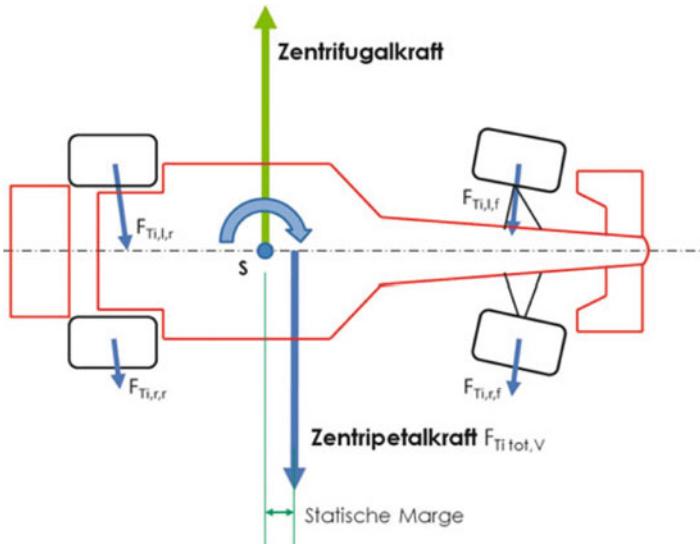


Abb. 2.4 Situation in Mitte einer Kurve: Wenn die Zentripetalkraft nicht im Schwerpunkt angreift, liegt diese Kraft nicht auf einer Linie mit der Zentrifugalkraft, weshalb diese beiden Kräfte ein Drehmoment erzeugen. Hier bedeutet das rechtsdrehende Moment in einer Rechtskurve, dass das Auto übersteuert. Die Lösung besteht hier also in einer Verschiebung der Zentripetalkraft in Richtung Fahrzeugschwerpunkt. Der Abstand zwischen der Zentrifugalkraft und der Zentripetalkraft heißt „Statische Marge“ und ist ein Maß für die Stabilität des Fahrzeugs

maximalen Querkräfte liefern, der aber eine optimale Balance aufweist, gibt dem Fahrer das nötige Vertrauen. Nur mit einem solchen Auto wird der Fahrer der Mut haben, schnelle Kurven am Limit zu durchfahren.

In einer Hochgeschwindigkeitskurve sind aerodynamische Maßnahmen effektiv einsetzbar, so dass vor allem bei Formel- und Rennsportwagen, die vorne oder/und hinten mit Flügeln ausgestattet sind, ein Unter- oder Übersteuern durch die Abstimmung dieser Flügel sehr gut beseitigt werden kann. Es ist naheliegend, bei einem solchen Rennwagen Untersteuern in der Mitte einer Hochgeschwindigkeitskurve (Phase 3) durch eine etwas steilere Einstellung der Vorderflügel zu lösen. Diese Maßnahme bewirkt jedoch auch einen höheren aerodynamischen Widerstand (Drag), der am Ende einer Geraden Höchstgeschwindigkeit kostet. Alternativ könnte man auch den hinteren Flügel etwas flacher einstellen. Dadurch verringert sich zwar die Querkraft an der Hinterachse etwas, aber die Zentripetalkraft greift bei richtiger Einstellung nunmehr im Schwerpunkt an, was zu einem gut balancierten Rennwagen führt – und damit zu schnelleren Rundenzeiten.

Die Lösung für Untersteuern sollte also nicht unbedingt an der Vorderachse gesucht werden, und jene für Übersteuern nicht immer an der Hinterachse ...

2.5 Die Ermittlung von Unter- und Übersteuern *Identification of Understeering and Oversteering*

Es gibt mehrere Methoden, um das Maß von Unter- oder Übersteuern zu ermitteln. Ein routinierter Fahrer kann zwar das dynamische Verhalten seines Rennwagens ausreichend genau beschreiben, aber keineswegs so detailliert wie ein elektronisches Datenaufzeichnungssystem (Data Acquisition). Vor allem das Maß von Unter- oder Übersteuern in den Phasen 2 und 4 (Ein- und Ausrollbewegung, siehe Abb. 2.2a) ist eigentlich nur mit Hilfe der Datenaufzeichnung korrekt zu diagnostizieren. Außerdem schließt die Elektronik jeden Disput mit dem Fahrer aus, sie ist ein wahrer Lügendetektor.

Die im Folgenden beschriebenen Methoden basieren auf dem sogenannten ‚Einspurmodell‘. In diesem Modell sind die beiden Räder einer Achse, wie sie in Abb. 2.3 dargestellt sind, durch nur ein Rad pro Achse substituiert, siehe Abb. 2.5. Damit kann das Zusammenspiel der Kräfte mathematisch vereinfacht werden, ohne dass die aus der Vereinfachung folgenden Ungenauigkeiten, z. B. hinsichtlich der Schräglauftinkel, zu einer Einschränkung der Rechenergebnisse führen würden. Zuverlässige Resultate sind somit sichergestellt.

2.5.1 Methode 1 Method 1

Wie erwähnt gibt es mehrere Methoden, um das Maß von Unter- oder Übersteuern zu vermessen und zu berechnen. Zunächst wird hier eine pragmatische Methode vorgestellt, für die keine teuren Sensoren erforderlich sind, sondern lediglich bezahlbare und einfach zu applizierende, konventionelle Sensoren.

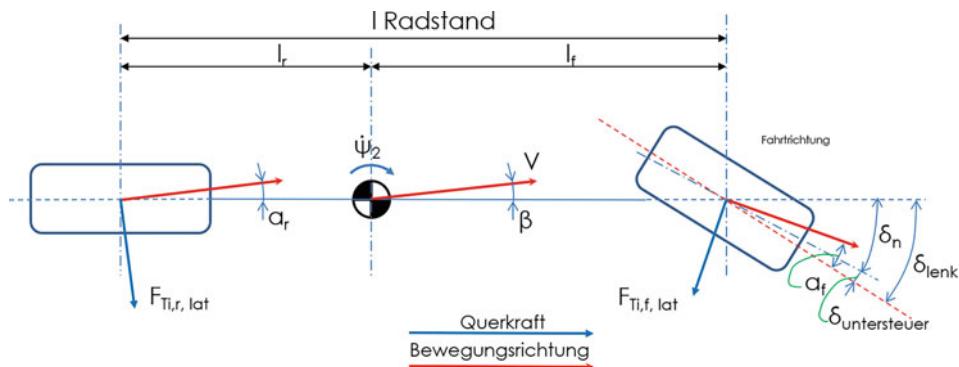


Abb. 2.5 Einspurmodell, wobei die beiden Räder einer Achse durch nur ein Rad ersetzt werden. α_r und α_f sind die durchschnittlichen Schräglauftinkel der Reifen hinten und vorne. δ_{lenk} ist der kinematische Lenkwinkel von kurvenäußerem Vorderrad. δ_n ist der neutrale Lenkwinkel. β ist der Schwimmwinkel

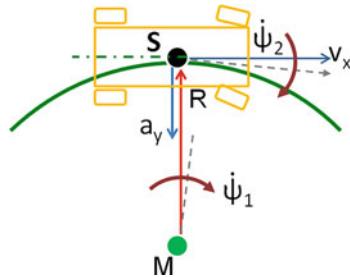


Abb. 2.6 $\dot{\psi}_1$ = Gierrate der Kurvenfahrt um den Kurvenmittelpunkt M [rad/s] (angular velocity), $\dot{\psi}_2$ = Gierrate um Schwerpunkt S , gemessen am Fahrzeug [rad/s] (attitude velocity), v_x = Fahrzeuggeschwindigkeit [m/s], R = Kurvenradius [m], M = Mittelpunkt der Kurve, S = Schwerpunkt des Fahrzeugs, a_y = Querbeschleunigung

Für diese Methode (siehe Abb. 2.6) werden folgende Sensoren benötigt:

- ein Beschleunigungssensor in Richtung der Querachse (y-Achse), appliziert im Schwerpunkt. Dieser misst die Zentripetal- oder Querbeschleunigung a_y [m/s^2].
Oder:
- Gyroskop oder Gierwinkelsensor, appliziert im Schwerpunkt. Dieser misst den Gierwinkel oder das Verhalten des Fahrzeugs um die Hochachse (z-Achse). Aus diesem Signal kann die Gierrate $\dot{\psi}_2$ bestimmt werden. [rad/s]
- Fahrzeuggeschwindigkeitsensor, in Richtung der Längsachse (x-Achse). Dieser misst v_x [m/s]. Das Signal ist oft auch aus den Daten des Motormanagement-Systems oder ABS-System zu erhalten. (in dem Fall durch Reifenschlupf und Reifenwachstum verfälscht)
- Ein Steuergerät (ECU), das diese drei Signale weiterverarbeiten kann.

Die Masse des Fahrzeugs, bezogen auf S , dreht um den Mittelpunkt M der Kurve mit einer Gierrate von:

$$\dot{\psi}_1 = \frac{v_x}{R} \quad (2.1)$$

mit:

- $\dot{\psi}_1$ Gierrate des Fahrzeugs um den Kurvenmittelpunkt M , rad/s
- v_x Geschwindigkeit des Fahrzeugs in Längsrichtung, m/s
- R Kurvenradius, m

Der Kurvenradius ist

$$R = \frac{v_x^2}{a_y} \quad (2.2)$$

mit:

R Kurvenradius, m

v_x Geschwindigkeit des Fahrzeugs in Längsrichtung, m/s

a_y Querbeschleunigung, m/s²

In der Praxis wird R jedoch nicht zur Verfügung stehen. Folglich ist es zielführend, die Größe R durch jene Größen darzustellen, welche mit Sensoren gemessen werden können. Durch Einsetzen von (2.2) in (2.1) folgt für die Gierrate um den Kurvenmittelpunkt:

$$\dot{\psi}_1 = \frac{a_y}{v_x} \quad (2.3)$$

mit:

$\dot{\psi}_1$ Gierrate des Fahrzeugs um den Kurvenmittelpunkt M , rad/s

a_y Querbeschleunigung, m/s²

v_x Geschwindigkeit des Fahrzeugs in Längsrichtung, m/s

Die Gierrate $\dot{\psi}_1$ drückt aus, mit welcher Kurvengeschwindigkeit der Schwerpunkt S um den Kurvenmittelpunkt M dreht. Sie wird aus den Messwerten für a_y und v_x berechnet. Demgegenüber misst ein Gierratensor im Fahrzeug die Gierrate $\dot{\psi}_2$ des Fahrzeugs um seine Hochachse (z -Achse), also um den Schwerpunkt S .

Ein Vergleich zwischen den beiden Gierraten liefert die Aussage, wie das Auto durch die Kurve driftet, jedoch erhält man noch keine Aussage über Unter- oder Übersteuern, da die Schräglauwinkel der Reifen noch nicht berücksichtigt worden sind.

Wenn ein Auto beständig mit einem bestimmten Schwimmwinkel β um die Kurve fährt, heißt das noch nicht, dass es übersteuert (vgl. Abb. 2.5). Erst wenn die Schräglauwinkel an den Vorder- und Hinterreifen bekannt sind, kann das Verhalten des Fahrzeugs ermittelt werden.

Dazu wird zunächst der mittlere Lenkwinkel an den Vorderrädern gemäß Abb. 2.5 bei neutralem Fahrverhalten berechnet (Ackermannwinkel):

$$\delta_{\text{neutral}} = \frac{(\dot{\psi}_2 \cdot l)}{v_x} \quad (2.4a)$$

mit:

δ_{neutral}	Neutraler Lenkwinkel, rad
$\dot{\psi}_2$	Gierrate des Fahrzeugs um Schwerpunkt S, rad/s
l	Radstand, m
v_x	Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s

$$\delta_{\text{neutral}} \approx \frac{a_y \cdot l}{v_x^2} \quad (2.4b)$$

mit:

δ_{neutral}	Neutraler Lenkwinkel, rad
a_y	Querbeschleunigung, m/s ²
l	Radstand, m
v_x	Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s

Beide o. a. Gleichungen können – je nach Verfügbarkeit der entsprechenden Sensoren – zielführend angewendet werden. Es wird also entweder ein Gierratensor (um $\dot{\psi}_2$ zu messen) oder ein Querbeschleunigungssensor (um a_y zu messen) benötigt.

Die beiden Gleichungen liefern nicht exakt dasselbe Ergebnis weil (2.4b) davon ausgeht, dass die x -Achse des Autos quer zum Kurvenradius steht, was in Wirklichkeit nicht der Fall ist.

Aber innerhalb der üblicherweise bei einem Rennwagen auftretenden Schräglauwinkel ist der Fehler vernachlässigbar klein, so dass grundsätzlich beide Gleichungen brauchbare Ergebnisse liefern (Quelle: Nowlan [2]). Der sehr geringe Unterschied ist aus Abb. 2.7 ersichtlich, welche die Ergebnisse aus (2.4a) und (2.4b) vergleicht.

Der Lenkwinkel δ_{Lenk} am Rad (nicht am Lenkrad!) wird mit Lenkwinkelsensoren ermittelt, näherungsweise nur mit einem Lenkwinkelsensor am kurvenäußersten Rad. Der Untersteuerwinkel kann nun berechnet werden mit (siehe Abb. 2.5):

$$\delta_{\text{untersteuern}} = \delta_{\text{Lenk}} - \delta_{\text{neutral}} \quad (2.5)$$

mit:

$\delta_{\text{untersteuern}}$	Winkel, der das Maß von Untersteuern angibt, rad
δ_{lenk}	der aktuelle Lenkwinkel, rad
δ_{neutral}	Lenkwinkel bei neutralem Verhalten, rad



Abb. 2.7 Die Ergebnisse aus (2.4a) (Blau) und (2.4b) (Rot) im Vergleich. Die Unterschiede sind derart gering, dass sie für die Diagnose des Untersteuerns gemäß (2.5) nicht relevant sind

Nun kann man δ_{Lenk} und δ_{neutral} miteinander vergleichen:

- $\delta_{\text{untersteuern}} > 0$: Untersteuern
- $\delta_{\text{untersteuern}} = 0$: neutrales Verhalten, nachfolgend: „Neutralsteuern“
- $\delta_{\text{untersteuern}} < 0$: Übersteuern

Wenn also das kurvenäußere gelenkte Rad einen größeren Lenkwinkel δ_{Lenk} aufweist als der berechnete neutrale Lenkwinkel δ_{neutral} , folgt für $\delta_{\text{untersteuern}}$ ein positiver Wert, das Auto untersteuert in diesem Fall. Wird der Wert negativ, übersteuert das Fahrzeug.

Um den Untersteuerwinkel $\delta_{\text{untersteuern}}$, der in (2.5) in Radian [rad] angegeben wird, besser interpretieren zu können, sollte das Ergebnis noch mit dem Faktor $180/\pi = 57,297$ multipliziert werden, um den Winkel in Grad [$^{\circ}$] zu erhalten.

Die hier beschriebene Methode hat den Vorteil, dass sie es mit relativ einfachen Hilfsmitteln ermöglicht, einen guten Indikator für das Verhalten eines Fahrzeugs zu ermitteln.

Im Fall der Anwendung von (2.4a) $\delta_{\text{neutral}} = \frac{(\dot{\psi}_2 \cdot l)}{v_x}$, also wenn ein Gierratensor eingesetzt wird, können sogar Änderungen des Driftwinkels bzw. Schwimmwinkels β während der Kurvenfahrt mit dieser Methode festgestellt werden.

2.5.2 Methode 2 Method 2

Die zweite Methode ist etwas komplexer, aber für die mathematisch versierten Renningenieure nicht minder interessant als die erste Methode.

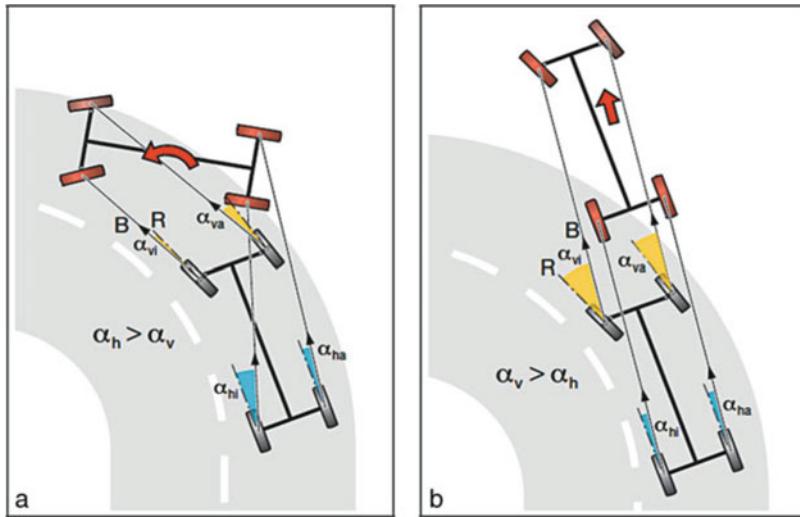


Abb. 2.8 Übersteuern (a) und Untersteuern (b)

Auch diese Methode nimmt Bezug auf die Schräglauwinkel der Räder bzw. Reifen. Bei neutralem Fahrverhalten sind die Schräglauwinkel an den Vorder- und Hinterrädern gleich groß. Bei Untersteuern sind die Schräglauwinkel an den Vorderrädern größer als an den Hinterrädern (siehe Abb. 2.8b), und bei Übersteuern ist es genau umgekehrt (siehe Abb. 2.8a).

Für die Anwendung dieser Grafik werden dieselben Sensoren benötigt wie bei der vorherigen Methode 1 (also: Sensoren für a_y , v_x und $\dot{\psi}_2$). Außerdem ist noch der Radstand l [m] erforderlich (siehe Kap. 1).

Ein Fahrzeug weist an einer bestimmten Stelle in der Kurve entweder Übersteuern, Untersteuern oder Neutralsteuern auf. Das heißt, dass das Fahrzeugverhalten einer der drei mathematischen Funktionen in Abb. 2.9 entspricht.³

Die Linie für das Übersteuern zeigt, dass das Heck des Fahrzeugs bei einer bestimmten kritischen Fahrzeuggeschwindigkeit $v_{k\text{rit}}$ ausrichtet und somit $\dot{\psi}_2$ zu groß wird und sich die Funktion asymptotisch einem unendlich großen Wert annähert.

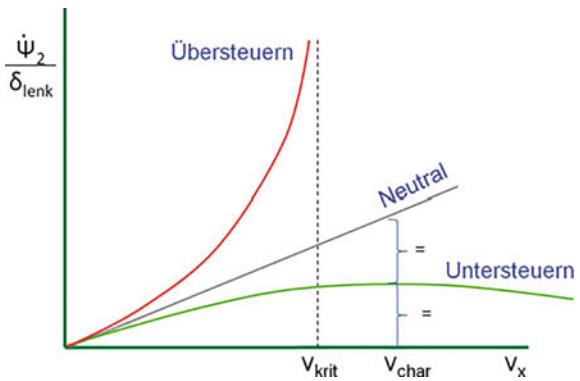
Die Linie des Neutralsteuerns ist eine Gerade durch den Koordinatenursprung; entlang dieser Linie weist das Fahrzeug eine gute Balance auf.

Die Linie für das Untersteuern zeigt, dass bei zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit der Lenkwinkel des Vorderrades stetig zunimmt – und am Ende einfach zu groß ist und zunehmend Widerstand aufbaut.

Die Funktionen in Abb. 2.9 folgen aus der Formel:

³Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5, Abschn. 5.3.3 und 6.2.4.2.

Abb. 2.9 Wiedergabe von Unter-/Übersteuern. $\dot{\psi}_2 =$ Gierrate um den Schwerpunkt S , gemessen am Fahrzeug [rad/s], $\delta_{\text{lenk}} =$ der aktuelle (kinematische) Lenkwinkel an der Felge [rad], $v_x =$ Fahrzeuggeschwindigkeit in Richtung der x -Achse [m/s], $v_{\text{krit}} =$ Kritische Geschwindigkeit [m/s]



$$\frac{\dot{\psi}_2}{\delta_{\text{lenk}}} = \frac{\left(\frac{v_x}{l}\right)}{1 + \left(\eta \cdot \frac{v_x^2}{g \cdot l}\right)} \quad (2.6)$$

mit:

- $\dot{\psi}_2$ Gierwinkelgeschwindigkeit (Gierrate) des Fahrzeugs um den Schwerpunkt S (Siehe Abb. 2.6), rad/s
- δ_{lenk} der aktuelle (kinematische) Lenkwinkel, rad
- v_x Geschwindigkeit des Fahrzeugs in Längsrichtung, m/s
- l Radstand, m
- η Untersteuerkoeffizient (Eigenlenkgradient)
- g Erdbeschleunigung, $9,81 \text{ m/s}^2$

(Quelle: Besseling [3], Milliken [4])

In dieser Formel ist η (Eta) der ‚Untersteuer-Koeffizient‘, die einzige unbekannte Größe in (2.6). Dieser Koeffizient ist ein Maß für den Widerstand des Reifens (durch seine interne Federrate und Dämpfungsrate) gegen Gierbewegungen um den Fahrzeugschwerpunkt.

Der Untersteuer-Koeffizient ist ein direkter Indikator für das Fahrverhalten:

Für $\eta = 0$ ergibt sich in Abb. 2.9 die gerade Linie für Neutralsteuern

Für $\eta > 0$ folgt in Abb. 2.9 die degressive Linie für Untersteuern

Für $\eta < 0$ folgt in Abb. 2.9 die progressive Linie für Übersteuern

Die Größen $\dot{\psi}_2$ und δ_{Lenk} sind aus den Messwerten bekannt, und damit wäre es möglich, einen entsprechenden Punkt in der Grafik zu berechnen. Nur ist dann noch immer unbekannt, auf welcher der drei möglichen Linien dieser Punkt liegt.

Deshalb ist es zielführend, (2.6) neu zu arrangieren und zu vereinfachen zu:

$$\eta = g \cdot \left(\frac{\delta_{\text{Lenk}}}{a_y} - \frac{l}{v_x^2} \right) \quad (2.7)$$

mit:

η	Untersteuerkoeffizient, –
δ_{lenk}	aktueller Lenkwinkel, rad
a_y	Querbeschleunigung, m/s^2
v_x	Geschwindigkeit des Fahrzeugs in Längsrichtung, m/s
l	Radstand, m
g	Erdbeschleunigung, $9,81 \text{ m/s}^2$

In der Praxis wird das wie folgt genutzt: Für den Punkt oder die Teilstrecke, für die man das Verhalten des Fahrzeugs analysieren möchte, ermittelt man die Werte a_y , v_x und δ_{Lenk} , der Radstand l ist bereits bekannt. Damit lässt sich der Untersteuer-Koeffizient η nach Größe und Vorzeichen (+ oder –) berechnen.

So können unterschiedliche Abstimmungen des Fahrzeugs miteinander verglichen werden. Der Absolutwert des Untersteuer-Koeffizienten ist nur schwer zu interpretieren, aber er ist ein guter Indikator, um mehrere Abstimmungen (Setups) miteinander zu vergleichen. Damit kann z. B. festgestellt werden ob gewählte Änderungen in der Abstimmung in die richtige Optimierungsrichtung laufen und auf welchen Abschnitt in der Kurve sie sich beziehen (Abb. 2.10).⁴

Ein Fahrzeug kann in einer Kurve durchaus ein unterschiedliches Fahrverhalten aufweisen, z. B. Untersteuern beim Einlenken und neutrales Fahrverhalten in der Mittelkurve. Das bedeutet, dass der Untersteuer-Koeffizient sich während der Kurvenfahrt ändern kann.

Der hier beschriebene Ansatz basiert auf dem Einspurmodell, siehe Abb. 2.5.

In (2.7) steht a_y unter dem Bruchstrich, was bedeutet, dass bei Geradeausfahrt (also wenn a_y gleich Null ist) η unendlich groß ist. Das sieht auf den ersten Blick vielleicht unlogisch aus, aber es ist eigentlich nachvollziehbar:

Eine Geradeausfahrt ist im Grunde genommen eine Fahrt auf einer Kreisbahn mit einem unendlich großen Radius. Wenn das Auto in diesem Fall geradeaus fährt bedeutet das, dass das Auto unendlich untersteuert – und das bedeutet, dass sich das Auto stabil verhält. Wenn η negativ wäre, hätte das Auto bei Geradeausfahren bei kleinsten Änderungen in der Fahrtrichtung eine Neigung zum Übersteuern – und das wäre ein äußert instabiles und gefährliches Verhalten!

⁴In Bd. 5, wird eine umfassende, aber aufwendige Methode vorgestellt, die Stabilität und Lenkbarkeit eines Fahrzeugs zu bewerten.

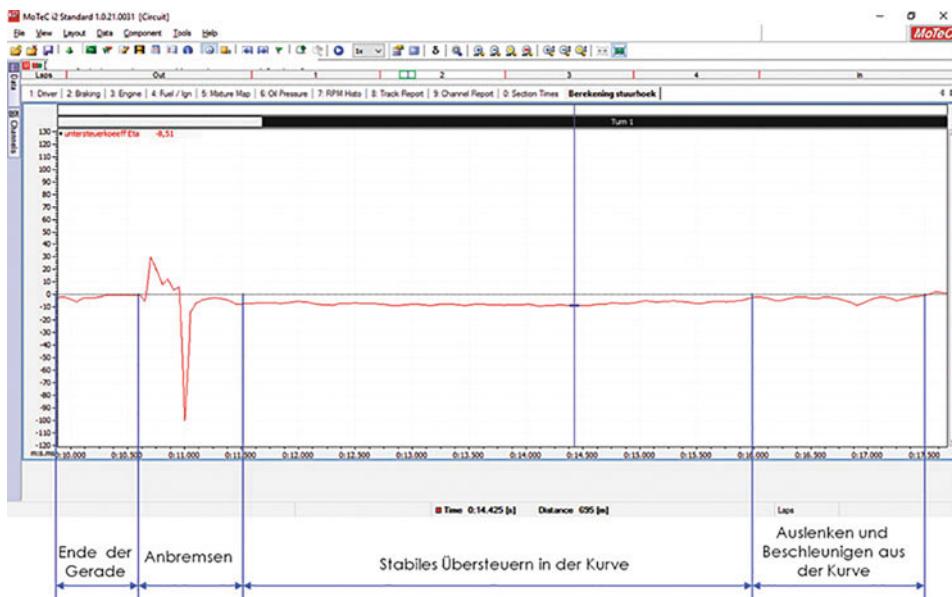


Abb. 2.10 Ungefilterte Wiedergabe des Untersteuer-Koeffizienten η (Eta) gemäß (2.7). Die expliziten Spitzen und Täler der Funktion kommen hauptsächlich beim Anbremsen der Kurve vor, also in einer Phase, in der das Fahrzeug am instabilsten ist. In der Mitte der Kurve ist das Fahrzeug stabil übersteuernd, da der Untersteuer-Koeffizient negativ und konstant ist

► Tipp 2.2

Es gibt Rennfahrzeuge, die sowohl an der Vorderachse als auch an der Hinterachse jeweils einen Querbeschleunigungssensor installiert haben. Das Team berechnet dann aus dem Unterschied zwischen den beiden Querbeschleunigungen das Maß des Unter-/Übersteuerns. Man soll sich dabei aber bewusst sein, dass damit nur die Änderung des Unter-/Übersteuerns berechnet wird, und nicht das absolute Maß des Unter-/Übersteuerns. Beim stetigen Schräglauf, also bei stetigem Unter-/Übersteuern, ist das Ergebnis der Berechnung des Unterschieds zwischen den beiden Querbeschleunigungen gleich Null. Der Renningenieur könnte dann fälschlicherweise denken, dass das Auto ein neutrales Fahrverhalten aufweist. Jedoch erst, wenn ein Gierratensensor angewendet wird, kann ein stetigem Unter-/Übersteuern konkret vermessen werden. Und wenn dieses Ergebnis nach der Zeit differenziert wird, kann sogar die Änderung der Gierrate, also die Gierbeschleunigung, berechnet werden.

Die Methode zum Vermessen von Unter-/Übersteuern basiert auf der Relation zwischen dem neutralen Lenkwinkel und dem aktuellen Lenkwinkel, siehe in Abb. 2.5, und ist sehr genau und zuverlässig. Auch ein stetiges Unter-/Übersteuern wird damit belastbar ermittelt.

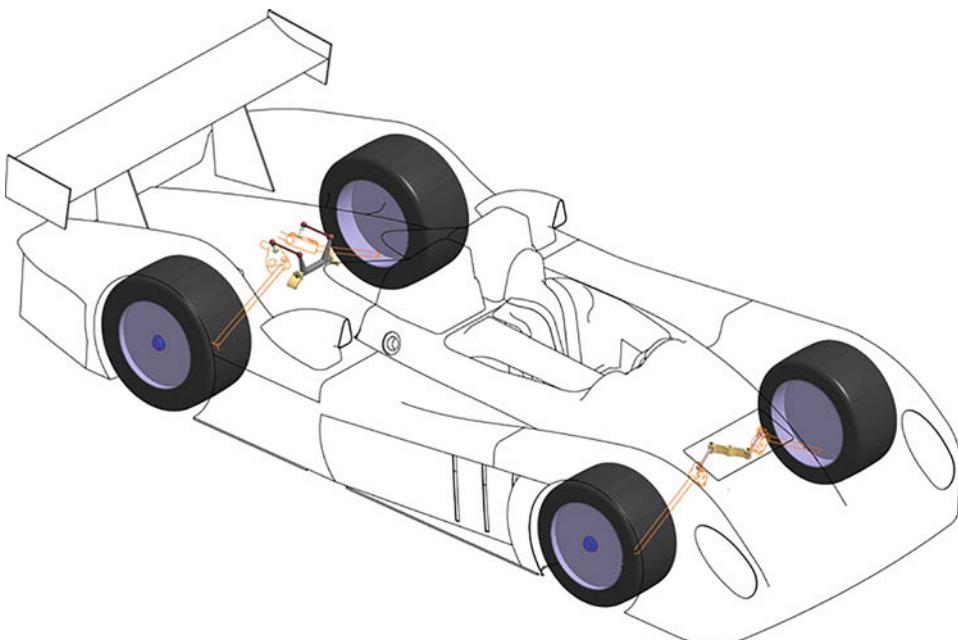
Der Grund für den Einsatz von zwei Querbeschleunigungsmessern resultiert aus einer Zeit, in der oft noch ein Preisunterschied zwischen zwei Querbeschleunigungssensoren und einem, teureren Gierratensor bestand.

Literatur *References*

1. Society of Automotive Engineers (SAE): allgemeine Definition von Koordinaten-Systemen für Straßenfahrzeuge www.sea.org (1987)
2. Nowlan, D.: The dynamics of the race car. E-Book, Sydney (2010). <https://www.chassissim.com>
3. Besselink, I.J.M.: Vehicle dynamics. 4L 150 lecture notes. Eindhoven University of Technology, Eindhoven (2003)
4. Milliken, W., et al.: Racecar vehicle dynamics. SAE, Rosewood (1995)

Reifen Tires

3



Die Reifen sind mit entscheidend für die Eigenschaften eines Rennwagens sowohl hinsichtlich Längs- als auch Querdynamik. Sie bestimmen Traktion und Bremsvermögen sowie die erreichbaren Kurvengeschwindigkeiten und haben letztendlich von allen Komponenten den **größten Einfluss auf das wichtigste Kriterium: die Rundenzeit**. Daher ist das Verständnis der Reifeneigenschaften, die in ihrer Summe den Faktor „Grip“ ausmachen, eine wichtige Voraussetzung für die Interpretation des Fahrzeugverhaltens in den

fünf Phasen der Kurvenfahrt (siehe Kap. 2). In der Regel treten bei einem Rennwagen in jeder Fahrsituation stets sowohl Längs- als auch Querkräfte auf.

3.1 Die nicht-lineare Charakteristik des Reifens *The non-linear Characteristic of the Tire*

Reifen können Längskräfte (Traktions- und Bremskräfte) nur unter **Schlupf** erzeugen. Ebenso ist für die Erzeugung der Seitenkräfte bei Kurvenfahrt ein **Schräglaufwinkel** erforderlich.¹ Zwischen dem Schlupf und den dadurch ermöglichten Längskräften einerseits und dem Schräglauftwinkel und den dadurch erzeugten Seitenführungskräften andererseits besteht jedoch nur bei sehr kleinen Werten näherungsweise ein linearer Zusammenhang, siehe Abb. 3.1. So sind bei der Betrachtung des Verlaufs der Seitenkraft bei Schräglauftwinkel drei wesentliche Phasen erkennbar. In der ersten Phase, die als weitgehend linear beschrieben werden kann, verläuft der Aufbau der Seitenkraft nahezu proportional zum Reifenschräglauftwinkel. Diese Phase ist vor allem durch die Verformung der Reifenlauffläche (bzw. des Profils) geprägt (siehe Abb. 3.3a). In der sich anschließenden zweiten Phase, dem Übergangsbereich bis zur maximal übertragbaren Seitenkraft, stellt sich eine degressive Steigerung der Seitenkraft ein, wobei im hinteren Bereich des Reifenlatsches ein Gleiten beginnt (siehe Abb. 3.3b). In der dritten Phase, nach Erreichen des Seitenkraftmaximums, nimmt die Seitenkraft mit weiter zunehmendem Schräglauftwinkel wieder ab, bedingt durch die nun dominierenden Reibungseffekte zwischen Reifenlauffläche und

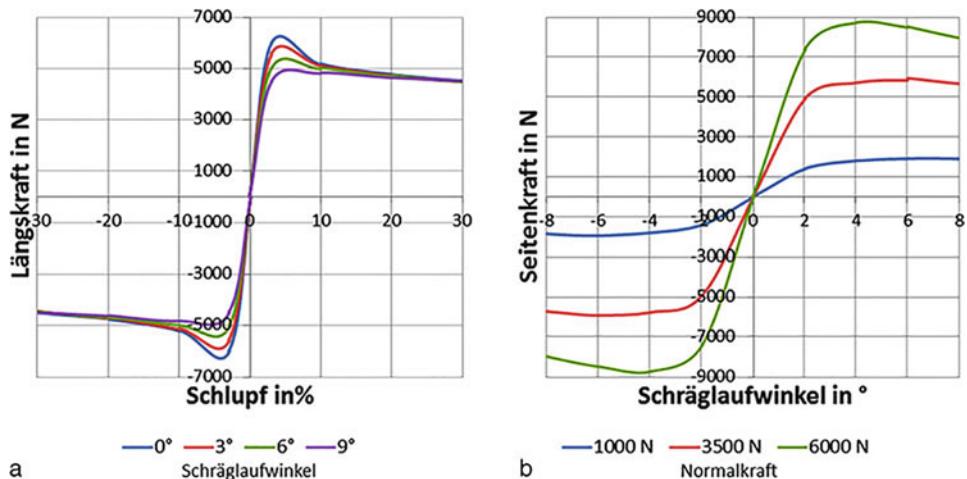


Abb. 3.1 Nicht-lineare Charakteristik eines Reifens bei Längs- und Seitenkräften

¹ Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4, Kap. 1.

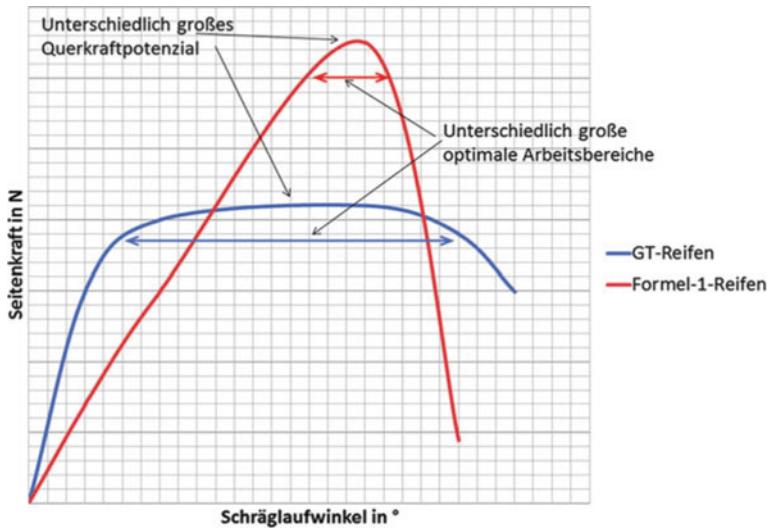


Abb. 3.2 Vergleich der Seitenkraft-Charakteristika unterschiedlicher Rennreifen

Fahrbahn. Entscheidend für die Straßenlage eines Rennwagens in den in Kap. 2 beschriebenen fünf Abschnitten einer Kurve wird also sein, wie sich die Seitenkräfte an der Vorder- und Hinterachse im Vergleich zueinander entwickeln und wo das Seitenkraftmaximum zuerst erreicht wird. Dadurch wird letztendlich die Über- oder Untersteuertendenz bestimmt.

Hinsichtlich der Charakteristika der Querkraftentfaltung bei identischer Normalkraft bestehen signifikante Unterschiede zwischen Reifen für GT-Sportwagen und Reifen für Formel-1- oder IndyCar-Monoposti, vgl. Abb. 3.2. Während Sportwagenreifen einen größeren Arbeitsbereich auf nahezu konstantem, maximalem Niveau aufweisen, ist der optimale Arbeitsbereich der Reifen für Hochgeschwindigkeits-Formelfahrzeuge signifikant kleiner, jedoch auf höherem Seitenkraft-Niveau. Dies bedeutet eine bessere Beherrschbarkeit der Sportwagenreifen aufgrund der über einen großen Arbeitsbereich relativ geringen Abhängigkeit der Seitenkraft vom Schräglauwinkel.

Als ein etablierter Standard zur mathematischen Beschreibung des Verlaufs der übertragbaren Seitenkraft (Querkraft) über dem Schräglauwinkel α hat sich die von Hans Pacejka entwickelte, sogenannte „Magic Formula“ bewährt (vgl. Abb. 3.1b):

$$F_{W,y} = d_y \cdot \sin [c_y \cdot \tan^{-1} (b_y \cdot \alpha - e_y (b_y \cdot \alpha - \tan^{-1} (b_y \cdot \alpha)))] \quad (3.1)$$

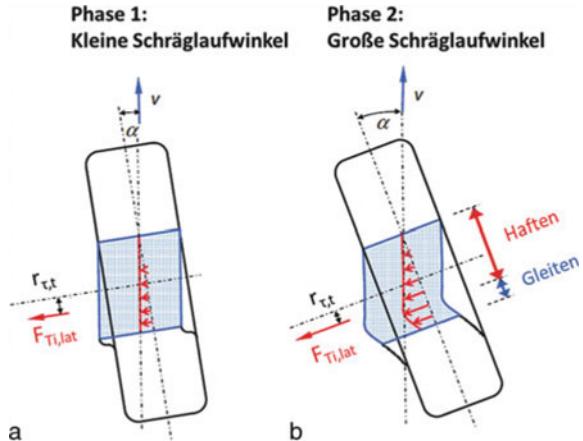
mit:

- | | |
|----------------------|----------------------------------|
| $F_{W,y}$ | Lateralkraft am Reifen, N |
| b_y, c_y, d_y, e_y | Konstanten, – |
| α | Schräglauwinkel des Reifens, rad |

Tab. 3.1 Konstanten für Pacejka-„Magic Formula“.
(Quelle: Danny Nowlan 1)

Konstante	Wert
b_y	-15,2376
c_y	1,3786
d_y	5852 N
e_y	-1,61292

Abb. 3.3 Verformung des Reifenlatsches bei kleinen (linearer Bereich; (a)) und großen Schräglauwinkeln (degressiver Bereich; (b))



Die Konstante d_y beschreibt darin die maximal erreichbare Lateralkraft für eine gegebene Radlast $F_{W,z}$. Für typische Reifen von Formelrennwagen sind die Konstanten in Tab. 3.1 probat.

Die Pacejka-Formel ist sehr komplex und nur auf einem geeigneten Reifenprüfstand belastbar zu ermitteln.² Daher ist als praktische Anwendung in (3.10) eine Weiterentwicklung der Pacejka-Formel zur Ermittlung des Kamm'schen Ersatzradius der Kräfte-Ellipse aus Längs- und Querkräften beschrieben (siehe Abschn. 3.4).

Im Bereich linearer lateraler Reifencharakteristik (Phase 1) ist die Seitenkraft am Reifen, wie erwähnt, proportional zum Schräglauwinkel (siehe Abb. 3.3a):

$$F_{Ti,lat} = c_{T,\alpha} \cdot \alpha = F_{w,y} \quad (3.2)$$

mit:

- $F_{Ti,lat}$ Lateralkraft am Reifen, N
- $C_{T,\alpha}$ Seitensteifigkeit des Reifens, N/rad
- α Schräglauwinkel des Reifens, rad

²Genaueres siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5, Abschn. 6.2.3.

Für das Rückstellmoment am Reifen gilt allgemein, also in allen Phasen 1 bis 3:

$$M_{Ti,z} = F_{Ti,lat} \cdot r_{\tau,t} \quad (3.3)$$

mit:

$r_{\tau,t}$ gesamte Nachlaufstrecke des Rades, m

3.2 Der Reibungskoeffizient Coefficient of Friction

Bei einer Kurvenfahrt rollt der Fahrzeugaufbau um die Fahrzeulgängsachse (x -Achse) und bewirkt an den kurvenäußerer Rädern aufgrund der dynamischen Achslastverlagerung von der kurveninneren zur kurvenäußerer Seite dort einen Anstieg der Normalkraft. Dennoch steigt die resultierende Seitenkraft (Querkraft) nicht proportional mit dem Zuwachs der Normalkraft, wofür der Reibungskoeffizient verantwortlich zeichnet. Dieser ist definiert als der Quotient aus Seitenkraft und Normalkraft. Abb. 3.4 zeigt, dass der Reibungskoeffizient mit zunehmender Normalkraft sogar abnimmt. Dies verdeutlicht, warum Gewichtstransfer bei der Kurvenfahrt mit allen verfügbaren Maßnahmen weitestgehend verhindert werden muss! Eine zielführende Maßnahme, um den Gewichtstransfer beeinflussen zu können, ist der Einsatz eines Stabilisators, siehe Abschn. 3.3.

Die Normalkraft am Reifen bestimmt freilich auch die Kontaktfläche des Reifenlatsches mit der Fahrbahn. Näherungsweise kann von einem rechteckigen Reifenlatsch ausgegangen werden:

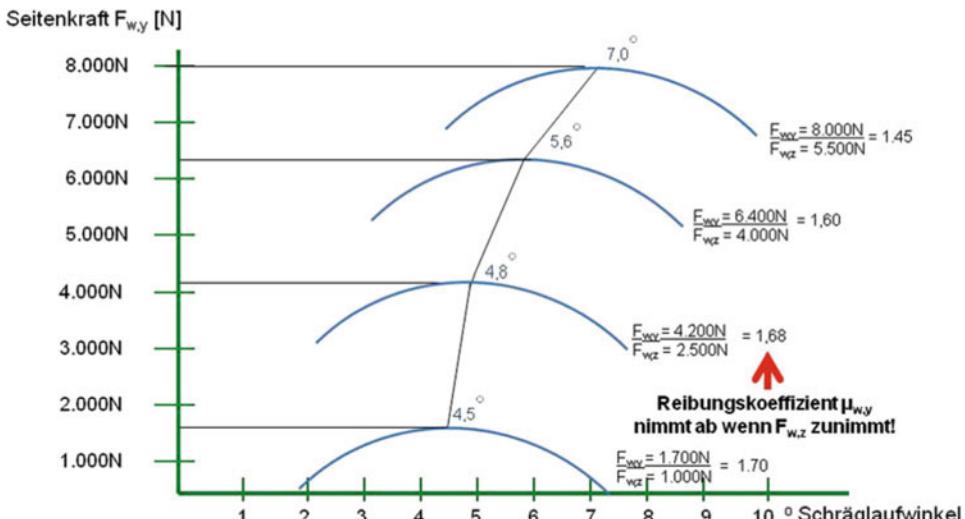


Abb. 3.4 Bei Zunahme der Normalkraft auf den Reifen nimmt der Reibungskoeffizient ab

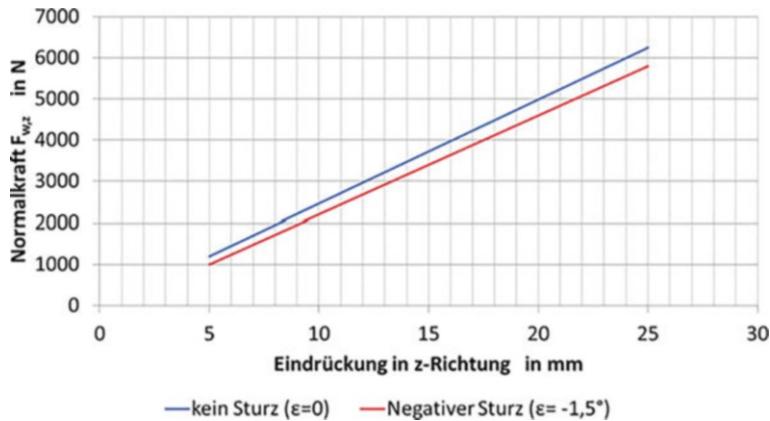


Abb. 3.5 Vertikalsteifigkeit eines Rennreifens: Mit zunehmendem negativen Sturz nimmt die vertikale Reifenfederrate ab. Die vertikale Reifenfederrate ist die Steigung der Geraden

$$A_T = \frac{F_{w,z}}{p_T} = l_{T,A} \cdot b_{T,A} \quad (3.4)$$

mit:

$F_{w,z}$ Normalkraft auf das Rad, N

A_T Aufstandsfläche des Reifens = Reifenlatsch, m^2

$l_{T,A}$ Länge der Aufstandsfläche des Reifens, m

$b_{T,A}$ Breite der Aufstandsfläche des Reifens, m

p_T Reifenluftdruck, N/m^2 ; Umrechnung: 1bar = 10^5 N/m^2

Es sei darauf hingewiesen, dass Änderungen des Sturzes ε sowohl die Größe der Aufstandsfläche als auch deren Form verändern. Ebenso ändert sich mit dem Sturz die vertikale Federrate des Reifens c_T , siehe Abb. 3.5 und 3.6. Die vertikale Reifenfederrate nimmt mit dem Reifenluftdruck zu, ebenso mit der Reifenumfangsgeschwindigkeit, siehe Abb. 3.7.³ Die vertikale Reifenfederrate beeinflusst umgekehrt auch wieder die übertragbare Normalkraft $F_{w,z}$ und damit den Reibungskoeffizienten. Die vertikale Federrate ist darüber hinaus auch für die Auslegung der Dämpfung relevant (vgl. Kap. 4). Allgemein ist die vertikale Federrate des Reifens von folgenden Parametern abhängig:

³Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4, Kap. 1.

Abb. 3.6 Veränderung der vertikalen Reifenfederrate über dem Sturz für einen Rennreifen:
Mit zunehmendem negativen Sturz nimmt die Reifenfederrate ab

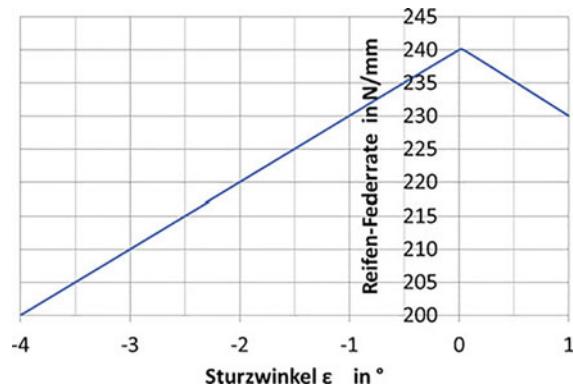


Abb. 3.7 Veränderung der vertikalen Reifenfederrate über der Umfangsgeschwindigkeit für einen Rennreifen, hier normiert auf die Fahrzeuggeschwindigkeit: Mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit nimmt die Reifenfederrate zu



$$c_{Ti} = f(p_T; \epsilon; v_w) \quad (3.5)$$

mit:

- c_{Ti} Vertikale Federrate (Federsteifigkeit) des Reifens, N/m
- ϵ Sturzwinkel, °
- v_w Umfangsgeschwindigkeit des Reifens, m/s
- p_T Reifenluftdruck, N/m²

Diese Funktion ist für jeden Rennreifen individuell, für Beispiele wird auf die Abb. 3.5, 3.6 und 3.7 verwiesen. In Abhängigkeit der Radlast und der vertikalen Federrate des Reifens kann bei bekanntem statischem Reifenhalbmesser auch der dynamische Reifenhalbmesser berechnet werden:

$$r_{\text{dyn}} = r_{\text{stat}} - \frac{F_{w,z,\text{dyn}}}{c_{\text{Ti}}} \quad (3.6)$$

mit:

r_{dyn}	dynamischer Radhalbmesser, m
r_{stat}	statischer Radhalbmesser, m
$F_{w,z,\text{dyn}}$	dynamischer Normalkraftanteil auf das Rad, N
c_{Ti}	Vertikale Federrate (Federsteifigkeit) des Reifens, N/m

3.3 Der Stabilisator als Mittel zur Beeinflussung des Gewichtstransfers *Stabilizer as a Means for influencing Weight Transfer*

Der Anstieg der Normalkraft an den kurvenäußeren Rädern bei Kurvenfahrt in Folge der dynamischen Achslastverlagerung bewirkt nicht nur einen abnehmenden Reibungskoeffizienten, sondern aufgrund der Rollbewegung um die Längsachse auch eine Bewegung der Radaufhängung, die die Stellung der Räder (Sturz, Spurweite etc.) verändert und negativ beeinflussen kann. Treten zusätzlich noch Längskräfte durch Beschleunigen oder Abbremsen in der Kurve auf, können der kurveninnere Vorder- bzw. kurveninnere Hinterreifen sogar den Bodenkontakt verlieren, was die Summe der Seitenführungskräfte noch weiter reduziert. Abhilfe bietet der Einsatz eines Stabilisators an Vorder- und/oder Hinterachse, der je nach Einstellung der Rollbewegung entweder entgegen wirken oder diese gezielt unterstützen kann und somit die gewünschten Radstellungen ermöglicht. Während bei gleichzeitiger, gleicher Einfederung beider Räder einer Achse ein Stabilisator wirkungslos ist, entfaltet er bei Kurvenfahrt seine Funktion. Wenn das kurvenäußere Rad einfedert, wird über den Stabilisator das kurveninnere Rad in Abhängigkeit der Stabilisator-Einstellung (hart oder weich) nach oben gezogen und gegen die kurveninnere Fahrzeugfeder gedrückt. Dieser Effekt verhindert einerseits das Rollen und andererseits die Generierung zu viel positiven Sturzes am kurvenäußeren Rad, was die Seitenkraft verringern würde. Beim Einsatz eines Stabilisators an einer Einzelradaufhängung geht jedoch die vollständige Entkopplung der Räder dieser Achse verloren.

Ebenso kann durch Feineinstellung der Stabilisatoren bewusst ein definierter Gewichtstransfer zugelassen werden, um – abhängig vom Gesamtsystem („Setup“, siehe Kap. 1) – etwaigen Unter- oder Übersteuertendenzen zu begegnen. Abb. 3.8. verdeutlicht den degressiven Aufbau von Seitenkraft am Reifen in Abhängigkeit der Normalkraft (vgl. auch Abb. 3.4; Abnahme des Reibungskoeffizienten), dem durch weitest gehende Verhinderung von Gewichtstransfer bei Kurvenfahrt entgegengewirkt werden muss. Je härter ein Stabilisator an einer Achse eingestellt ist, desto stärker wird die Gesamtseitenkraft an dieser Achse abnehmen.

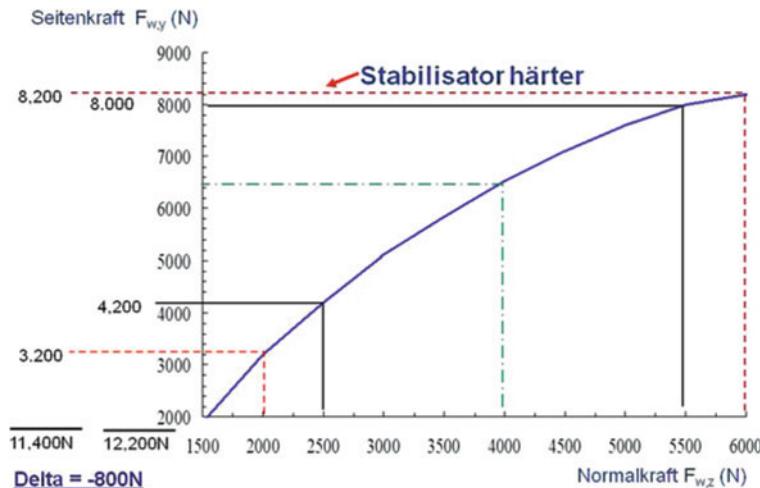


Abb. 3.8 Einfluss des Stabilisators auf den Gewichtstransfer, und damit auf die gesamte Seitenkraft einer Achse

Beispiel 3.1

„Übersteuern in der Mitte der Kurve“:

Als „Symptom“ wird durch Rückmeldung des Fahrers und/oder durch Auswertung der Datenaufzeichnung ein Übersteuern in der Mitte der Kurve (Phase 3; konstantes Rollen, vgl. Abb. 2.2) verifiziert. Ursache dieses Problems ist entweder zu wenig Seitenkraft auf der Hinterachse oder zu viel Seitenkraft auf der Vorderachse. Folglich bieten sich als Lösungsmöglichkeiten an, entweder mehr Seitenkraft auf die Hinterachse zu bringen oder weniger Seitenkraft auf die Vorderachse. Vereinfachend soll in diesem Beispiel aber lediglich ein Stabilisator an der Vorderachse angenommen werden, mit dem das Symptom kuriert bzw. das Problem behoben werden kann. Als Abhilfemaßnahme wird eine härtere Einstellung des Stabilisators an der Vorderachse gewählt, was eine forcierte Übertragung von Normalkraft auf die Vorderachse und damit eine Abnahme an Seitenkraft an der Vorderachse bewirkt, was die Balance des Fahrzeugs im vorliegenden Fall wieder wie gewünscht ausgleicht.

► Tipp 3.1

Weniger Gewichtstransfer bei Kurvenfahrt bedeutet mehr Seitenkraft im Reifen!

Tritt an einer Achse zu viel Seitenkraft auf, muss an dieser Achse der Stabilisator eine härtere Einstellung erhalten, oder alternativ der Stabilisator an der anderen Achse eine weichere Einstellung!

Übersteuern:	Stabilisator vorne härter oder Stabilisator hinten weicher einstellen!
Untersteuern:	Stabilisator vorne weicher oder Stabilisator hinten härter einstellen!

Ein Stabilisator entwickelt seine Federsteifigkeit c_S unter Belastung durch die Kombination der Federsteifigkeiten aus der Torsion des Rückens c_{Ba} und der Biegung der beiden Schenkel c_{Bl} (siehe Abb. 3.9.) Daraus folgt für die gesamte Federrate c_S (Ersatzfedersteifigkeit):

$$c_S = \frac{c_{Ba} \cdot c_{Bl}}{c_{Ba} + c_{Bl}} \quad (3.7)$$

mit:

c_S Gesamtfedersteifigkeit des Stabilisators, N/mm

c_{Ba} Federsteifigkeit des Stabilisatorrückens (Torsionsteil), N/mm

c_{Bl} Federsteifigkeit der Stabilisatorschenkel (Biegeteile), N/mm

Die Auslegung von Stabilisatoren ist in der Buchreihe Rennwagentechnik Bd. 4, Kap. 3 ausführlich beschrieben. Die Stabilisatorrücken sind stets als Torsionsstäbe mit Kreisquerschnitt ausgeführt, während die Schenkel in der Regel als Rechteckquerschnitt ausgeführt, bei dem die Schenkelhöhe h_{Bl} in der dritten Potenz in das Flächenträgheitsmoment I_S eingeht und somit die dominante Größe ist. Dadurch ändert sich hier durch die Verdrehung, d. h. Einstellung, der Schenkel deren Flächenträgheitsmoment I_S und damit deren Federsteifigkeit c_{Bl} . Sind die Schenkel aufrecht gestellt, ist h_{Bl} und somit auch das Flächenträgheitsmoment I_S signifikant größer als im flachgestellten Zustand. Die Federrate c_{Bl} ist dann größer („härtere Einstellung“), was reduzierte Seitenkräfte an den Reifen zur Folge hätte, siehe Abb. 3.10. Dieser Einfluss wäre bei kreisförmigen Schenkeln nicht der Fall, so

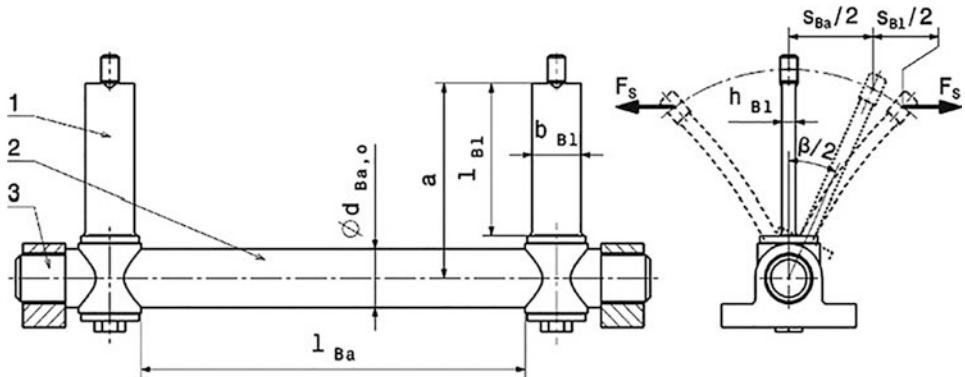


Abb. 3.9 Stabilisator mit Schenkel (1), Rücken (2) und Lagerung (3)

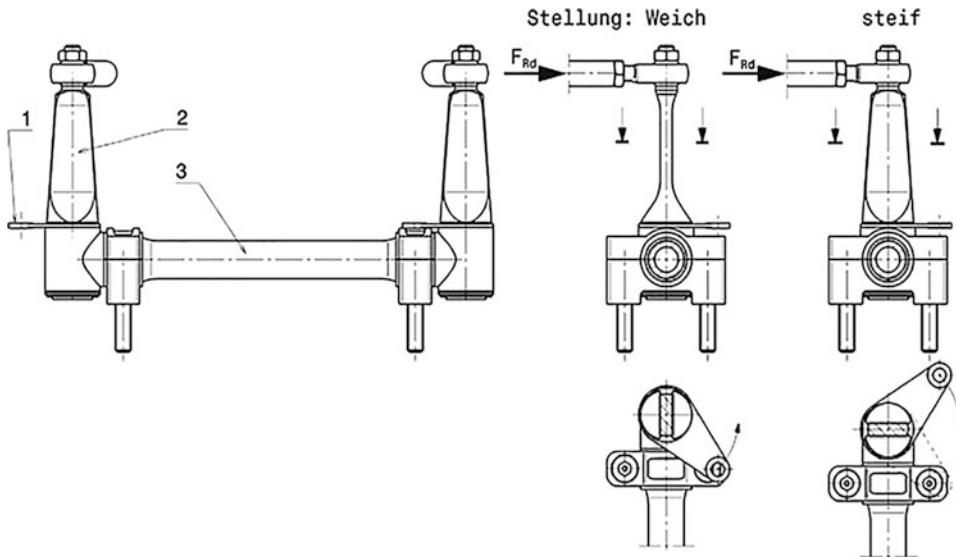


Abb. 3.10 Verstellbarer Stabilisator mit den Grenz-Einstellungen „weich“ und „steif“. Es ist darauf zu achten, dass die Stellungen der Schenkel links und rechts stets identisch sein müssen. Verstellung (1), Schenkel (2) und Rücken (3)

dass rechteckige Schenkelquerschnitte für die Feinjustierung ein signifikant größeres Potenzial aufweisen. Demgegenüber besteht die Gefahr, dass unter hoher Belastung die Verformung bei schräg stehenden Schenkeln zu groß sein könnte und damit die Linearität der Federcharakteristik nicht mehr gegeben ist. Das beeinflusst auch die Fahrthöhe. Des Weiteren ist die beabsichtigte Funktion dieses Stabilisatortyps auch nur bei annähernd gleichen Bewegungen rechts und links gegeben. Zu große Unterschiede könnten sogar zum Bruch führen.

Bei modernen Rennwagen ist die Härte des Stabilisators vom Fahrerplatz aus im Einsatz verstellbar, so dass der Fahrer – ausreichende fahrdynamische Kenntnisse vorausgesetzt – selbst optimieren kann.

Andere Rennfahrzeuge und manche Tourenwagen verwenden indes sogenannte U-Stabilisatoren in Rohr- oder Stabform gemäß Abb. 3.11, deren individuelle Einstellung durch Änderung der Anbindung am Radträger, d. h. durch unterschiedliche Schenkellängen A , erfolgt. Dieser Stabilisatortyp besitzt den Vorteil, dass er mit größeren Unterschieden in den Federwegen zwischen rechts und links funktioniert und seine Federcharakteristik beibehält. Oft ist am Schenkel eine Befestigungsschelle angebracht, um die Schenkelänge A variieren zu können. Durch Verkürzung der Schenkelänge A erhöht sich die Federsteifigkeit wie folgt:

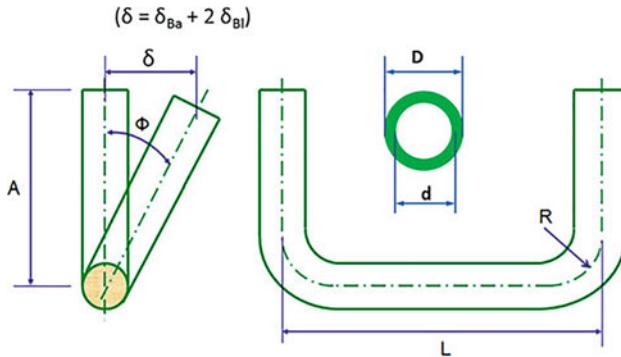


Abb. 3.11 U-Stabilisator (Schenkel und Welle als ein Bauteil gleichen Querschnitts)

$$c_s = \frac{F}{\delta} = \frac{F}{\delta_{Ba} + 2 \cdot \delta_{Bi}} = \frac{F}{A \cdot \Phi} \quad (3.8)$$

mit:

- c_s Gesamtfedersteifigkeit des Stabilisators, N/mm
- F Tordierende und biegende Kraft im Stabilisator, N
- δ Gesamte Einfederung des Stabilisators aus Verdrehung des Torsionsteils und Biegung beider Schenkel, mm
- δ_{Ba} Einfederung des Stabilisators aus Verdrehung des Torsionsteils, mm
- δ_{Bi} Einfederung des Stabilisators aus Biegung eines Schenkels, mm
- A Schenkelänge, mm
- Φ Gesamter Verdrehwinkel des Stabilisators aus Torsion und Biegung, rad

Beispiel 3.2

Ein Renningenieur benötigt zur Abschätzung des Rollwiderstandes insbesondere auch die Kenntnis des Kraftbetrags, den ein Stabilisator liefern kann. Die exakteste Methode zur Ermittlung der Gesamtfederrate c_s ist die experimentelle Methode mit Vermessung des belasteten Stabilisators in der Werkstatt und Berechnung der Gesamtfedersteifigkeit aus Torsion und Biegung anhand (3.8). Damit werden auch alle erforderlichen Annahmen und Vereinfachungen, die für die Stabilisator-Berechnung gemacht werden und zu Ungenauigkeiten führen können, obsolet. Beispiele für die erforderlichen Annahmen sind der Elastizitätsmodul und der Schubmodul des Werkstoffes, welche von der Qualität des Federstahls abhängen und dem Renningenieur i. d. R. nicht bekannt sind. Sollte trotzdem der Stabilisator berechnet werden, geschieht dies wie nachfolgend anhand eines U-Stabilisators beschrieben. Aus Abb. 3.11 geht hervor, dass der Stabilisator-Rücken über die Länge L tordiert wird und die beiden Schenkel jeweils über den Hebelarm A gebogen werden.

Die Federsteifigkeit des Stabilisator-Rückens (Torsionsteil) berechnet sich zu:

$$c_{\text{Ba}} = \frac{F}{\delta_{\text{Ba}}} = \frac{\pi \cdot G \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot (L - R) \cdot A^2} \quad (3.9a)$$

mit:

- G Schubmodul, N/mm² (abhängig vom Material Federstahl; 73.100–82.000 N/mm²)
- D Außendurchmesser, mm
- d Innendurchmesser, mm
- L Länge des Rückens (Torsionsteil), mm
- R Radius zwischen Torsions- und Biegeteil, mm
- A Schenkellänge (Biegeteile), mm
- δ_{Ba} Einfederung des Stabilisators aus Verdrehung des Torsionsteils, mm

Für die Federsteifigkeit eines Stabilisator-Schenkels (Biegeteil) folgt:

$$c_{\text{Bl},i} = \frac{F}{\delta_{\text{Bl}}} = \frac{3 \cdot \pi \cdot E \cdot (D^4 - d^4)}{64 \cdot (A - 0,5 \cdot R)^3} \quad (3.9b)$$

mit:

- E Elastizitätsmodul, N/mm²
- δ_{Bl} Einfederung des Stabilisators aus Biegung eines Schenkels, mm

Wenn der Stabilisator massiv ausgeführt ist, kann für den Innendurchmesser d einfach der Wert Null angesetzt werden.

Für eine näherungsweise Berechnung im nachfolgenden Beispiel seien folgende Werte gegeben:

$G = 80.000 \text{ N/mm}^2$ und $E = 207.000 \text{ N/mm}^2$ (beide Werte typisch für Federstahl), $D = 19,0 \text{ mm}$, $d = 15,0 \text{ mm}$, $L = 1000 \text{ mm}$, $R = 100 \text{ mm}$, $A = 300 \text{ mm}$.

$$\begin{aligned} c_{\text{Ba}} &= \frac{\pi \cdot G \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot (L - R) \cdot A^2} = \frac{\pi \cdot 80.000 \cdot (19^4 - 15^4)}{32 \cdot (1000 - 100) \cdot 300^2} = 7,7 \text{ N/mm} \\ c_{\text{Bl},i} &= \frac{3 \cdot \pi \cdot E \cdot (D^4 - d^4)}{64 \cdot (A - 0,5 \cdot R)^3} = \frac{3 \cdot \pi \cdot 207.000 \cdot (19^4 - 15^4)}{64 \cdot (300 - 0,5 \cdot 100)^3} = 155,5 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

Beide Biegeteile sind in Reihe geschaltet, so dass eine serielle Addition zur Gesamtsteifigkeit der beiden Biegeteile erforderlich ist:

$$c_{\text{BI}} = \frac{c_{\text{BL,i}} \cdot c_{\text{BL,i}}}{c_{\text{BL,i}} + c_{\text{BL,i}}} = \frac{155,5 \cdot 155,5}{155,5 + 155,5} = 77,7 \text{ N/mm}$$

Für die Reihenschaltung (serielle Addition) von Biege- und Torsionsteilen folgt mit (3.7):

$$c_s = \frac{c_{\text{Ba}} \cdot c_{\text{BI}}}{c_{\text{Ba}} + c_{\text{BI}}} = \frac{7,7 \cdot 77,7}{7,7 + 77,7} = 7,0 \text{ N/mm}$$

In der o. a. Berechnung wird vereinfachend angenommen, dass die Verbindungsstücke mit dem Radius R zwischen dem Rücken und den Schenkeln je zur Hälfte dem Torsionsteil und dem Biegeteil zugeschlagen werden. Auch wird außerdem vereinfachend angenommen, dass das Torsionsteil (Rücken) nicht biegt, was indes nur dann der Fall ist, wenn die beiden Lager des Torsionsteils so weit wie möglich auseinander liegen, also möglichst nahe an den Radien R .

In den schwereren GT-Klassen werden oft Stabilisatoren verwendet, bei denen nur der tordierende Rücken flexibel ausgeführt ist, jedoch die Schenkel nicht. In diesem Fall wird nur mit dem Torsionsteil gerechnet.

Es sollte immer sichergestellt sein und rechnerisch überprüft werden, dass die Schubspannung τ im Stabilisator nie den Wert 900 N/mm^2 überschreitet, da sonst Brüche unvermeidbar wären.

Bis hierher wurde zunächst die Federungscharakteristik des gesamten Stabilisators berechnet. Die Kräfte werden jedoch auf beide Seiten verteilt und sind links und rechts stets gleich groß. Dies entspricht einer festen Einspannung des Stabilisators in der Mitte seines Rückens. Die an den Schenkelenden angreifenden Kräfte sind dieselben, der Federweg ist jedoch pro Seite nur halb so groß. Damit verdoppelt sich die Federrate des Stabilisators je Radseite! Es bestehen folglich zwei Optionen, die Federraten pro Radseite zu berechnen:

Option 1:	Federrate des kompletten Stabilisators mit 2 multiplizieren.
Option 2:	Berechnung in (3.9a) mit $0,5 \cdot L$ ansetzen und lediglich einen Schenkel berücksichtigen.

3.4 Der „Kamm’sche Kreis“ – oder genauer: die Kräfte-Ellipse *Kamm’s Circle – or more precisely, the Force Ellipse*

Ein Reifen kann sowohl Längs- (bei Beschleunigung oder Verzögerung) als auch Seitenkräfte (bei Kurvenfahrt) übertragen. Treten bei Kurvenfahrt zusätzlich Längskräfte auf, sind die übertragbaren Querkräfte – und damit die erreichbare Kurvengeschwindigkeit – limitiert. Die Grenze der Summe aus übertragbaren Seiten- und Längskräften ist durch eine

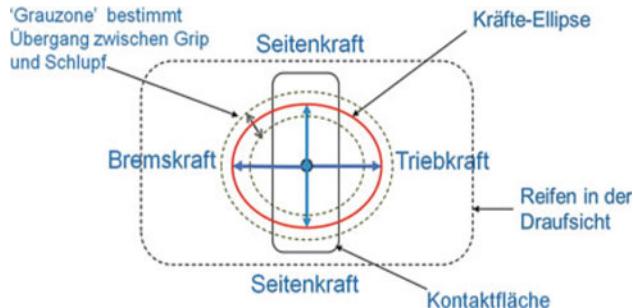


Abb. 3.12 Die Kräfte-Ellipse: Ein Reifen kann sowohl Längs- als auch Seitenkräfte übertragen; bei Längskräften in Kurven ist das Maximum der Seitenkraft nicht erreichbar

Ellipse bestimmt, die reifenspezifisch ist. Diese „Grip“-Grenze ist jedoch nicht fest, sondern durch eine Grauzone charakterisiert, die den Übergang zwischen Haftung und Schlupf bestimmt, siehe Abb. 3.12.

Prof. W. Kamm beschrieb erstmals in den 1930er-Jahren die Grenzen aus Längs- und Seitenkräften als Kreis („Kamm’scher Kreis“), jedoch handelt es sich vielmehr um eine Kräfte-Ellipse, da die Reifen in Längsrichtung (Antrieb und Bremsung) 10 bis 15 % mehr Kraft entwickeln können als in Querrichtung.⁴

Jede Längskraft – Brems- oder Beschleunigungskraft – in einer Kurve verringert also die Seitenkraft und damit die erreichbare Kurvengeschwindigkeit. Deshalb galt früher bei der traditionellen Lehre bei der Ausbildung von Rennfahrern, dass die Bremsung vor Erreichen der Kurve völlig abgeschlossen sein muss, um die maximale Seitenkraft in der Kurvenmitte, am sog. Scheitelpunkt, auszunutzen (heute stimmt das aufgrund der „Late-Apex“-Fahrtechnik nicht mehr so ganz).

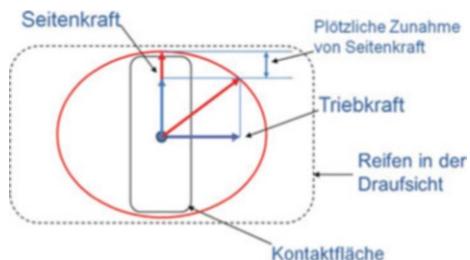
Jede Lastwechselreaktion durch Unterbrechen der Längskraft in einer Kurve erhöht die übertragbare Seitenkraft. In der Beschleunigungsphase ab dem Kurvenscheitelpunkt erhöht sich somit bei jedem Schaltvorgang (oder beim Gas-Wegnehmen) plötzlich die übertragbare Seitenkraft, siehe Abb. 3.13 und 3.14.

In Abb. 3.14 ist als Beispiel ein Fahrzeug mit Frontantrieb und Starrachse an der Hinterachse bei Kurvenfahrt dargestellt. Im linken Bildteil ist eine ausgewogene Balance dargestellt. Beim Gaswegnehmen entsteht plötzlich mehr Seitenkraft an der Vorderachse, so dass das Fahrzeug aus dem neutralen Fahrverhalten heraus sogleich in ein Übersteuern gerät. Abhilfe böte hier eine Verstellung des Stabilisators an der Hinterachse in Richtung weich.

Die Grenzen der übertragbaren Seiten- und Längskräfte **eines Reifens** werden wie beschrieben durch die **Kräfte-Ellipse** vorgegeben, die vom jeweiligen Reifen und der Fahrbahnbeschaffenheit abhängt. Abb. 3.15 zeigt hingegen beispielhaft die Erweiterung auf eine Kräfte-Darstellung für das **Gesamtfahrzeug** – unter Berücksichtigung aller

⁴Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4, Kap. 1.

Abb. 3.13 Beispiel: Plötzlicher Zuwachs an Seitenkraft durch Unterbrechung der Zugkraft



Rote Vektoren = Auto in der Balance

Gas weg => plötzlich mehr Seitenkraft auf der Vorderachse

Auto dreht sich um Schwerpunkt S

Folge: PLÖTZLICHES Übersteuern

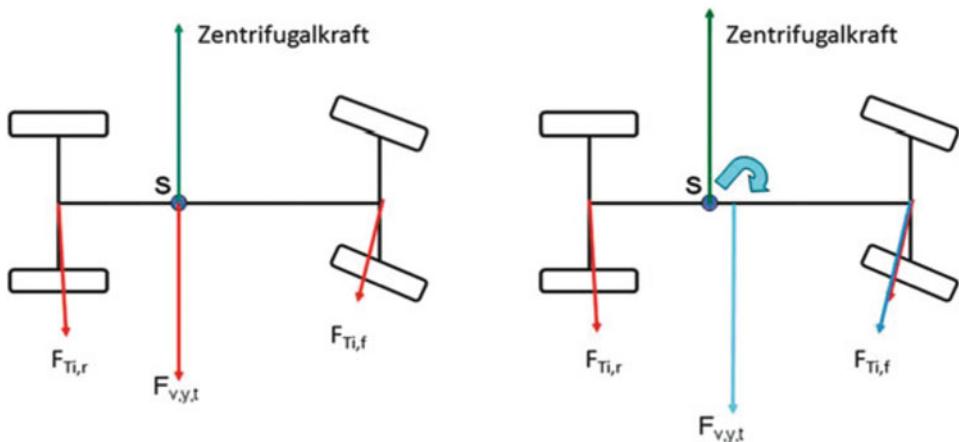


Abb. 3.14 Plötzliches Übersteuern beim Fahrzeug mit Frontantrieb infolge von Zugkraftunterbrechung

Reifen –, die aus der Datenaufzeichnung während eines Rennens gewonnen werden kann. Die hier als Beschleunigungen (in Bezug auf die Erdbeschleunigung g) angegebenen Größen können mit der Masse des eingesetzten Fahrzeugs (inkl. Fahrer) direkt in Kräfte umgerechnet werden. Um mögliche Verwirrungen auszuschließen, sei hier besonders erwähnt, dass in einem g - g -Diagramm die Beschleunigungen in **Längsrichtung** (positiv: Beschleunigen; negativ: Bremsen) die **Aktion** (Ursache) dargestellt wird; die daraus resultierenden Massenkräfte in Längsrichtung sind also den Beschleunigungen gegengesetzt. Demgegenüber wird bei den Beschleunigungen in **Querrichtung** stets die **Reaktion** (Wirkung) dargestellt, also die Zentrifugalbeschleunigung!

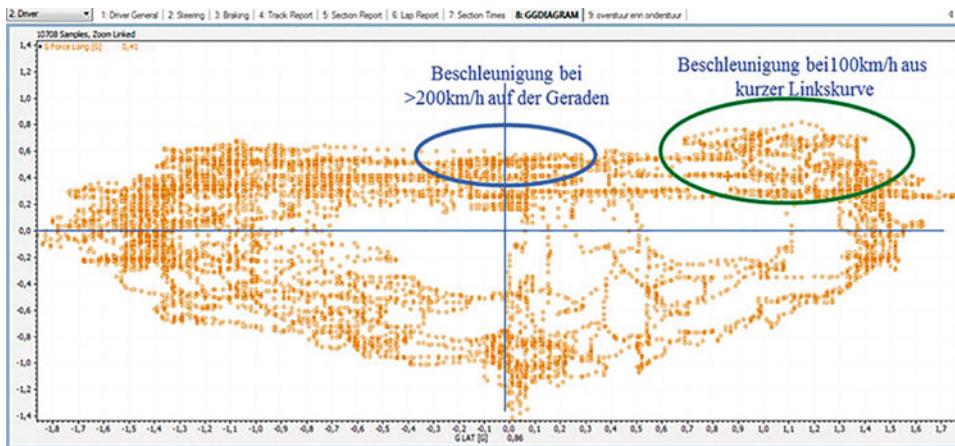


Abb. 3.15 Kräfte-Ellipse für das Gesamtfahrzeug aus Messwerten während eines Rennens (hier: Werte als Beschleunigungen in g)

► Tipp 3.2

Manche Datenaufzeichnungssysteme verwenden ein Koordinatensystem aus dem Flugzeugbau, bei dem im Rechtssystem die Hochachse (z-Achse) nach unten gerichtet ist. Bei dieser Ausrichtung zeigt die Querachse in Fahrtrichtung nach rechts. In einer Rechtskurve wird die Reaktion (Zentrifugalbeschleunigung) dann als negativer Wert angegeben.

Hervorgehoben sind zwei unterschiedliche Fahrzustände, zum einen ein Beschleunigungsvorgang bei hoher Geschwindigkeit auf der Geraden (fast ausschließlich Längskräfte), zum anderen ein Beschleunigungsvorgang aus einer engen Linkskurve (Längs- und Seitenkräfte). Beim dargestellten Antrieb nur einer Achse (über zwei Reifen) sind die möglichen Beschleunigungskräfte am Fahrzeug in Längsrichtung naturgemäß signifikant geringer als die in der Kurve maximal übertragbaren Querkräfte (über vier Reifen). Ebenso sind die übertragbaren Bremskräfte in Längsrichtung (über vier Reifen) signifikant größer als die übertragbaren Beschleunigungskräfte in Längsrichtung über zwei Reifen.

Beim Vergleich von Beschleunigungen sind diese stets auf die im aktuellen Zustand gefahrenen Geschwindigkeiten zu beziehen.

Es ist einleuchtend, dass für den jeweiligen Polarkoordinaten-Radius ein Maximalwert anzustreben ist, vgl. Abb. 3.16. Dieser charakterisiert als TCV_{Radius} („*Traction Circle Vehicle*-Radius“) die „Kräfte-Ellipse“ für das Gesamtfahrzeug! Der aus der Datenaufzeichnung gewonnene Wert für den Polarkoordinaten-Radius TCV_{Radius} ist jedoch lediglich der erreichte Wert – nicht der erreichbare. Folglich wäre für den Renningenieur an der Strecke ein Abgleich der aus der Datenaufzeichnung gewonnenen Längs- und Seiten-

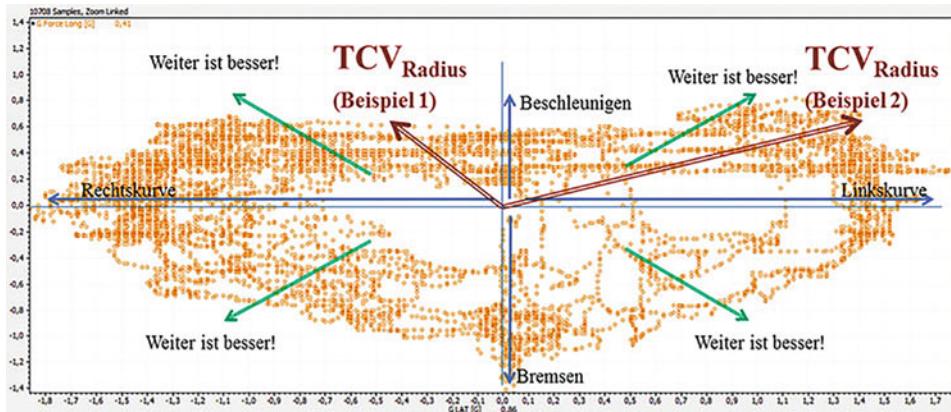


Abb. 3.16 Größtmögliche Werte für den jeweiligen Radius TCV-Radius (Kräfte!) sind anzustreben

kraftwerte (bzw. Längs- und Querbeschleunigungswerte) für das Gesamtfahrzeug mit den für die Summe aus den Reifen bei den aktuellen Witterungsbedingungen potenziell erreichbaren **Grenzwerten** zielführend. Erst damit wäre die Ausnutzung des gegebenen Reifenpotenzials durch das Fahrzeug (und den Fahrer) beurteilbar, so dass in der Folge adäquate Optimierungs-Maßnahmen zu dessen Ausschöpfung getroffen werden können. Es ist einleuchtend, dass die gemessenen Werte für TCV_{Radius} mit dem Grip-Level der Rennstrecke variiert, so dass von Tag zu Tag auch bei trockenen Bedingungen unterschiedliche Werte gemessen werden können. Die Kräfte-Ellipse für das Fahrzeug dient folglich – identische Grip-Ausnutzung durch den Fahrer vorausgesetzt – auch zur Beurteilung der aktuellen Bedingungen auf der Rennstrecke.

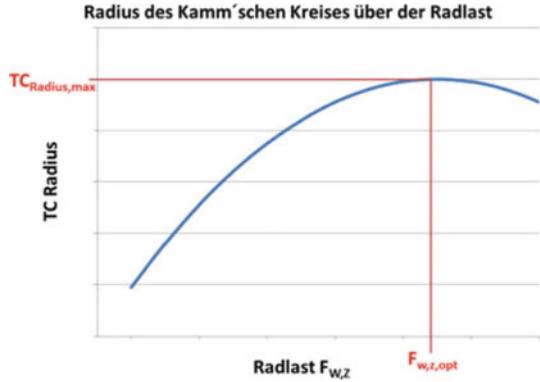
In der Regel stellen die Reifenhersteller die erforderlichen Informationen nur beschränkt zur Verfügung, so dass sich die Renningenieure in der Praxis meist durch einen Ansatz behelfen, den Ersatzradius der Kräfte-Ellipse eines Reifens (bei Seitenkraft) TCT_{Radius} („*Traction Circle Tire*“-Radius) als Radius eines Kamm'schen Kreises anzunähern. Ein probater, von Danny Nowlan 1 vorgeschlagener Ansatz beschreibt den Radius des Kamm'schen Kreises als Funktion der Radlast $F_{W,Z}$ in Form eines Polynoms zweiter Ordnung:

$$TCT_{\text{Radius}} = k_{Fr,0} \cdot (1 - k_{Fr,L} \cdot F_{W,Z}) \cdot F_{W,Z} \quad (3.10)$$

mit:

- TCT_{Radius} Traktionsradius (übertragbare Kraft!) eines Reifens, N
- $F_{W,Z}$ Radlast, N
- $k_{Fr,0}$ anfänglicher Reibungskoeffizient (Startwert), –
- $k_{Fr,L}$ Koeffizient für die Abnahme des Reibungskoeffizienten unter Radlast (erfolgt linear mit der Radlast), 1/N

Abb. 3.17 Verlauf des Radius des Kamm’schen Kreises über der Radlast



Die damit erhaltenen Werte werden i. d. R. für die Ermittlung der erreichbaren Seitenkräfte eines Reifens verwendet. Aus der ersten Ableitung dieser Gleichung nach $F_{W,Z}$ folgt der Extremwert der Radlast $F_{W,Z,opt}$, bei der sich ein Maximum des Polarkoordinaten-Radius der Kräfte-Ellipse $TCT_{Radius,max}$ einstellt.

$$F_{W,Z,opt} = \frac{1}{2 \cdot k_{Fr,L}} \quad (3.11)$$

Daraus folgt durch Einfügen von $F_{W,Z,opt}$ in die Gleichung für TCT_{Radius} der theoretische maximale Radius des Kamm’schen Kreises wie folgt:

$$TCT_{Radius,max} = \frac{k_{Fr,0}}{4 \cdot k_{Fr,L}} \quad (3.12)$$

Für konventionelle Formel-Rennwagen kann der Kamm’sche Kreis eines Reifens – als Näherung für die Kräfte-Ellipse – mit einem Startwert $k_{Fr,0}$ von 2,0 [–] und einem Degressionswert von $k_{Fr,L}$ von $5,0 \cdot 10^{-5}$ [1/N] berechnet werden. Reifenmodelle für High-Downforce-Rennwagen verwenden einen Startwert $k_{Fr,0}$ von 2,7 [–] und einen Degressionswert von $k_{Fr,L}$ von $7,3 \cdot 10^{-5}$ [1/N]. Analog – mit angepassten Faktoren – kann für Prototypen, Tourenwagen etc. verfahren werden. Ein beispielhafter Verlauf der erreichbaren Längs- und Seitenkräfte eines Reifens in Abhängigkeit der Radlast ist in Abb. 3.17 aufgeführt.

Es ist erkennbar, dass wenn die Radlast $F_{W,Z}$ abnimmt, der Degressionswert $k_{Fr,L}$ reziprok zunimmt und daher die Funktionskurve steiler abfällt. Dadurch nimmt der Polarkoordinaten-Radius der Kräfte-Ellipse TCT_{Radius} bei abnehmender Radlast schneller ab. In der Praxis bedeutet das, dass der Reifen bei Abnahme der Radlast deutlich sensibler reagiert wird. Dies zeigt ein weiteres Mal, weshalb die Beherrschung der vertikalen Belastung, also insbesondere der Gewichtstransfer (siehe auch Kap. 5), und die aerodynamischen Maßnahmen („Downforce“, siehe Kap. 8), so wichtig sind, um in allen fünf Phasen der Kurvenfahrt ein Optimum an „Grip“ zu erhalten!

Die Ermittlung dieser Werte ist eine komplexe Sache, wobei nicht nur eine Datenaufzeichnung (Data Aquisition) erforderlich ist, sondern auch geeignete Simulationssoftware.

Beispiel 3.3

Für einen Rennwagen, der in Le Mans eingesetzt wird (High-Downforce-Fahrzeug; $k_{Fr,0} = 2,7$ und $k_{Fr,L} = 7,3 \cdot 10^{-5}$ [1/N]) folgt der maximale Ersatzradius der „Kräfte-Ellipse“:

$$TCT_{\text{Radius,max}} = \frac{k_{Fr,0}}{4 \cdot k_{Fr,L}} = \frac{2,7}{4 \cdot 7,3 \cdot 10^{-5} \text{ 1/N}} = \mathbf{9247 \text{ N}}$$

Die optimale Radlast zum Erreichen dieses Wertes beträgt nach (3.10) folglich:

$$TCT_{\text{Radius,max}} = k_{Fr,0} \cdot (1 - k_{Fr,L} \cdot F_{W,Z,\text{opt}}) \cdot F_{W,Z,\text{opt}}$$

Umgestellt ergibt sich folgende quadratische Gleichung:

$$F_{W,Z,\text{opt}}^2 - \frac{k_{Fr,0}}{k_{Fr,0} \cdot k_{Fr,L}} \cdot F_{W,Z,\text{opt}} + \frac{TCT_{\text{Radius,max}}}{k_{Fr,0} \cdot k_{Fr,L}} = 0$$

Die Lösung dieser Gleichung nach dem Muster $A \cdot x^2 + B \cdot x + C = 0$ lautet:

$$x_{1,2} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}$$

Mit:

$$A = 1 \quad B = -\frac{k_{Fr,0}}{k_{Fr,0} \cdot k_{Fr,L}} \quad C = \frac{TCT_{\text{Radius,max}}}{k_{Fr,0} \cdot k_{Fr,L}}$$

folgt für die optimale Radlast $F_{W,Z,\text{opt}}$ zur bestmöglichen Ausnutzung der „Kräfte-Ellipse“:

$$F_{W,Z,\text{opt}_{1,2}} = \frac{\frac{k_{Fr,0}}{k_{Fr,0} \cdot k_{Fr,L}} \pm \sqrt{\left(\frac{k_{Fr,0}}{k_{Fr,0} \cdot k_{Fr,L}}\right)^2 - 4 \cdot \frac{TCT_{\text{Radius,max}}}{k_{Fr,0} \cdot k_{Fr,L}}}}{2}$$

$$F_{W,Z,\text{opt}_{1,2}} = \frac{\frac{2,7}{2,7 \cdot 7,3 \cdot 10^{-5} \text{ 1/N}} \pm \sqrt{\left(\frac{2,7}{2,7 \cdot 7,3 \cdot 10^{-5} \text{ 1/N}}\right)^2 - 4 \cdot \frac{9247 \text{ N}}{2,7 \cdot 7,3 \cdot 10^{-5} \text{ 1/N}}}}{2}$$

$$F_{W,Z,\text{opt}} = \mathbf{6849 \text{ N}}$$

Die maximal übertragbaren Seitenkräfte an der Vorderachse $F_{W,Y,f}$ und Hinterachse $F_{W,Y,r}$ lassen sich dann wie folgt bestimmen:

$$F_{W,Y,f} = \frac{m_{V,dr,f} \cdot v_V^2}{R} = \frac{Ant_{V,dr,f} \cdot m_{V,dr} \cdot v_V^2}{R} \quad (3.13)$$

$$F_{W,Y,r} = \frac{m_{V,dr,r} \cdot v_V^2}{R} = \frac{(1 - Ant_{V,dr,f}) \cdot m_{V,dr} \cdot v_V^2}{R} \quad (3.14)$$

mit:

$F_{W,Y,f}$	maximal übertragbare Seitenkraft an der Vorderachse, N
$F_{W,Y,r}$	maximal übertragbare Seitenkraft an der Hinterachse, N
$m_{V,dr}$	Masse des betriebsfertigen Rennfahrzeugs inkl. Fahrer, kg
$m_{V,dr,f}$	Vorderachslast des betriebsfertigen Rennfahrzeugs inkl. Fahrer, kg
$m_{V,dr,r}$	Hinterachslast des betriebsfertigen Rennfahrzeugs inkl. Fahrer, kg
$Ant_{V,dr,f}$	Anteilige Vorderachslast des betriebsfertigen Rennfahrzeugs inkl. Fahrer, %
v_v	Fahrzeuggeschwindigkeit in der Kurve, m/s
R	Kurvenradius, m

In der o. a. Gleichung ist der Kurvenradius R unbekannt. Die Ermittlung des Kurvenradius in der Praxis aus den Messwerten Fahrgeschwindigkeit und Querbeschleunigung (Zentripetalbeschleunigung) ist in Kap. 2 ausführlich erläutert. Da viele Rennfahrzeuge mit Beschleunigungssensoren ausgestattet sind, können die daraus ermittelten Werte für die Querbeschleunigung unmittelbar verwendet werden, was die direkte Anwendung der o. g. Formeln ermöglicht:

$$F_{W,Y,f} = m_{V,dr,f} \cdot a_y = Ant_{V,dr,f} \cdot m_{V,dr} \cdot a_y \quad (3.15)$$

$$F_{W,Y,r} = (1 - Ant_{V,dr,f}) \cdot m_{V,dr} \cdot a_y \quad (3.16)$$

mit:

a_y Zentripetalbeschleunigung, m/s²

3.5 Der Einfluss des Reifendrucks und der -temperatur *Influence of Tire Pressure and Temperature*

Der Reifenluftdruck beeinflusst nicht nur die Verformung und Temperatur des Reifens, sondern dadurch auch seine Federungscharakteristik (Federsteifigkeit c_{Ti}). Für konstantes Reifenvolumen ($V_1 = V_2$) wird folglich eine **isochore Zustandsänderung** vom Zustand 1 zum Zustand 2 angesetzt:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (3.17)$$

mit:

- p_2 optimaler Betriebsdruck im Rennen (*inklusive* Atmosphärendruck), bar
- T_2 optimale Reifentemperatur im Rennen, K
- p_1 Reifenluftdruck im kalten Zustand in der Box (*inklusive* Atmosphärendruck), bar
- T_1 Reifentemperatur (= Außentemperatur) im kalten Zustand in der Box, K

Da der optimale Betriebsdruck im Reifen – als **Überdruck** über Atmosphärendruck – und die zugehörige Reifentemperatur während des Rennens vom Hersteller vorgegeben ist, muss in Abhängigkeit der jeweiligen Außentemperatur vor dem Rennen ein zugehöriger, adäquater Reifenluftdruck im kalten Zustand – als Überdruck über Atmosphärendruck – sichergestellt werden, um die optimalen Betriebswerte im Rennen zu erreichen. Die Temperatur T_i in [K] entspricht einer Temperatur t_i in [°C] von $(273,15 + t_i)$. Folglich muss für einen optimalen, vom Hersteller im Rennbetrieb vorgegebenen Reifenluftdruck p_2 [bar] (als Überdruck über Atmosphärendruck) bei optimaler Reifentemperatur t_2 [°C] bei der aktuellen Außentemperatur t_1 [°C] im kalten Zustand vor dem Rennen folgender Reifenluftdruck (Überdruck über Atmosphärendruck) gewählt werden, wobei der Atmosphärendruck vereinfacht mit 1000 mbar (1 bar) angesetzt wird:

$$p_1 = \left((p_2 + 1) \cdot \frac{t_1 + 273,15}{t_2 + 273,15} \right) - 1 \quad (3.18)$$

mit:

- p_2 optimaler Betriebsdruck im Rennen (Überdruck über Atmosphärendruck), bar
- t_2 optimale Reifentemperatur im Rennen, °C
- p_1 Reifenluftdruck im kalten Zustand in der Box (Überdruck über Atmosphärendruck), bar
- t_1 Reifentemperatur (= Außentemperatur) im kalten Zustand in der Box, °C

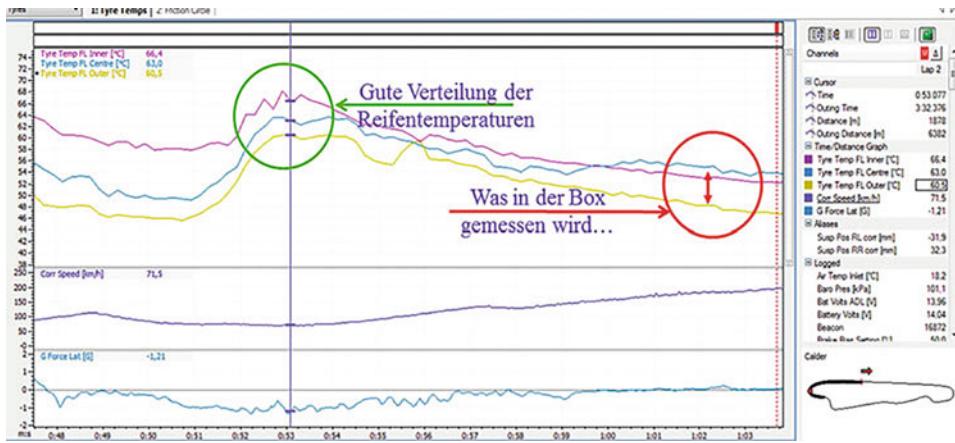


Abb. 3.18 Die direkt nach dem Rennen in der Box gemessene Reifentemperatur ist signifikant geringer als die Reifentemperatur im Rennen – Fehlinterpretationen sind also vorprogrammiert

Beispiel 3.4

Der Reifenhersteller nennt einen Überdruck im Rennen von $p_2 = 1,6$ bar bei einer Temperatur $t_2 = 75^\circ\text{C}$ als optimal. Die Außentemperatur vor dem Start ist $t_1 = 21^\circ\text{C}$. Die Reifen sind folglich mit $p_1 = 1,19$ bar aufzufüllen.

Abb. 3.18 zeigt anhand von Datenaufzeichnung den signifikanten Unterschied zwischen dem im Rennen und direkt nach dem Rennen in der Box gemessenen Zustand. Die große Diskrepanz ist evident und ermutigt, neben der Anwendung der o. g. thermischen Zustandsgleichung auch Reifendrucküberwachungssysteme einzusetzen, deren aufgezeichnete Daten für das tatsächliche Verhalten im Rennbetrieb eine Verifikation ermöglichen.

Der Temperaturaufbau eines rotierenden Reifens in seiner Lauffläche entsteht aus der Einwirkung von Längs- und Seitenkräften, vermindert um den Wärmeübergang einerseits vom Reifen auf die Fahrbahn und andererseits auf die den Reifen umgebende Luft, vgl. Abb. 3.19.

Diese Effekte können mit einem thermischen Reifenmodell beschrieben werden, das auf Mizuno, Hallum und Feverier sowie aggregiert auf Danny Nowlan zurückgeht:



- 1: Wärmeübergang vom Reifen auf die umgebende Luft
- 2: Wärmeübergang vom Reifen auf die Fahrbahn
- 3: Entstehung der Temperatur in der Lauffläche aufgrund von Längs- und Seitenkräften

Abb. 3.19 Generierung der Reifentemperatur in der Lauffläche

$$\begin{aligned}
 \frac{c_{pTi,f/r} \cdot \rho_{Ti,f/r}}{k_{Ti}} \cdot \frac{dT}{dt} &= \sqrt{\left(F_{W,Y,\frac{f}{r}} \cdot \alpha_{\frac{f}{r}} \cdot v_V \right)^2 + \left(F_{W,X,\frac{f}{r}} \cdot S_{W,X,\frac{f}{r}} \cdot v_V \right)^2} \\
 &\quad - \alpha_{TiL}(T_{Ti} - T_L)^2 - \alpha_{TiTr}(T_{Ti} - T_{Tr})^2 \\
 &= (3: \text{Temperaturentstehung}) \\
 &\quad - (1: \text{Wärmeübergang auf Umgebungsluft}) \\
 &\quad - (2: \text{Wärmeübergang auf Fahrbahn})
 \end{aligned} \tag{3.19}$$

mit:

$c_{pTi,f/r}$	spezifische Wärmekapazität des Vorder- bzw. Hinterreifens, J/kg K
$\rho_{Ti,f/r}$	Dichte der Struktur des Vorder- bzw. Hinterreifens, kg/m ³
k_{Ti}	Maßstabsfaktor, 1/m ³
$F_{W,Y,\frac{f}{r}}$	Seitenkraft im Vorder- bzw. Hinterreifen, N
$F_{W,X,\frac{f}{r}}$	Längskraft im Vorder- bzw. Hinterreifen, N
$\alpha_{\frac{f}{r}}$	Schräglaufwinkel am Vorder- bzw. Hinterreifen, rad
$S_{W,X,\frac{f}{r}}$	Schlupf am Vorder- bzw. Hinterreifen, –
α_{TiL}	Wärmeübergangskoeffizient Reifen-Luft, W/K
α_{TiTr}	Wärmeübergangskoeffizient Reifen-Fahrbahn, W/K
T_{Ti}	mittlere Reifentemperatur in der Lauffläche, K
T_{Tr}	Temperatur des Fahrbahnbelags, K
T_L	Temperatur der Umgebungsluft, K

Aus der obigen Gleichung ist ersichtlich, mit welch großem Einfluss die jeweilige Fahrsituation und der Fahrstil (Längs- und Seitenkräfte, Schräglaufwinkel, Geschwindig-

keit, Schlupf) sowie die Umgebungsverhältnisse (Luft- und Fahrbahntemperatur) die Reifentemperatur bestimmen. Dabei kann die Reifentemperatur als Maßstab für vom Reifenwerkstoff übertragene **Leistung** betrachtet werden. Der Faktor der reifen-spezifischen Daten auf der linken Seite der Gleichung charakterisiert die thermische Kapazität $C_{Ti,th,f/r}$ des jeweiligen Vorder- bzw. Hinterreifens:

$$c_{Ti,th,\frac{f}{r}} = \frac{C_{pTi,f/r} \cdot \rho_{Ti,f/r}}{k_{Ti}} \quad (3.20)$$

Während eines Trainings oder Rennens steigen die Reifentemperatur und die im Reifen gespeicherte Energie mit zunehmender Laufzeit sukzessive an. Zwischen bester Rundenzeit und Dauerhaltbarkeit des Reifens besteht jedoch ein Zielkonflikt, der exemplarisch in Abb. 3.21 dargestellt ist. Es existiert für jeden Reifen eine individuelle Leistungsgrenze für die Dauerhaltbarkeit. Liegt die im Reifen gespeicherte Energie oberhalb dieser Grenze, kann die Rundenzeit ihr Optimum erreichen, jedoch ist der Reifen dann nicht dauerhaltbar. Beim Abfall unter diese Grenze steigen die Rundenzeiten, was kaum zielführend ist. Es besteht folglich die Aufgabe, näherungsweise jene im Reifen gespeicherte Energie zu generieren, welche für jeweilige Renndistanz die Grenze für die Dauerhaltbarkeit gerade noch unterschreitet. In Abhängigkeit der gewählten Rennstrategie kann es auch sinnvoll sein, den Reifen kurzzeitig im Bereich der bestmöglichen Rundenzeit zu betreiben, um „Undercuts“ erfolgreich durchzuführen. Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass der Reibungskoeffizient und damit die erreichbare Querbeschleunigung eine Funktion der Reifentemperatur sind, siehe Abb. 3.20.

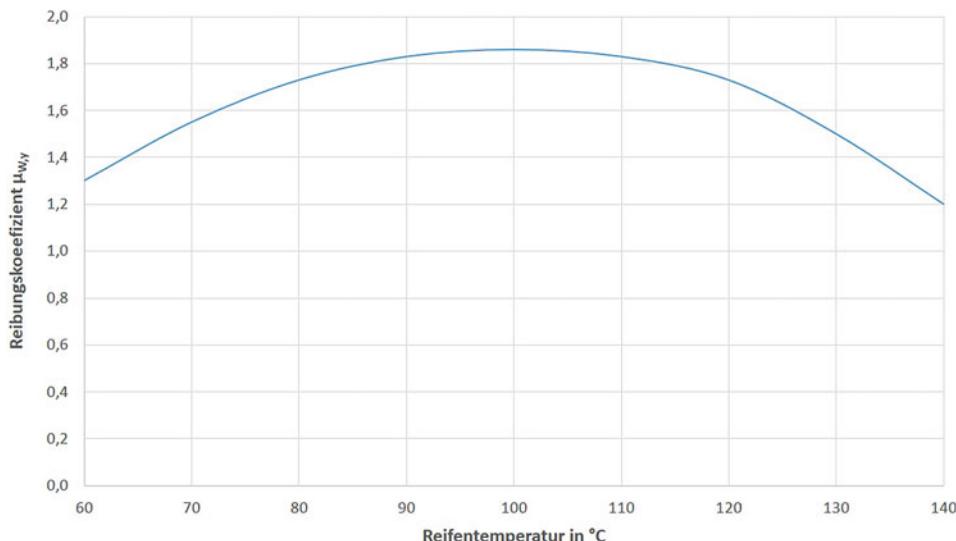


Abb. 3.20 Beispiel für die Veränderung des lateralen Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit der Reifentemperatur. Für eine Maximierung der erreichbaren Kurvengeschwindigkeiten ist das Erreichen der Betriebstemperatur des Reifens unverzichtbar

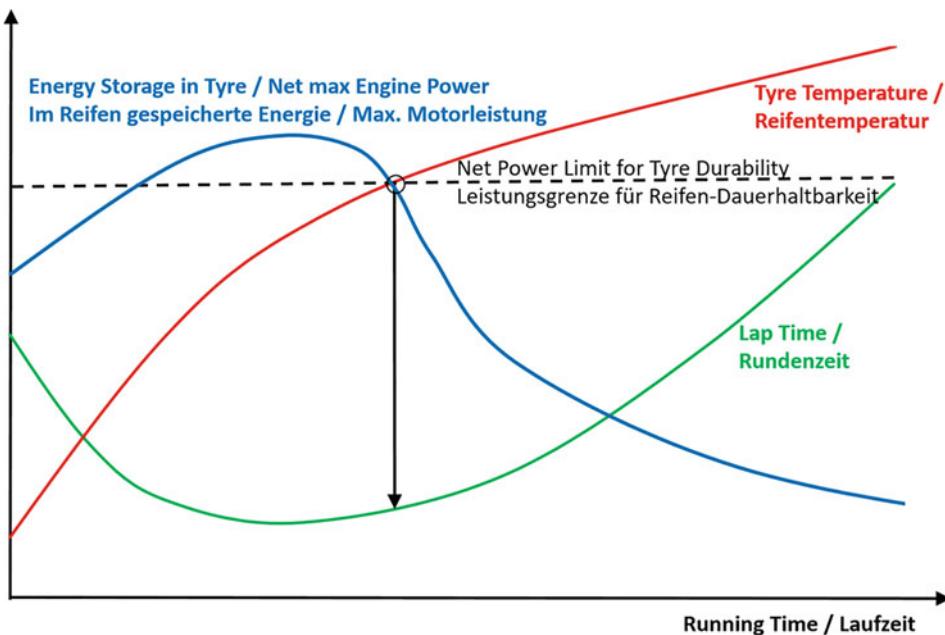


Abb. 3.21 Zusammenhang zwischen im Reifen gespeicherter Energie, Reifentemperatur und Rundenzeit

Die hier beschriebenen Zusammenhänge sollen lediglich dem Verständnis dienen, da wesentliche Parameter nicht so ohne Weiteres verfügbar sind.

► Tipp 3.3

Die Entwicklung der Außentemperaturen eines Rennwochenendes kann entscheidenden Einfluss auf das Setup ausüben. Steigende Außentemperaturen während eines Rennwochenendes helfen, mehr Temperatur insbesondere auf die Reifen der nicht angetriebenen Achse zu bekommen. Das bedeutet aber für Heckantrieb eine tendenzielle Entwicklung zu Übersteuern, für Frontantrieb tendenziell zu Untersteuern.

Umgekehrt sorgen sinkende Außentemperaturen dafür, dass bei Heckantrieb eine Untersteuertendenz, bei Frontantrieb eine Übersteuertendenz entsteht.

Beispiel 3.5

Abb. 3.22 zeigt die Reifentemperaturen und die Querbeschleunigungen während eines Rennens (Ausschnitt). Es ist ersichtlich, dass die Reifen an der Hinterachse (RL: rear left; RR: rear right) die höchsten Temperaturen und damit die höchste Belastung (Leistung) aufweisen bzw. die meiste Seitenkraft übertragen. Außerdem folgt, dass

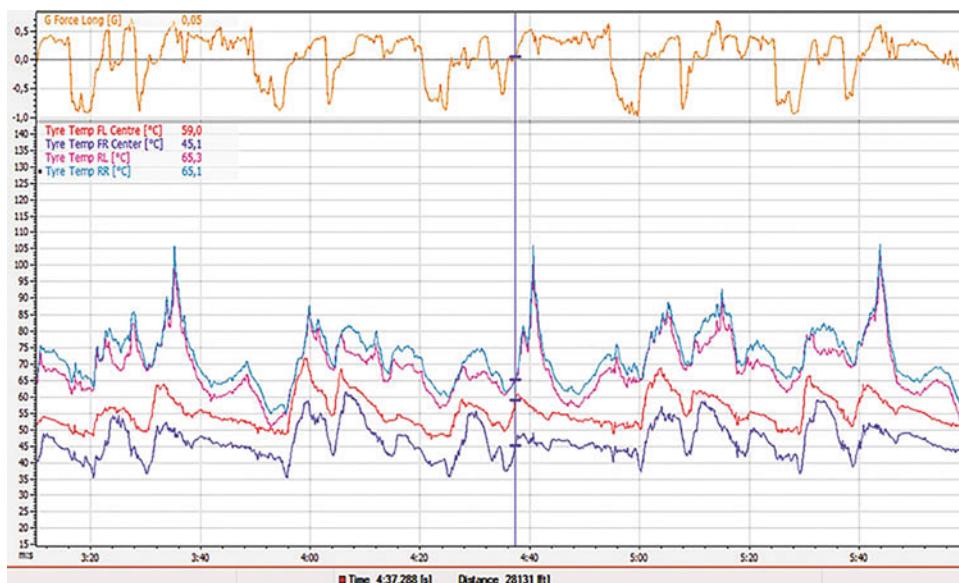


Abb. 3.22 Reifentemperaturen und Querbeschleunigungen während eines Rennens (Ausschnitt)

die Reifen der Vorderachse zu wenig Seitenkraft übertragen, weil diese ihre optimale Betriebstemperatur nicht erreichen, was eindeutig auf Untersteuern in den Kurven hinweist und somit entsprechende Abhilfemaßnahmen erfordert.

Beispiel 3.6

Bei einem Rennwagen mit wenig aerodynamischem Abtrieb werden Reifen verwendet, die als Einheitsreifen für Rennwagen mit höherem aerodynamischem Abtrieb entwickelt wurden. Es können dann sehr hohe Reifentemperaturen in der Lauffläche auftreten, die Blasenbildung zur Folge haben, ohne dass sich der ganze Reifen aufwärmst (siehe Abschn. 3.7). Ursache ist die zu geringere Normalkraft, wodurch die Reifen stärker rutschen (d. h. höheren Längs- und Querschlupf aufweisen).

► Tipp 3.4

Beim Vergleich der Reifentemperaturen unter *Bezug der Temperatur eines jeden Reifens* auf die *Summe der Reifentemperaturen aller Vorder- und Hinterreifen* kann einfach ermittelt werden, welcher Reifen am höchsten belastet ist:

$$T_{Ti\%-i} = \frac{T_{Ti-i}}{T_{Ti-FR} + T_{Ti-FL} + T_{Ti-RR} + T_{Ti-RL}} \cdot 100 \quad (3.21)$$

mit:

- $T_{Ti\% - i}$ Prozentualer Anteil der Temperatur des Reifens i in Bezug auf die Summe aller Reifentemperaturen, %; mit $i = FR$ (front right), FL (front left), RR (rear right) oder RL (rear left)
- $T_{Ti - i}$ Temperatur des Reifens i , K oder °C; mit $i = FR$ (front right), FL (front left), RR (rear right) oder RL (rear left)
- $T_{Ti - FR}$ Temperatur des rechten Vorderreifens (FR), K oder °C
- $T_{Ti - FL}$ Temperatur des linken Vorderreifens (FL), K oder °C
- $T_{Ti - RR}$ Temperatur des rechten Hinterreifens (RR), K oder °C
- $T_{Ti - RL}$ Temperatur des linken Hinterreifens (RL), K oder °C

Dazu wäre eine Überwachung der Reifentemperaturen mittels Datenaufzeichnung zu empfehlen, um den in Abb. 3.18 dokumentierten „Boxeneffekt“ zu verhindern.

Beispiel 3.7

In Abb. 3.23 sind die prozentualen Anteile der Reifentemperaturen nach (3.21) für eine Runde auf der Nürburgring-Nordschleife dargestellt. Am höchsten belastet ist der linke Hinterreifen, gefolgt vom linken Vorderreifen. Diese Tendenz ist bei im Uhrzeigersinn befahrenen Rennstrecken üblich. Da jedoch die Belastung des linken Hinterreifens derart dominiert, sind weitere Analysen notwendig. Eine Ursache kann in zu hohem Reifenluftdruck liegen, vgl. Abb. 3.25.

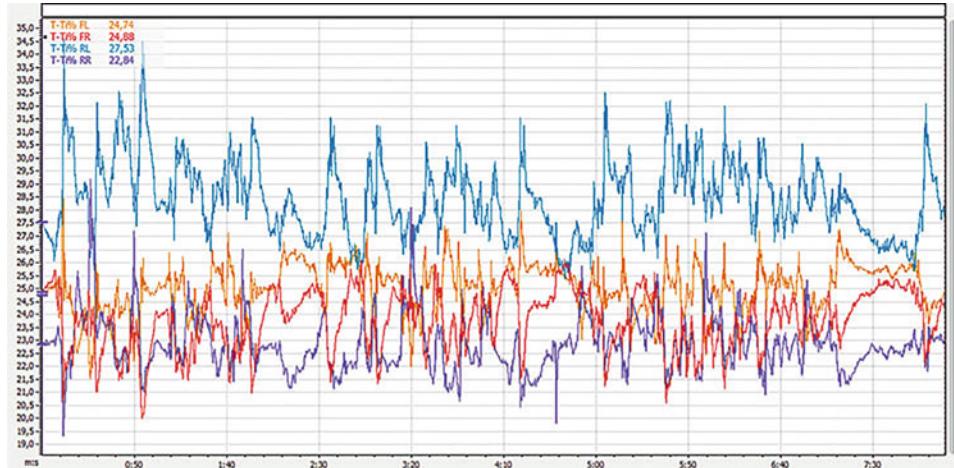


Abb. 3.23 Prozentuale Anteile der Reifentemperaturen während einer Runde auf der Nürburgring-Nordschleife

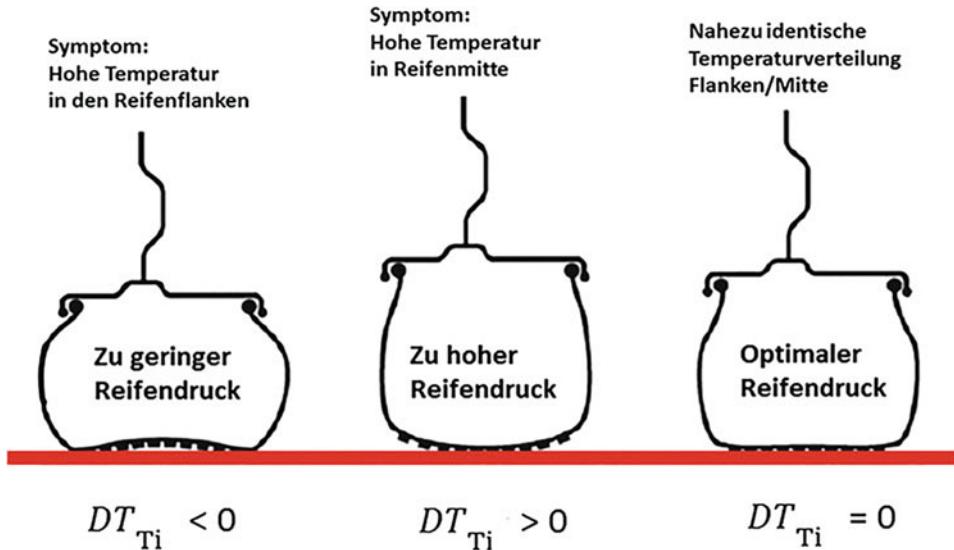


Abb. 3.24 Hinweise zur Beurteilung der Reifentemperatur

In Abb. 3.24 ist nach 2 die Reifenaufstandsfläche bei optimalem, zu hohem und zu niedrigem Reifendruck gegenübergestellt. Bei zu niedrigem Reifendruck sind die Temperaturen an den Reifenflanken höher als in der Aufstandsfläche, bei zu hohem Reifendruck ergeben sich umgekehrte Temperaturverhältnisse (höhere Temperaturen im Latsch).

Zur Bewertung des Reifendrucks, sinnvollerweise über die Option Datenaufzeichnung, wäre ein standardisierter Vergleich der Temperaturen an allen Vorder- und Hinterreifen wie folgt sinnvoll:

$$DT_{Ti} = T_{Ti,Mitte} - \frac{T_{Ti,Flanke\ außen} + T_{Ti,Flanke\ innen}}{2} \quad (3.22)$$

mit:

DT_{Ti}	Differenz der Reifentemperatur in Reifenmitte und der gemittelten Reifentemperaturen der inneren und äußeren Reifenflanke, K oder °C
$T_{Ti,Mitte}$	Reifentemperatur in Reifenmitte, K oder °C
$T_{Ti,Flanke\ außen}$	Reifentemperatur an der äußeren Flanke, K oder °C
$T_{Ti,Flanke\ innen}$	Reifentemperatur an der inneren Flanke, K oder °C

Wird der Faktor DT_{Ti} negativ, ist der Reifendruck zu niedrig, bei positivem Wert ist der Reifendruck zu hoch. Ein optimaler Reifendruck ist bei $DT_{Ti} = 0$ gegeben.

Beispiel 3.8

Nachfolgend sollen beispielhaft die am linken Vorderreifen bei der Durchfahrt einer 180° -Rechtskurve gemessenen Reifentemperaturen im Detail analysiert und interpretiert werden. Die Phasen in Abb. 3.25 entsprechen denen der in Kap. 2, Abb. 2.2 genannten Phasen und sollen hier durch Momentaufnahmen in diesen Phasen repräsentiert werden.

Die Momentaufnahmen (gekennzeichnet durch vertikale Linien) beziehen sich für Phase 2 auf die Einrollbewegung, Phase 3 auf das abgeschlossene, konstante Rollen und Phase 4 auf das Zurückrollen.

In **Phase 2** ist die Drosselklappenstellung gleich Null, d. h. der Fahrer betätigt das Gaspedal nicht mehr und hat den Bremsvorgang nahezu abgeschlossen. Das Rollen um die Längsachse (x -Achse) hat begonnen. Es tritt eine Zentripetalbeschleunigung a_y zum Kurvenmittelpunkt (Aktion!) auf, die aufgrund der Ausrichtung des fahrzeugbezogenen Koordinatensystems (Rechtssystem) hier einen negativen Wert annimmt. Die resultierende Massenkraft (Fliehkraft) ist der Zentripetalbeschleunigung entgegen gerichtet. Die Analyse der Reifentemperaturen ergibt ein $DT_{Ti} > 0$, was auf einen zu hohen Reifendruck hinweist. In dieser Phase ist ein Untersteuern zu erwarten.

In **Phase 3** werden hier das Bremspedal nicht und das Gaspedal nur wenig betätigt. Der Wagenkasten hat den maximalen Wankwinkel erreicht. Die Analyse der Reifentemperaturen ergibt auch in diesem Bereich nach wie vor ein $DT_{Ti} > 0$, was weiterhin auf zu hohen Luftdruck schließen lässt.

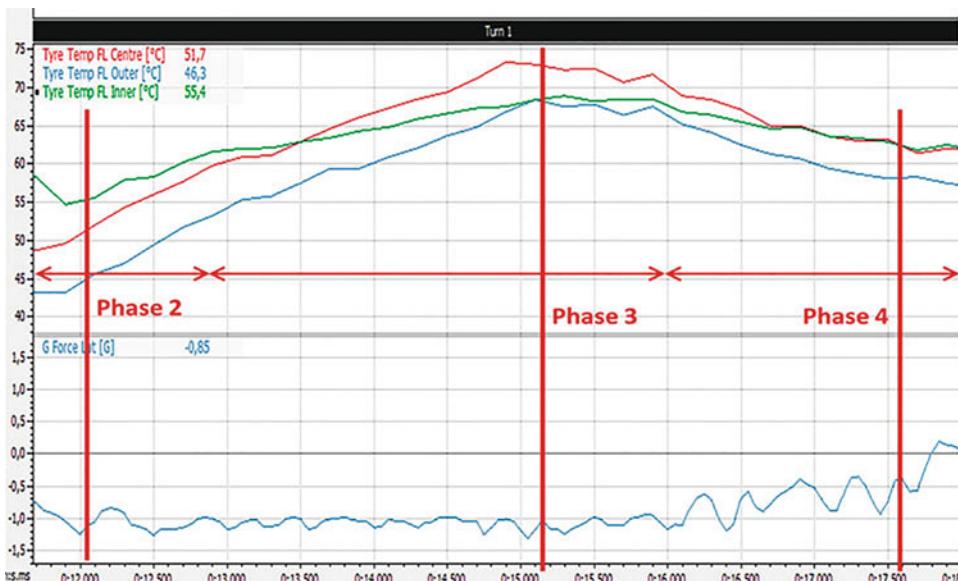


Abb. 3.25 Verlauf der Reifentemperaturen am linken Vorderreifen beim Durchfahren einer 180° -Rechtskurve

In **Phase 4** wird das Gaspedal wieder voll betätigt (maximale Drosselstellung). Der Wagenkasten rollt aufgrund der reduzierten Zentripetalbeschleunigung wieder zurück. Weiterhin ergibt sich ein $DT_{Ti} > 0$, was einen zu hohen Luftdruck im linken Vorderreifen nunmehr endgültig verifiziert. Ein zu optimierender Parameter ist gefunden.

Beispiel 3.9

In Abb. 3.26 werden die Differenzen zwischen den Reifentemperaturen in Reifenmitte und den gemittelten Reifentemperaturen der inneren und äußeren Reifenflanken jeweils für den linken Hinter- und Vorderreifen während einer Runde auf der Nürburgring-Nordschleife gemäß (3.22) analysiert. Es zeigen sich durchweg positive Differenztemperaturen, was auf zu hohe Reifendrücke hinweist.

Außerdem kann die Analyse der Reifentemperaturen wichtige Hinweise zur Optimierung der Fahrwerkseinstellungen und der Fahrwerksgeometrie liefern (siehe Kap. 1 und 5). Dazu ist der Faktor DT_{Ti} alleine nicht ausreichend, sondern es müssen zusätzlich die Temperaturdifferenzen zwischen der äußeren Reifenflanke und Reifenmitte $DT_{Ti,\text{außen-Mitte}}$ und zwischen der inneren Reifenflanke und Reifenmitte $DT_{Ti,\text{innen-Mitte}}$ betrachtet und für jede Kurve gesondert analysiert werden, vgl. Tab. 3.2 und 3.3.

$$DT_{Ti,\text{außen-Mitte}} = T_{Ti,\text{Flanke außen}} - T_{Ti,\text{Mitte}} \quad (3.23)$$

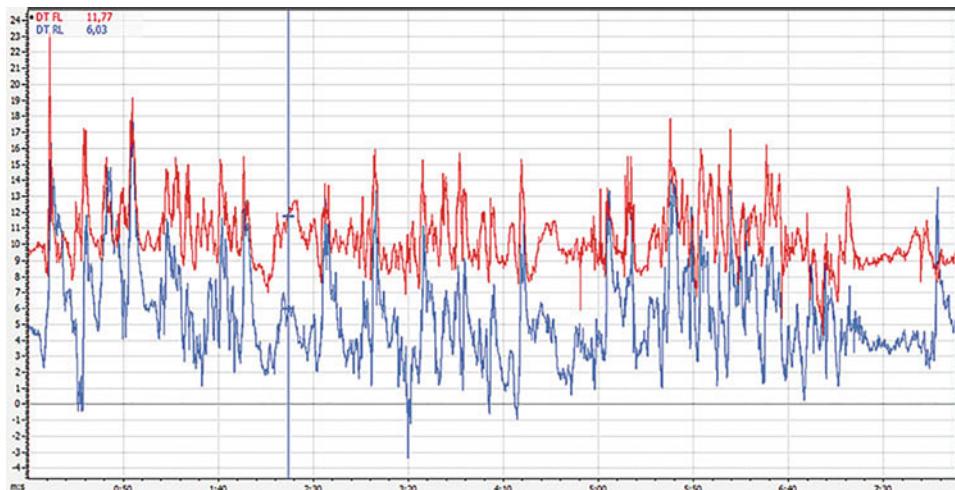


Abb. 3.26 Differenz der Reifentemperaturen in Reifenmitte und der gemittelten Reifentemperaturen der inneren und äußeren Reifenflanke für den linken Hinter- und Vorderreifen während einer Runde auf der Nürburgring-Nordschleife

Tab. 3.2 Bewertung der Temperaturdifferenzen am linken Vorderrad

Kurvenart	$DT_{Ti,\text{außen-Mitte}} + DT_{Ti,\text{innen-Mitte}}$	Bewertung
Rechtskurve	≈ 0	Sturz optimal
Rechtskurve	> 0	zu wenig Sturz
Rechtskurve	< 0	zu viel Sturz
Linkskurve	≈ 0	Sturz optimal
Linkskurve	> 0	zu viel Sturz
Linkskurve	< 0	zu wenig Sturz

Tab. 3.3 Bewertung der Temperaturdifferenzen am rechten Vorderrad

Kurvenart	$DT_{Ti,\text{außen-Mitte}} + DT_{Ti,\text{innen-Mitte}}$	Bewertung
Rechtskurve	≈ 0	Sturz optimal
Rechtskurve	> 0	zu viel Sturz
Rechtskurve	< 0	zu wenig Sturz
Linkskurve	≈ 0	Sturz optimal
Linkskurve	> 0	zu viel Sturz
Linkskurve	< 0	zu wenig Sturz

$$DT_{Ti,\text{innen-Mitte}} = T_{Ti,\text{Flanke innen}} - T_{Ti,\text{Mitte}} \quad (3.24)$$

mit:

- $DT_{Ti,\text{außen-Mitte}}$ Differenz der Reifentemperatur in der äußeren Reifenflanke und der Reifenmitte, K oder °C
 $DT_{Ti,\text{innen-Mitte}}$ Differenz der Reifentemperatur in der inneren Reifenflanke und der Reifenmitte, K oder °C
 $T_{Ti,\text{Mitte}}$ Reifentemperatur in Reifenmitte, K oder °C
 $T_{Ti,\text{Flanke außen}}$ Reifentemperatur an der äußeren Flanke, K oder °C
 $T_{Ti,\text{Flanke innen}}$ Reifentemperatur an der inneren Flanke, K oder °C

Beispiel 3.10

Nachfolgend soll am Beispiel der 180°-Rechtskurve in Abb. 3.23 anhand der am linken Vorderreifen gemessenen Temperaturen die Einstellung des Fahrwerks für den Mittelteil der Kurve (Phase 3, maximales Rollen um die Längsachse (x -Achse)) untersucht werden. Die Werte für $DT_{Ti,\text{außen-Mitte}} = -5$ K und $DT_{Ti,\text{innen-Mitte}} = -4$ K sind nahezu identisch. Das lässt auf einen optimalen Wert für den Sturz am linken Vorderrad schließen. Die negativen Werte belegen erneut, dass die Temperatur in Reifenmitte und damit der Reifenluftdruck zu hoch sind.

Durch die Analyse der Temperaturen an allen Rädern kann somit die gewählte aktuelle Fahrwerkseinstellung detailliert bewertet werden.

Beispiel 3.11

In Abb. 3.27 ist die Summe der Temperaturdifferenzen $DT_{Ti,\text{außen-Mitte}} + DT_{Ti,\text{innen-Mitte}}$ gemäß (3.23) und (3.24) für den linken Vorderreifen in einer Rechtskurve auf der Nürburgring-Nordschleife dargestellt. Die Kurve wird mit rund 1,9 g durchfahren, wobei sich eine Temperaturdifferenz $DT_{Ti,\text{außen-Mitte}} + DT_{Ti,\text{innen-Mitte}}$ von $-23,9$ K einstellt. Dies deutet auf zu viel Sturz hin, vgl. auch Tab. 3.2.

Ein zusätzlicher Einfluss auf den Reifendruck wird durch den Feuchtigkeitsgehalt in der Luft im Reifen bestimmt. Bei der Kompression von Luft wird nämlich Feuchtigkeit freigesetzt, da Luft bei derselben Temperatur, aber höherem Druck, weniger Wasser aufnehmen kann (deshalb wird bei Nutzfahrzeug-Bremssystemen die komprimierte Luft stets in Lufttrocknern nachbehandelt). Abb. 3.28 und 3.29 verdeutlichen diesen Einfluss.

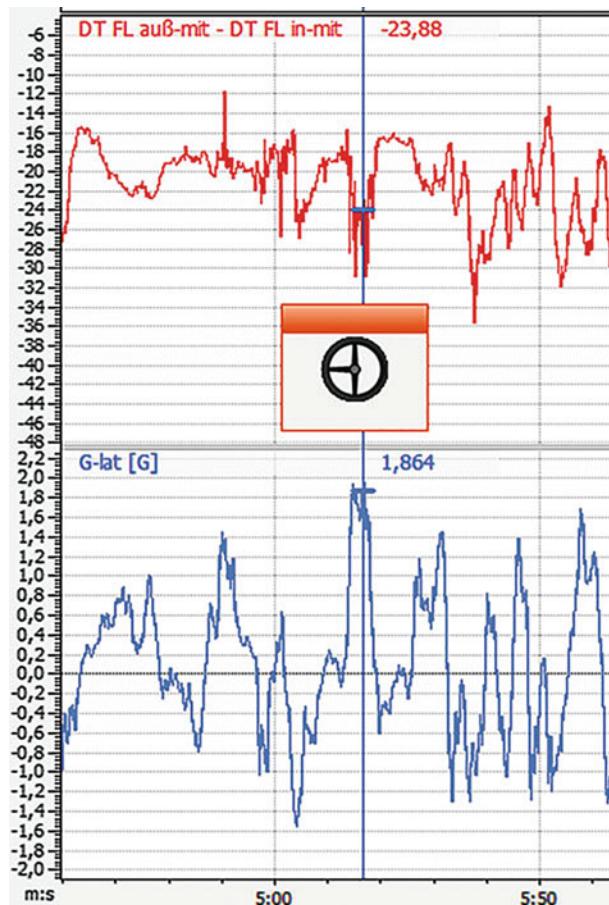


Abb. 3.27 $DT_{Ti,\text{außen-Mitte}} + DT_{Ti,\text{innen-Mitte}}$ des linken Vorderreifens gemäß (3.23) und (3.24) in einer Rechtskurve auf der Nürburgring-Nordschleife

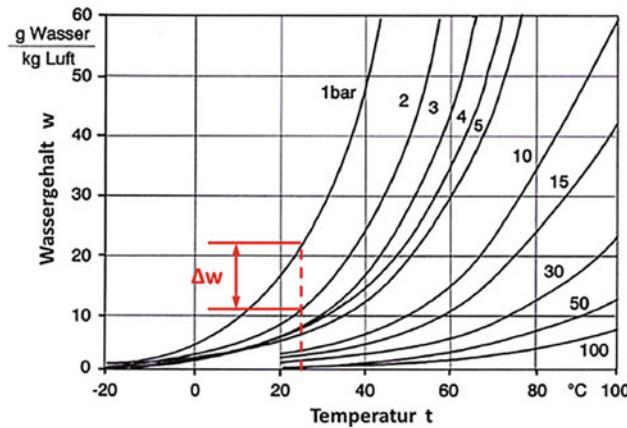


Abb. 3.28 Gelöster Wasserdampf in der Luft im Sättigungszustand. Bei Zunahme des Drucks z. B. von 1 auf 2 bar bei derselben Temperatur 25 °C kann die Luft nur noch etwas mehr als die Hälfte der ursprünglichen Feuchtigkeit aufnehmen. Es fällt folglich Kondensat im Reifen an

Abb. 3.29 Gelöster Wasserdampf in der Luft im Sättigungszustand bei 1 bar

Taupunkt [°C]	Max. Feuchte [g/m³]
5	6,79
10	9,36
15	12,74
20	17,15
25	22,83
30	30,08
35	39,29
40	50,67
45	64,85
50	82,26
55	103,45
60	129,02
70	196,21
80	290,02
90	417,94

Diese Feuchtigkeit in der Reifenluft bewirkt bei ihrer Erhitzung und Verdampfung im Rennbetrieb auf eine höhere Temperatur T im Reifen gemäß der allgemeinen Gasgleichung der Thermodynamik eine Massezunahme m des Gases im Reifen, die durch die begrenzte Ausdehnung des Reifens bei limitiertem Reifenvolumen V den größten Teil des Druckanstiegs im Reifen verantwortet:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (3.25)$$

mit:

p Druck im Reifen, N/m²

V Reifenvolumen, m³

m Luftmasse im Reifen, kg

T Temperatur im Reifen, K

R Allgemeine Gaskonstante der Luft, 287 J/(kg · K) = 287 Nm/(kg · K)

► **Tipp 3.5**

Feuchtigkeit kann auch über den Kompressor in die Reifen gelangen. Es wird folglich empfohlen, zunächst die Feuchtigkeit aus dem Kompressor abzulassen. Idealerweise wird der Reifen mit Stickstoff oder aus Sauerstoffflaschen für das Tiefseetauchen (Scuba Diving) befüllt, da letztere sehr trockenes Gas beinhalten.

Auch bei Befüllung mit Stickstoff weist ein Reifen bei 2 bar Luftdruck immer noch ein Drittel Luft auf, so dass ein zweites Reifenventil, zum Ablassen beim weiteren Auffüllen mit Stickstoff, vorgesehen werden kann.

Feuchtigkeit im Reifen kann jedoch nie vollständig vermieden werden – auch nicht bei 100 % Stickstofffüllung, da aus einem sich aufheizenden Reifengummi Feuchtigkeit entweicht, die vorher dort durch Produktionsprozesse gebunden war.

Ebenso wird die Reifentemperatur durch die Reibpaarung Reifen/Straße bestimmt, einerseits induziert durch die Fahrwerksgeometrie (siehe Kap. 5), andererseits auch durch den individuellen Fahrstil. Bei zu niedrigem Reifendruck gewinnt die Reibung im Reifen zwischen den konstruktiven Elementen des Reifens an Bedeutung.

► **Tipp 3.6**

Richtiges Aufwärmen der Reifen kann auf zwei Arten erfolgen:

1. Aufwärmen der Reifen *im Ganzen*:

- lange Bewegungen in regelmäßigen Intervallen
- regelmäßige Bremsungen, ohne Blockieren
- Beschleunigungen, ohne Durchdrehen der Reifen

2. Aufwärmen lediglich der *Lauffläche*:

- Kurze, schnelle Lenkbewegungen

3.6 Diagonal- versus Radialreifen *Diagonal versus Radial Tires*

Für Rennwagen werden sowohl Diagonal- als auch Radialreifen angeboten, so dass die Entscheidung – wenn kein Reifentyp per Reglement explizit vorgeschrieben ist – mitunter nicht leicht fällt. Mit der Einführung von Luftreifen im Jahr 1898 durch Dunlop wurden

Tab. 3.4 Charakteristika von Diagonal- und Radialreifen im Vergleich

Diagonalreifen (<i>Bias, Bias-Ply, Cross-Ply</i>)	Radialreifen
<i>Bessere Wärmeentwicklung</i>	<i>Geringere Wärmeentwicklung</i>
Funktioniert am besten bei <i>größeren Schräglaufwinkeln</i>	Funktioniert am besten bei <i>kleineren Schräglaufwinkeln</i>
Erfordert <i>weniger</i> negativen Sturz	Erfordert <i>mehr</i> negativen Sturz
<i>Weniger</i> abhängig vom Reifendruck	<i>Stärker</i> abhängig vom Reifendruck

zunächst Diagonalreifen gefertigt, die dadurch gekennzeichnet sind, dass die Kordfäden in der Karkasse schräg (diagonal) zur Längsrichtung angeordnet sind. Demgegenüber sind die Kordfäden bei Radialreifen, die erst seit 1946 entwickelt wurden, radial gewickelt, d. h. nahezu orthogonal (rund 10° Winkel) zur Längsrichtung. Die Charakteristika dieser alternativen Reifenbauarten sind jedoch sehr unterschiedlich, so dass sie folglich unterschiedliche Fahrwerkseinstellungen erfordern. Wird zum Beispiel ein Fahrwerk von Diagonalreifen auf Radialreifen umgebaut, so hat sich als Anhaltswert in der Praxis bewährt, den Sturz um 3° in Richtung negativen Sturzwinkel zu verstetzen.

Tab. 3.4 stellt die wesentlichen Charakteristika von Diagonal- und Radialreifen gegenüber.

► Tipp 3.7

Zur Entwicklung einer größeren Querkraft bei einer Starrachse (z. B. historische Fahrzeuge) kann es sich sogar lohnen, falls mehr negativer Sturz gewünscht ist – der aber nicht einstellbar ist – die Radialreifen durch Diagonalreifen zu ersetzen (sofern das Reglement dies zulässt).

3.7 Interpretation der Reifenabnutzung *Interpretation of Tire Wear*

Je nach Fahrwerkseinstellung (siehe Kap. 1) und Fahrweise können Reifen unterschiedliche Verschleißerscheinungen aufweisen, die dem Renningenieur jedoch wichtige Hinweise auf Optimierungspotenzial und Lösungsansätze in Bezug auf das Setup bieten können. Daher ist es wichtig, die Reifenabnutzung richtig zu interpretieren. Abb. 3.30 bietet einen Überblick über gängige Verschleißbilder bei profilierten Rennreifen und ihre Ursachen sowie zugehörige Lösungsansätze, Abb. 3.31 beschreibt entsprechende Phänomene bei Slickreifen.

► Tipp 3.8

,Körnung“ des Reifens (Graining):

Unter diesem Phänomen wird die signifikante Prägung des Reifens durch zu viel Schlupf verstanden, wenn also der Reifen zu wenig „Grip“ aufbaut, siehe Abb. 3.29, Nr. 3. Folgerichtige Lösungsoptionen sind:

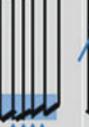
Phänomen	Verschleiß an den Schultern	Verschleiß in Reifenmitte	Gebrochene Laufflächen	Verschleiß an einer Seite	Gefiederte Kante	Kahle Stellen	Bogenförmiger Verschleiß
Ursache							
Behebung	Richtigen Reifendruck gemäß Herstellerangabe wählen (im kalten Zustand) Reifen drehen und inspizieren			Sturz nach Vorgabe einstellen	Spur nach Vorgabe einstellen	Räder korrekt wuchten	Fahrwerk auf Verschleiß inspizieren Einstellparameter rufen

Abb. 3.30 Verschleißbilder an Profilreifen, ihre Ursachen und Abhilfemaßnahmen

- Die Erhöhung der Normalkraft durch aerodynamische Maßnahmen (mehr „Downforce“ z. B. durch steilere Stellung der Flügel, siehe Kap. 8 Aerodynamik).
- Bei Fahrzeugen ohne Flügel härtere Dämpfereinstellung (siehe Kap. 4).
- Eine reduzierte Reifenprofil-Höhe.
- Weichere Reifen, einerseits im Sinne von mehr Grip und andererseits durch Reifen mit mehr Widerstand gegen Verformung.

Grip wird einerseits erzeugt durch eine bessere *Haftung des Reifens*, was bei nasser Fahrbahn jedoch nicht praktizierbar ist, aber andererseits auch durch die *Verformung des Gummiblocks (Profils)*, was auch bei nasser Fahrbahn, im Regen, funktioniert.

Pickup-Bildung:

Da Pickups sich vor allem an den heißen Kontaktstellen des Reifens bilden, gibt das Bild dem Renningenieur einen wichtigen Anhaltspunkt zur Fahrwerkseinstellung (z. B. Sturz). Idealerweise verläuft die Hauptlinie der Pickups in der Mitte der äußeren Hälfte der Reifenbreite. Befindet sich das Zentrum der Pickups in Reifenmitte, ist i. d. R. ein zu großer negativer Sturz die Ursache.

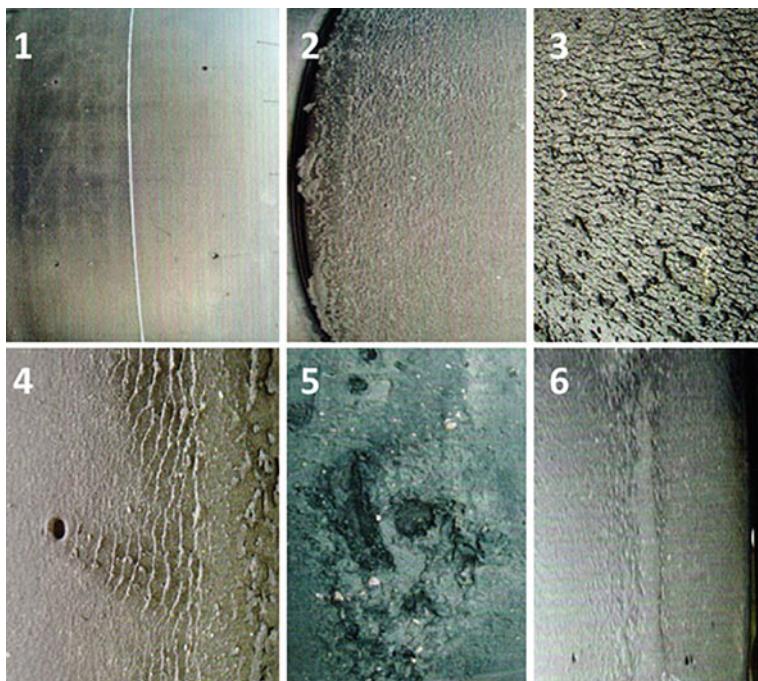


Abb. 3.31 Verschleißbilder an Slickreifen und Ihre Ursachen: 1: Fabrikneuer Slick, 2: Normale Abnutzung nach einem Rennen, 3: Starke „Körnung“ (Graining) aufgrund zu großem Schlupf, zu weichen Reifen für die Strecke oder zu aggressiver Fahrweise, 4: „Pflaumenhautbildung“ aufgrund eines zu weichen Reifens, meist die Vorstufe von Graining, 5: Blasenbildung (Blistering) aufgrund Überhitzung des Reifens, 6: Pickup-Bildung, Aufsammeln von Gummiteilchen nach dem Rennen auf der Fahrt zur Box. Pickups entstehen an den heißen Teilen des Reifens

Unterstützt werden kann die Interpretation der Reifenabnutzung idealerweise durch Daten aus dem in Abschn. 3.5 beschriebenen standardisierten Vergleich der Reifentemperaturen im Latsch und an den Flanken.

► **Tipp 3.9**

Rennreifen altern signifikant schneller als Serienreifen, und das auch ohne Nutzung! Sie sollten daher im Dunkeln gelagert werden, da ultraviolettes Licht das Altern forciert. Zudem sollte zur Verhinderung einer evtl. Verhärtung (durch Ausdiffundieren der Weichmacher im Reifen) ein straffes Einwickeln der Lauffläche in Klarsichtfolie erfolgen.

Die Reifenabnutzung kann auch über Praxisversuche ermittelt werden, indem die Zunahme der Rundenzeit im Verlauf der Abnutzung je Runde ermittelt wird (siehe Abb. 3.32, 3.33 und 3.34). Da die Länge einer Runde ebenfalls aus der Datenaufzeichnung bekannt ist, kann die Reifenabnutzung auch als Abnahme der Durchschnittsgeschwindigkeit pro Runde dargestellt werden, vgl. Abb. 3.33.

Abb. 3.32 Reifenabnutzung:
Zunahme der Rundenzeit
(mittlere Werte)

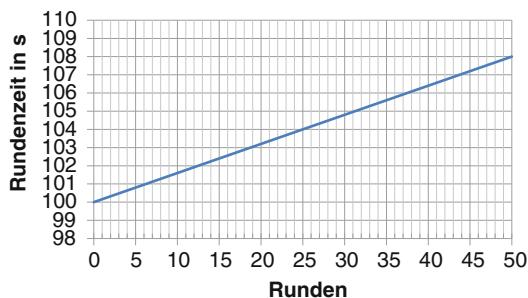


Abb. 3.33 Reifenabnutzung:
Abnahme der
Durchschnittsgeschwindigkeiten
(mittlere Werte)

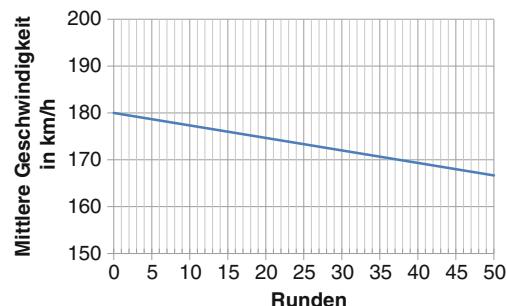
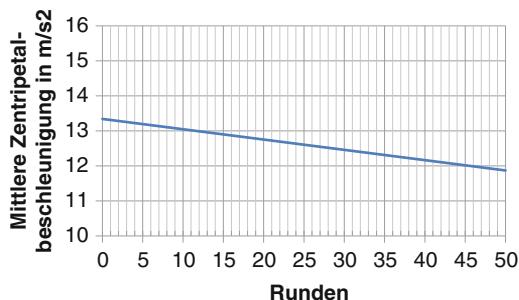


Abb. 3.34 Reifenabnutzung:
Abnahme der mittleren
Zentripetalbeschleunigung
(mittlere Werte)



Bei Einsatz eines Datenaufzeichnungssystems können auch die Mittelwerte der erreichten Querbeschleunigungen pro Runde ermittelt und im Zeitverlauf dargestellt werden.

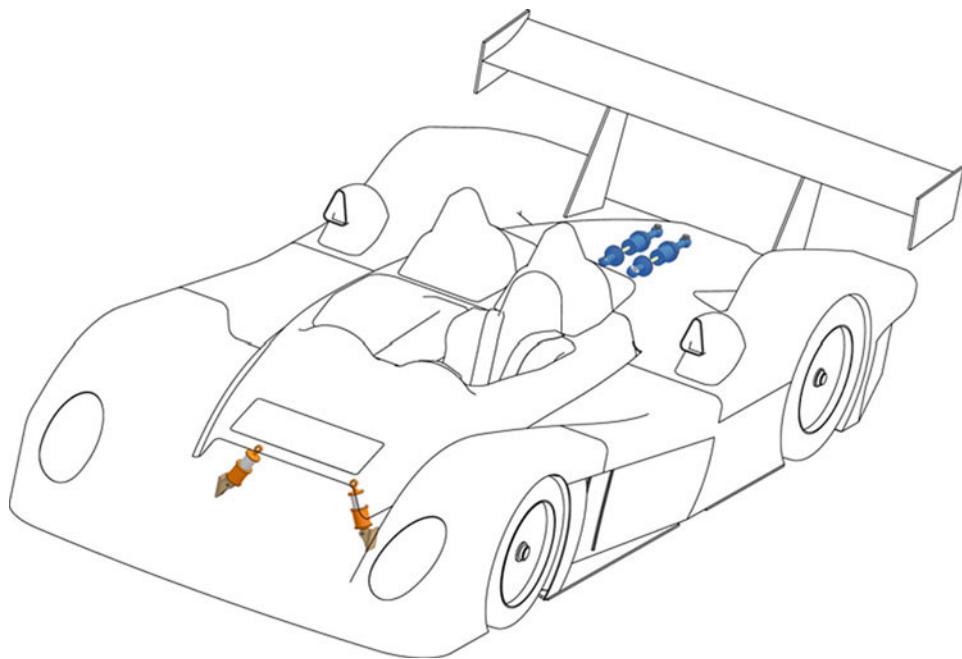
Voraussetzung für die Belastbarkeit der Ermittlung der Reifenabnutzung über Praxisversuche ist jedoch ein in Grenzen gleich bleibendes Grip-Niveau auf der Rennstrecke.

Literatur *References*

1. Cees van der Grint: Bridgestone; persönliche Mitteilungen
2. Nowlan, D.: The Dynamics of the Race Car. E-Book, Sydney (2010). <https://www.chassissim.com>
3. Rouelle, C.: Racecar Dynamics. Seminar. OptimumG, Centennial (CO) USA (2017)
4. Segers, J.: Racecar Data Acquisition and Analysis Seminar. Köln (2015)

Schwingungsdämpfer Dampers/Shock Absorbers

4



4.1 Das Fahrzeug als schwingendes System The Vehicle as an oscillating System

Ein Rennfahrzeug stellt ein komplexes schwingungsfähiges System dar, das u. a. durch Unebenheiten in der Fahrbahnoberfläche und durch Überfahren der Curbs sowie Fahrzeugberührungen zu Schwingungen angeregt wird, siehe Abb. 4.1. Die vertikalen Schwingungen entlang der Hochachse (z -Achse) beeinflussen dabei durch Radlastveränderungen nicht nur die Vertikaldynamik des Fahrzeugs, sondern auch signifikant die Querdynamik.¹

Der Schwingungsverlauf des Gesamtfahrzeugs wird in seiner Charakteristik bestimmt durch:

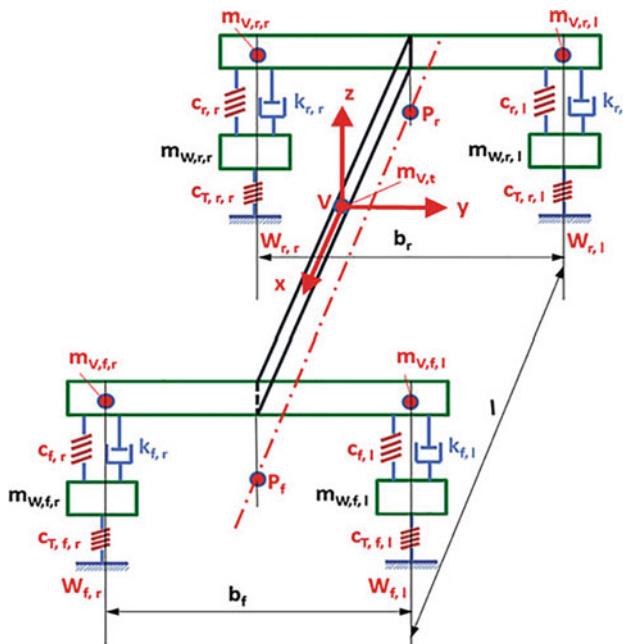


Abb. 4.1 Vereinfachte Darstellung des Rennwagens als Schwingungssystem mit: V : Fahrzeugschwerpunkt, $W_{i,j}$: Radaufstandspunkte (Indizes: $i = f,r$ (vorne, hinten); $j = r,l$ (rechts, links), P_i : Rollzentrum (Index: $i = f,r$ (vorne, hinten)), $m_{V,i}$: Fahrzeugmasse (inkl. Fahrer) [kg], $m_{V,i,j}$: gefederte Fahrzeugmasse (Aufbaumasse) je Rad (Indizes: $i = f,r$ (vorne, hinten); $j = r,l$ (rechts, links)) [kg], $m_{W,i,j}$: ungefederte Fahrzeugmasse je Rad (Indizes: $i = f,r$ (vorne, hinten)); $j = r,l$ (rechts, links) [kg], $c_{i,j}$: Federrate der Fahrzeugfeder je Rad (Indizes: $i = f,r$ (vorne, hinten)); $j = r,l$ (rechts, links) [N/m], $c_{T,i,j}$: Vertikale Federsteifigkeit des Reifens (Indizes: $i = f,r$ (vorne, hinten)); $j = r,l$ (rechts, links) [N/m], $k_{i,j}$: Dämpferrate je Rad (Indizes: $i = f,r$ (vorne, hinten)); $j = r,l$ (rechts, links) [kg/s] bzw. [N · s/m]

¹Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4, Kap. 3.

- die Fahrzeugfederung, charakterisiert durch die Federraten c der Federn an der Vorder- und Hinterachse sowie durch die Eigenfrequenz f_e des schwingenden Systems (siehe auch Kap. 6)
- die Dämpfungsrate k der Dämpfer an der Vorder- und Hinterachse
- die Federraten c_s der Stabilisatoren an der Vorder- und Hinterachse (siehe Kap. 3; in Abb. 4.1 nicht dargestellt).

Die Eigenfrequenz f_e eines schwingenden Systems berechnet sich aus:

$$f_e = \frac{1}{2\pi} \cdot \omega_e \quad (4.1)$$

mit der Eigenkreisfrequenz:

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (4.2)$$

mit:

- | | |
|------------|---|
| f_e | Eigenfrequenz, 1/s bzw. Hz |
| ω_e | Eigenkreisfrequenz, 1/s |
| c | Federrate des schwingenden Systems, N/m |
| m | Masse des schwingenden Systems, kg |

Die Eigenkreisfrequenz ω_e eines schwingenden Fahrzeugsystems ist ein wichtiger Parameter, um die Steifigkeit des Fahrwerks direkt zu beurteilen. Diese hat auch unmittelbaren Einfluss auf die Betriebstemperatur im Reifen und damit die übertragbaren Querkräfte. Denn je höher die Federrate c und damit die Steifigkeit des schwingenden Systems, desto höher die Eigenkreisfrequenz. Eine höhere Federrate c bewirkt eine höhere Beaufschlagung des Reifens und damit mehr mechanischen Grip. Um den Grip zu verbessern, müssen letztlich auch die Eigenkreisfrequenzen an den vorderen und hinteren Radaufhängungen aneinander angeglichen werden.

Die Erregung eines frei schwingenden Systems darf nie im Bereich der Eigenkreisfrequenz erfolgen, da sonst Resonanz auftritt und die Amplituden der Schwingung rechnerisch unendlich werden. Dies zeigt auch, wie unverzichtbar eine Dämpfung ist.

Zur Beherrschung des Schwingungsverhaltens eines Rennfahrzeugs sind also auf die fahrzeugspezifischen Parameter (gefedeerte und ungefederte Massen, Federraten, Spurweiten und Radstand etc.) abgestimmte Schwingungsdämpfer (umgangssprachlich: Stoßdämpfer) zwingend erforderlich, damit eine von außen erregte Schwingung möglichst schnell abklingt. Die Dämpfung der vertikalen, in den Aufbau eingeleiteten Schwingungen, d. h. die der gefederten Massen, begrenzt dabei die vertikalen Schwingungsamplituden und sorgt für deren rasches Abklingen. Dabei wird die Schwingungsenergie durch

Reibung in Wärme umgewandelt. Heute werden vorwiegend Hydraulikdämpfer (viskose Dämpfung mit Öl) verwendet, deren Dämpfungscharakteristik über verschiedene Kolbengruppen und Drosselorgane (sowohl Ventile, fluidtechnisch „Blenden“, und Drosseln) eingestellt werden kann. Die aufgrund der Fluidreibung entstehende Wärme muss wirksam abgeführt werden. Hydraulikdämpfer haben eine zur Geschwindigkeit der Aufbauschwingung \dot{z} proportionale Dämpfungscharakteristik:

$$F_D = k \cdot \dot{z}^n \quad (4.3)$$

mit:

- F_D Dämpferkraft, N
- k Dämpferrate, kg/s bzw. N · s/m
- \dot{z} Geschwindigkeit der Schwingung in Richtung der Dämpferachse (bei aufrecht stehendem Dämpfer: z -Achse), m/s oder mm/s
- n Exponent für Dämpferkennung, –

Die Dämpferkennungen der Druckstufe (Einfederung) und Zugstufe (Ausfederung) unterscheiden sich. Eine progressive Dämpferkennung (*Exponent n > 1*) ermöglicht eine bessere Bodenhaftung bei höheren Schwingungsgeschwindigkeiten, erhöht jedoch die Wank- und Nickneigung. Demgegenüber realisiert eine degressive Dämpferkennung ($n < 1$) eine hohe Dämpfungsrate bei niedrigen Schwingungsgeschwindigkeiten, führt jedoch zu schlechterer Bodenhaftung bei höheren Geschwindigkeiten.

► **Tipp 4.1**

Damit Lieferanten von Dämpfern einem Team belastbare Empfehlungen für die Dämpferwahl aussprechen können, sind folgende Daten bereitzustellen:

- gefederte Massen²
- ungefederte Massen
- Federraten der eingesetzten Federn
- maximaler Federweg
- minimale und maximale Einbaulängen.

Der Lieferant sollte daraufhin Dämpfer mit korrekten Einstellungen für die Dämpfung hoher Geschwindigkeiten bereitstellen. Die Einstellungen für die Dämpfung niedriger Dämpfergeschwindigkeiten ergeben sich bei Testfahrten.

²Zur Ermittlung dieser Massen siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5, Kap. 6.

Beispiel 4.1

Ein aus dem Kartsport aufsteigender Nachwuchsrennfahrer (Karts besitzen keine Federung/Dämpfung!) erlebt seine ersten Rennerfahrungen im Formelrennwagen. Aufgrund des aus dem Kartsport gewohnten Fahrzeugverhaltens wählt er ein Setup mit extrem harter Federung. Im Rennen fährt er in schnellen Kurven untersteuernd und mit stark vibrierendem, trampelndem Vorderwagen. Die Datenaufzeichnung zeigt an der Vorderachse kaum Federweg. Hydraulikdämpfer können jedoch nur dann wirken, wenn **Geschwindigkeiten am Dämpfer** auftreten. Eine zu harte Federung, die kaum Federwege ermöglicht, verhindert damit auch Dämpfergeschwindigkeiten – und letztendlich eine erfolgreiche Dämpfung. Als Lösung wurde auf eine weichere Einstellung des Stabilisators und weichere Federn gesetzt, die die Symptomatik vollends behoben.

4.2 Dämpferbauarten Damper Types

Die Dämpferrate k und der Dämpfungsexponent n sind abhängig von der Konstruktion des Dämpfers und des verwendeten Dämpferöls. In der Summe ermöglichen diese Parameter eine optimierte Abstimmung des Schwingungssystems auf die Anforderungen je nach Rennstrecke.

Im Rennsport werden hydraulische Teleskopdämpfer, ausgeführt als Ein- oder Zweirohrdämpfer mit unter Gasdruck stehendem Ausgleichsvolumen, als Schwingungsdämpfer verwendet. Diese Ausführung als Gasdruckdämpfer ermöglichen ein besseres Ansprechverhalten sowie eine exaktere Dämpfung.

Beim konventionellen Einrohr-Teleskopdämpfer (siehe Abb. 4.2a) wird ein mit Gasdruck beaufschlagtes Dämpfungsfluid (Hydrauliköl bestimmter Viskosität) durch einen Kolben mit jeweils Ventilen und/oder Drosseln für Ein- und Ausfederbewegung (d. h. für Druck- und Zugstufe) verdrängt. Dabei wird die Kolbenbewegung durch die Strömungswiderstände an den Ventilen und Drosseln abgebremst. Die Dämpfungskraft wirkt also der Federbewegung entgegen. Das unter einem Druck von 5 bis 25 bar stehende Gasvolumen (in Ausnahmefällen: sogar bis 50 bar) verhindert ein Aufschäumen des schnell strömenden Öls und ermöglicht außerdem einen Ausgleich der Volumenänderung bei ein- und ausfahrender Kolbenstange. Der hohe Systemdruck gewährleistet ein schnelles Ansprechen des Dämpfers. Gasvolumen und Öl werden je nach Bauform durch eine Prallscheibe (offen) oder einen Trennkolben voneinander getrennt. Einrohr-Teleskopdämpfer mit Trennkolben sind in jeder Lage konstruktiv einsetzbar, aber teurer als Zweirohr-Teleskopdämpfer und durch die kritische Kolbenstangendichtung in der Lebensdauer limitiert. Ein weiterer Nachteil ist die relativ lange Bauart. Deshalb wird bei Einrohr-Dämpfern eine Flexibilisierung dadurch erreicht, dass der feste Expansions- bzw. Ausgleichsraum durch ein externes Expansionsgefäß gebildet wird, vgl. Abb. 4.2b. Auch die Kühlung dieses Konzepts ist besser als bei konventionellen Einrohr-Teleskopdämpfern.

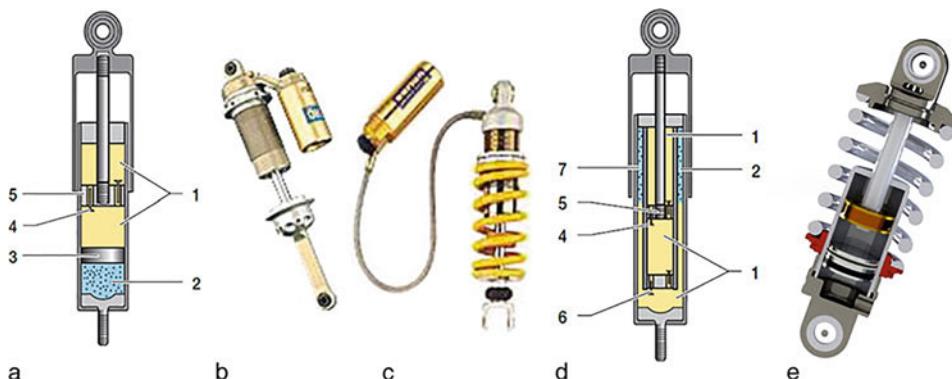


Abb. 4.2 Bauarten von Hydraulikdämpfern: (a) bis (c) Einrohrausführung, (d) Zweirohrausführung, (e) Ausführungsbeispiel für einen Einrohr-Hydraulikdämpfer für den Rennsporteneinsatz. (Quelle: Intrax). 1 Öl, 2 Gas, 3 Trennkolben, 4 Kolbenventil, 5 Arbeitskolben, 6 Bodenventil, 7 Ausgleichsraum

Eine weitere Flexibilisierung des Packagings und Verbesserung der Kühlung wird durch die räumliche Entkoppelung von Dämpfer und Expansionsvolumen über eine Schlauchverbindung erreicht, vgl. Abb. 4.2c. Dies ist jedoch mit dem Nachteil einer höheren hydraulischen Kapazität des Schlauchs verbunden, die – auch bei der Verwendung von Panzerschläuchen – eine unkontrollierte Dämpfungseigenschaft mit sich bringt. Deshalb ist diese Anwendung eher für Rallye-Fahrzeuge mit einem großen Federweg geeignet, da der negative Effekt in Anbetracht der großen Federwege gering ist. Für Formelfahrzeuge ist diese Ausführung jedoch völlig ungeeignet.

Beim Zweirohr-Dämpfer (siehe Abb. 4.2d) wird infolge der Federbewegungen das Dämpfungsöl über ein Bodenventil zwischen Arbeitsraum (Arbeitszylinder) und Vorratsraum (Behälterrohr) ausgeglichen. Dabei erfolgt der Ausgleich der Volumenänderungen im Arbeitsraum über Kolbenventile, im Vorratsraum über Bodenventile. Auch Zweirohr-Teleskopdämpfer werden mit Gasdruck (jedoch i. d. R. lediglich bis rund 15 bar) ausgeführt. Da das Gasvolumen aufgrund der Zweirohr-Bauweise, ähnlich wie bei Einrohrdämpfern mit externem Expansionsraum, nicht im Arbeitsraum untergebracht werden muss, ist auch hier die Baulänge kürzer und damit die Flexibilität größer als bei der Einrohr-Bauweise mit Gasdruck. Die Flexibilität und bessere Kühlung von Einrohrdämpfern mit am Schlauch angebundenem Expansionsraum wird freilich nicht erreicht. Zweirohrdämpfer weisen i. d. R. eine exakter einstellbare Dämpferfunktion und eine höhere Lebensdauer auf. Die exaktere Einstellung resultiert aus höheren Freiheitsgraden durch zusätzliche Bodenventile und die Drossel beim Übergang in das Außenrohr. Von Nachteil ist hier jedoch die Limitierung der Anwendung auf vertikale oder nur leicht schräge Einbaulage.

Zur Vermeidung des „Durchschlagens“ sind Dämpfer mit Anschlagpuffer versehen. Zu ergänzen ist, dass auch durch die Kompression des Gasreservoirs sich eine geringe Federwirkung einstellt.

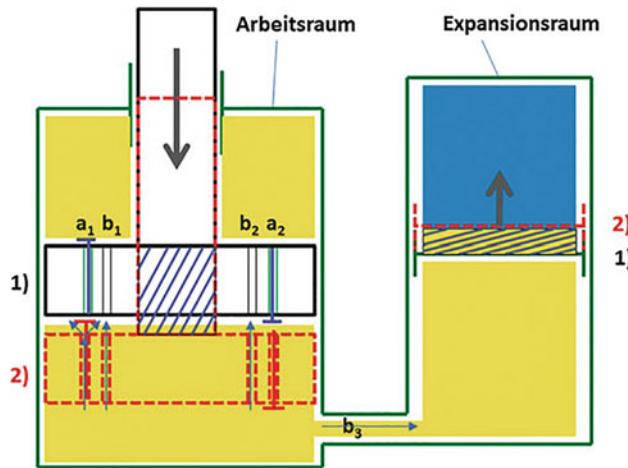


Abb. 4.3 Vorgänge in einem Einrohr-Hydraulikdämpfer mit externem Expansionsvolumen (Zustand 1: nicht aktiv; Zustand 2: aktiv)

Nachfolgend sind beispielhaft die Vorgänge im Einrohr-Hydraulikdämpfer mit externem, festem Expansionsraum gemäß Abb. 4.3. aufgezeigt. Es werden die Vorgänge im Arbeitsraum und Expansionsraum separat betrachtet. Im Arbeitskolben des Arbeitsraums sind zwei Blenden a_1 und a_2 (Ventile) und zwei Drosseln b_1 und b_2 angeordnet. Beim Einfedern bewegt sich der Kolben im Arbeitsraum aus der Ausgangsstellung 1 in die Stellung 2. Dabei wird die Dämpferwirkung – hier in der dargestellten Druckstufe – durch das Ventil a_1 (Blende) und die Drosseln b_1 und b_2 hervorgerufen. Das Ventil a_2 wirkt lediglich in der Zugstufe, die Drosseln b_1 und b_2 wirken jedoch in beide Bewegungsrichtungen und damit auch in der Zugstufe. Das Überströmen in den Expansionsbehälter erfolgt hier ebenfalls über eine Drossel (b_3).

Blenden und Drosseln weisen eine völlig unterschiedliche Charakteristik auf. Die Strömung nach einer Blende ist turbulent, nach einer Drossel laminar. Während bei einer Drossel der durch die Drossel fließende Volumenstrom Q proportional zur Druckdifferenz Δp aus dem Druck p_1 vor und p_2 nach der Drossel ist, verläuft der Volumenstrom Q bei einer Blende (Ventil) degressiv zur Druckdifferenz Δp , d. h. proportional zur Wurzel der Druckdifferenz Δp , vgl. auch Abb. 4.4:

$$Q_{\text{Blende}} = \alpha_D \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p} \quad (4.4)$$

$$Q_{\text{Drossel}} = \frac{\pi \cdot r^4}{8 \cdot \eta \cdot l} \cdot \Delta p \quad (4.5)$$

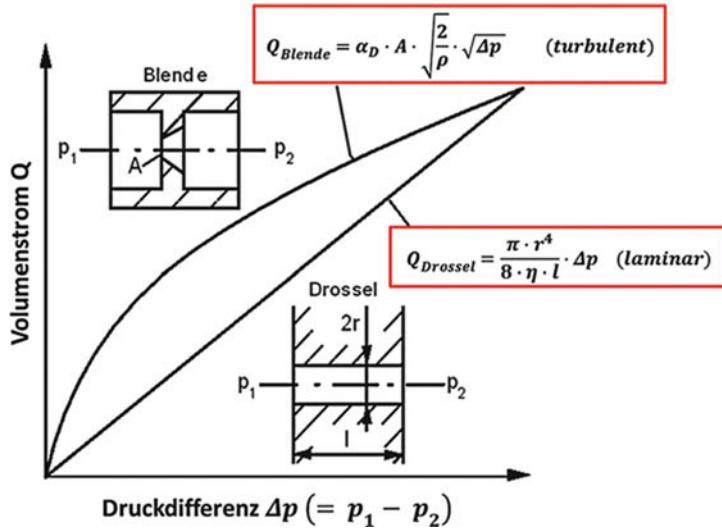


Abb. 4.4 Unterschied der hydraulischen Widerstände von Drosseln und Blenden. Die Ventile im Dämpfer sind Blenden, deren Charakteristik durch unterschiedliche Vorspannung der Federn veränderbar ist. Blenden entfalten Ihre Wirkung mit Öffnung der Ventile erst bei höheren Dämpfergeschwindigkeiten, während die Drosseln über den gesamten Dämpfergeschwindigkeitsbereich wirken. Im Zusammenspiel mit den Ventilen findet an den Drosseln bei sehr hoher Dämpfergeschwindigkeit eine zu starke Strömungseinschränkung statt, so dass dann die Wirkung der Ventile einsetzt

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad (4.6)$$

mit:

- p_1 Druck vor Ventil bzw. der Drossel (upstream), N/m²
- p_2 Druck am Ausgang des Ventils bzw. der Drossel (downstream), N/m²
- Q Volumenstrom, m³/s
- A geometrischer Strömungsquerschnitt am Ventil, m²
- α_D Durchflussbeiwert, $-$, gibt an, in wieweit die Strömung an der Blende kontrahiert wird und sich dadurch gegenüber dem geometrischen Strömungsquerschnitt eine Reduzierung ergibt
- $\alpha_D \cdot A$ tatsächlicher Strömungsquerschnitt am Ventil, m²
- r Radius der Drossel, m
- l Länge der Drossel, m
- ρ Dichte des Hydrauliköls, kg/m³
- η dynamische Viskosität des Hydrauliköls, N · s/m² = Pa · s

Im Expansionsraum erfolgt beim Einfedern, über einen Trennkolben zwischen Öl und Gas, eine Kompression des Gasvolumens. Die Kompression des Gases vollzieht sich aufgrund der sehr schnellen Vorgänge näherungsweise isentrop (adiabat), d. h. „wärmemedikt“. In praxi ergibt sich jedoch eine polytrope Zustandsänderung mit Wärmeübergang und einem Polytropenexponenten n , der etwas kleiner als der Isentropenexponent κ ist ($\kappa = 1,4$). Bei einer polytropen Zustandsänderung ist im Gegensatz zu einer isentropen Zustandsänderung ein Wärmeübergang möglich. Dennoch ist der Ansatz der isentropen Zustandsänderung brauchbar:

$$\frac{p_{2G}}{p_{1G}} = \left(\frac{V_{1G}}{V_{2G}} \right)^\kappa \quad (4.7)$$

$$\frac{T_{2G}}{T_{1G}} = \left(\frac{V_{1G}}{V_{2G}} \right)^{\kappa-1} \quad (4.8)$$

mit:

p_{1G}	Gasdruck im Expansionsvolumen vor Verdichtung, bar
p_{2G}	Gasdruck im Expansionsvolumen nach Verdichtung, bar
V_{1G}	Expansionsvolumen vor Verdichtung, m^3
V_{2G}	Expansionsvolumen nach Verdichtung, m^3
T_{1G}	Temperatur des Gases im Expansionsvolumen vor Verdichtung, K
T_{2G}	Temperatur des Gases im Expansionsvolumen nach Verdichtung, K
κ	Isentropenexponent = 1, 4, –

Somit ergibt sich durch die geeignete Kombination von Drosseln und Blenden, und mit den Stoffeigenschaften des verwendeten Öls (Dichte ρ , dynamische Viskosität η) die gewünschte Dämpfungscharakteristik.

► **Tipp 4.2**

Bei Dämpfern mit externem, über Schlauch angebundenem Expansionsraum können die Dämpfungscharakteristik, Federwirkung (des Gasvolumens) und das Temperaturverhalten ggf. durch die Verwendung von Expansionsräumen mit geändertem Gasdruck und anderer Geometrie positiv beeinflusst werden (bei unverändertem Arbeitsraum, Kolben, Drosseln und Blenden). Manche Hersteller bieten diese Änderungen z. B. bei Revision des Dämpfers an. Voraussetzung ist jedoch die quantifizierte Kenntnis des aktuellen Schwingungsverhaltens z. B. anhand des Viertelfahrzeug-Modells in Abschn. 4.4.

4.3 Dämpferkennlinien Damper Characteristics

Bei der Dämpferauslegung hydraulischer Dämpfer werden die Druckstufe k_d (Einfederung) und Zugstufe k_z (Ausfederung) unabhängig voneinander ausgelegt. Je nach Wahl des Exponenten n der Dämpferkennung werden progressive oder degressive Verläufe der Dämpferkraft über der Dämpfergeschwindigkeit \dot{z} ermöglicht.

► **Tipp 4.3**

In der Praxis wird der Exponent n geändert, wenn die Dämpfereinstellung geändert wird. Es hängt von der jeweiligen Dämpferausführung ab, wie diese Einstellung letztendlich erfolgt (über Knopf, Rädchen, Schraube etc.).

Bei jeder Änderung sollte man sich jedoch stets bewusst sein, was abgestimmt wird, und mit welcher Mannigfaltigkeit an Mitteln. Grundsätzlich gibt es **vier Einstelloptionen pro Dämpfer**: hohe oder niedrige Geschwindigkeit der Dämpferkolben sowie Ein- oder Auswärtsbewegung der Dämpferkolben. Das sind vier Optionen pro Rad und folglich **16 Optionen für das gesamte Fahrzeug**. Jede dieser Optionen besitzt darüber hinaus i. d. R. fünf bis sechzehn Einstellwerte. Es gibt jedoch auch Dämpfer, bei denen zwei der vier Optionen mit einem Einstellsystem gleichzeitig verändert werden. Angesicht der Vielzahl der Optionen und Einstellwerte – **bis zu 160 Einstellwerte für das Gesamtfahrzeug und daraus resultierend mehrere Millionen (!) an Einstellkombinationen** – sind fehlerhafte Abstimmungen zumindest zu Beginn nahezu unvermeidbar. Daher wird empfohlen, die Dokumentation genau zu sichten und darüber hinaus die Dämpfer-Lieferanten für Details zu konsultieren.

Im Motorsport ist es üblich, über den Verlauf der Dämpfergeschwindigkeit durchaus keine konstanten Dämpferkennungen für die Druck- und Zugstufe vorzusehen. Abb. 4.5 zeigt ein typisches Schaubild für die Dämpfercharakteristik am Beispiel eines Formel-3-Rennwagens. Dort sind die Grenzkurven für eine harte (blaue Kurven) und weiche Dämpfereinstellung (rote Kurven) jeweils für die Druck- (Bump) und Zugstufe (Rebound) dargestellt. Da die Dämpferraten nicht konstant sind, empfiehlt es sich, diese je Abschnitt zu ermitteln. In Abb. 4.5. ist für die maximale Dämpfung bei Einfederung die Dämpferrate als Steigung für eine konkrete Dämpfungskraft ermittelt. Normalerweise wird die Dämpferrate in [kg/s] oder [N · s/m] angegeben. Im vorliegenden Beispiel ist die Dämpferkraft auf der Ordinate jedoch auf die Erdbeschleunigung g normiert und daher in [kg] angegeben. Die Dämpferrate ergibt sich dann in [kg · s/mm].

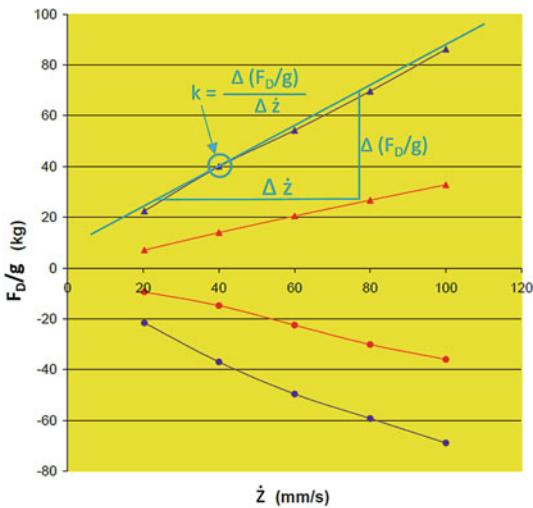
Die Ausfederbewegung wird stets stärker gedämpft als die Einfederbewegung, um einem Verlust an Bodenhaftung entgegenzuwirken. Übliche Werte für die Dämpferraten, je nach Fahrzeugtyp, liegen bei niedrigen Dämpfergeschwindigkeiten im Bereich 8000–26.000 N · s/m, bei hohen Dämpfergeschwindigkeiten im Bereich 2000–8000 N · s/m.

Abb. 4.5 a Auf

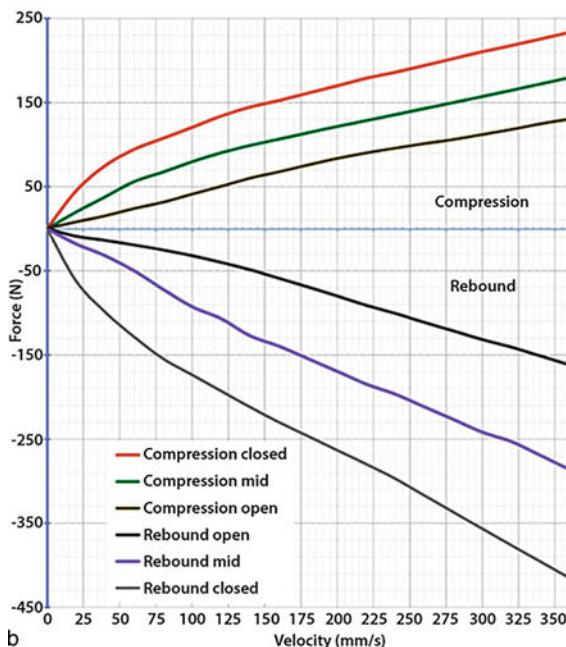
Erdbeschleunigung g bezogene Dämpferkraft über der Dämpfergeschwindigkeit:
Beispiel für die Verläufe der maximalen und minimalen Dämpferraten bei Einfederung (Bump) und Ausfederung (Rebound) für einen Formel-3-Dämpfer. (Quelle: Koni) (wie solche Messungen durchgeführt werden wird im Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5, Kap. 6 beschrieben). Die Steigung der Tangente (grün) entspricht der Dämpferrate k . F_D : Dämpferkraft [N],

k : Dämpferrate, hier in $[kg \cdot s/mm]$, \dot{z} : Geschwindigkeit in Richtung der Dämpferachse in $[mm/s]$.

b Dämpferkraft über der Dämpfergeschwindigkeit:
Beispiel für die Verläufe der Dämpferraten bei Einfederung (Bump) und Ausfederung (Rebound) für einen Dämpfer von GT-Rennwagen. (Quelle: Intrax). Zu beachten sind die signifikant niedrigeren Dämpferraten im Vergleich zum Formel-3-Fahrzeug (siehe a)



a ■ BUMP min ▲ BUMP max ● REBOUND min ○ REBOUND max



b

► **Tipp 4.4**

Zur Überprüfung der Korrelation von maximalem Feder- und Dämpferweg wird empfohlen, den Federweg am Rad zu kontrollieren. Dazu müssen zunächst Dämpfer und Federn demontiert werden, bevor die Radaufhängung frei bewegt werden kann. Der kürzeste und längste Abstand zwischen den Dämpfer-Montagepunkten ist dann mit dem maximal möglichen Dämpferweg zu vergleichen.

Ebenso wird auch empfohlen, die Wirkung des Anschlagpuffers im Betrieb auf der Rennstrecke zu überprüfen (Kommt diese im gewünschten Moment? Ist die Federungscharakteristik wie erwartet?).

Darüber hinaus sollte die Roll- und Rückrollgeschwindigkeit im Betrieb auf der Rennstrecke geprüft werden. Ein Aufbäumen (Jacking up) oder Trampeln (Jacking down) müssen in jedem Fall verhindert werden. Beim Jacking down versucht die Fahrzeugfeder den Aufbau zurück in die normale Fahrthöhe zu drücken, dem jedoch durch eine weiche Dämpfereinstellung begegnet werden muss. Bei zu harter Dämpfereinstellung würde ein unerwünschtes Trampeln auftreten.

Beispiel 4.2

Nachfolgend sollen an einem konkreten Beispiel zunächst für einen 1-Rohr-Dämpfer die Veränderung der Zug- und Druckstufeneinstellungen in Bezug auf die jeweiligen Ölflüsse an den Blenden und die daraus folgenden Kennlinien erläutert werden. Abb. 4.6 zeigt eine Übersicht über den zugrunde gelegten Dämpfer mit Druck- und Zugstufendämpfung im Kolben.

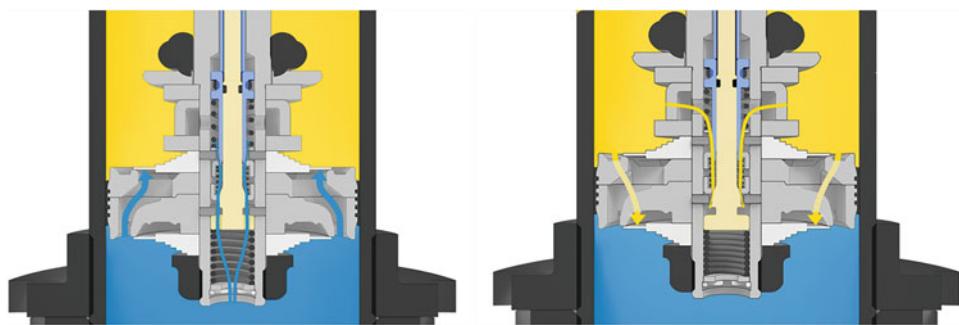
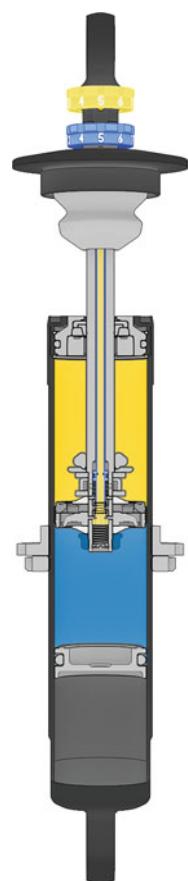
Zugstufeneinstellung

Grundlegend erfolgt die Dämpfung durch den (Setup-spezifisch) vormontierten Federscheibenaufbau am Kolben.

Ist der **Bypass-Kanal für die Zugstufeneinstellung geschlossen**, wird die **maximal mögliche Zugdämpfung** und damit eine **degressive Kennlinie** erreicht. Abb. 4.7 rechts zeigt den Ölfluss in Zugstufen Richtung und die dazugehörige Steuerkante der Zugstufennadel. Durch Verschieben der Nadel (in Gelb) kann der Bypass vergrößert oder verkleinert werden.

In Abb. 4.8 ist die **zugehörige Kennlinie in Rot** dargestellt. Dadurch wird eine **straffe** Abstimmung der Zugstufe eingestellt, welche der Kontrolle der Wank- und Nickbewegungen des Fahrzeugs dient. Des weiteren suggeriert eine straffere Zugstufe ein sportliches Fahrverhalten, welches allerdings ab einem bestimmten Level zu einem Verlust des Grip-Niveaus führt. Ist der **Bypasskanal der Zugstufeneinstellung geöffnet**, folgt eine **progressive Kennlinie**. Die **geringste Zugdämpfung** wird erreicht. Die Bypass-Ölmenge (kleine gelben Pfeile in Abb. 4.7 rechts) steht dem Federventil am

Abb. 4.6 Einrohr-Dämpfer mit veränderlichen Zug- und Druckstufen. (Quelle: ThyssenKrupp Bilstein)



Ölfluss bei geschlossener Zugstufe und geöffneter Druckstufe

Ölfluss bei geöffneter Zugstufe und geschlossener Druckstufe

Abb. 4.7 Einrohr-Dämpfer-Kolben: Ölfluss bei geschlossener Zugstufe und geöffneter Druckstufe (links) und geöffneter Zugstufe und geschlossener Druckstufe (rechts). (Quelle: ThyssenKrupp Bilstein)

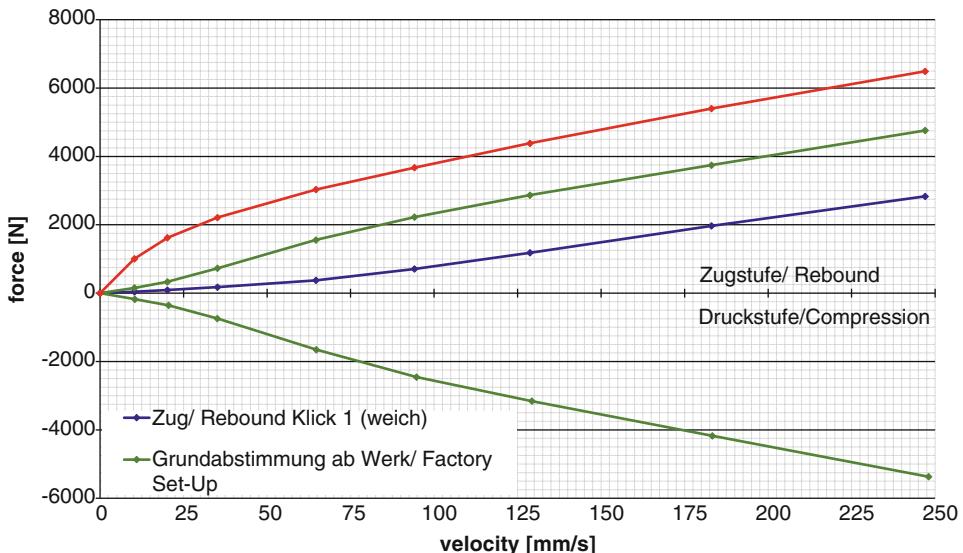


Abb. 4.8 Kennlinien für harte und weiche Zugstufeneinstellung: Dämpfungskraft (N) über Dämpfergeschwindigkeit (m/s) bei Verstellung der Zugstufendämpfung. (Quelle: ThyssenKrupp Bilstein)

Kolben nicht mehr zur Verfügung und die Dämpferkräfte werden dadurch reduziert. Durch die geringe Zugdämpfung erhöht sich der Fahrkomfort. In Abb. 4.8 ist die zugehörige **Kennlinie in Dunkelblau** dargestellt.

Druckstufeneinstellung:

In Abb. 4.7 links ist der Ölfluss in Druckstufenrichtung dargestellt. Grundlegend erfolgt auch hier die Dämpfung durch den (Setup-spezifisch) vormontierten Feder-scheibenaufbau am Kolben. Die Funktionsweise der Druckstufe ist äquivalent zur Zugstufe. Eine **geschlossene Druckstufe** erzeugt eine **degressive Kennlinie der Druckdämpfung**, was eine straffe Abstimmung der Druckstufe zur Folge hat und das Wanken des Fahrzeugs bei Kurvenfahrten verhindert, siehe **Kennlinie in Rot** in Abb. 4.9. Durch das **geöffnete Bypass-Ventil** wird eine **progressive Kennlinie** der Druckdämpfung erzielt, siehe Kennlinie in **Dunkelblau** in Abb. 4.9.

Beide Bypass-Ventile, Zug- sowie Druckstufe, verfügen über ein hochfrequent ansprechendes Rückschlagventil, welches eine vollkommen **getrennte Einstellung der Zug- und Druckstufendämpfung** ermöglicht. Zusätzlich wird durch spezifische Nadeldesigns eine konstante Stufung der Kennlinie gewährleistet. Die Kombination aus Dämpfkrafterzeugenden Federscheiben am Kolben und innen liegendem Bypass-Verstell-System reduziert die ungewollte Dämpfkrafthyberese auf ein Minimum.

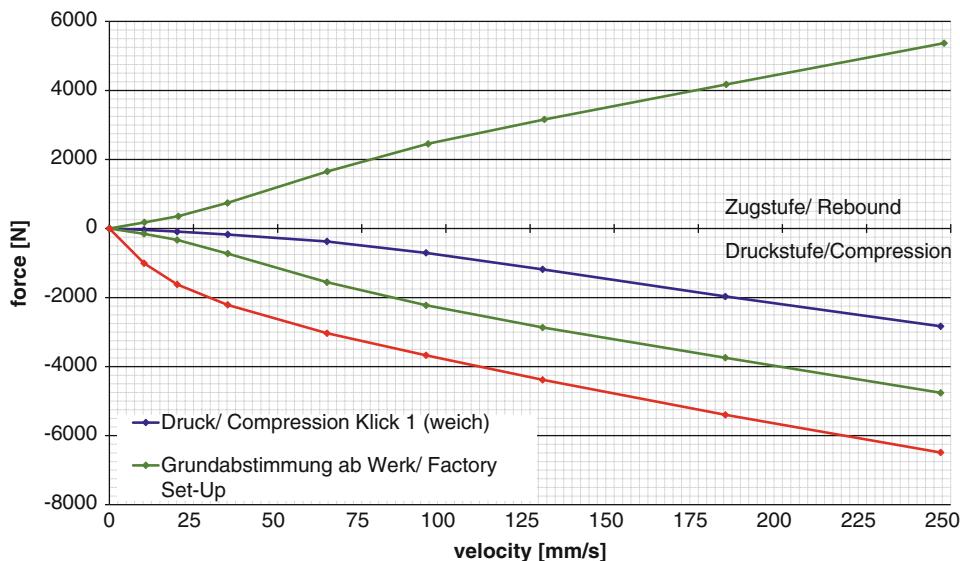


Abb. 4.9 Kennlinien für harte und weiche Druckstufeneinstellung: Dämpfungskraft (N) über Dämpfergeschwindigkeit (m/s) bei Verstellung der Druckstufendämpfung. (Quelle: ThyssenKrupp Bilstein)

Beispiel 4.3

Nachfolgend sollen an einem konkreten Beispiel für einen 2-Rohr-Dämpfer die Veränderung der Zug- und Druckstufeneinstellungen in Bezug auf die jeweiligen Ölflüsse an den Blenden und Drosseln und die daraus folgenden Kennlinien erläutert werden. Abb. 4.10 zeigt eine Übersicht über den zugrunde gelegten Dämpfer mit Zugstufendämpfung im Kolben und Druckstufendämpfung im Bodenbereich.

Zugstufeneinstellung:

Ist der Bypass-Kanal für die Zugstufeneinstellung geschlossen, werden die maximal mögliche Zugdämpfung und damit eine **degressive Kennlinie** erreicht. Die Dämpfung erfolgt über das (Setup-spezifisch) voreingestellte Federventil am Kolben. Dadurch wird eine **straffe Abstimmung** der Zugstufe eingestellt, welche der **Kontrolle der Wank- und Nickbewegungen** des Fahrzeugs dient. Abb. 4.11 links zeigt den Ölfluss bei geschlossener Zugstufe, in Abb. 4.12 ist die **zugehörige Kennlinie in Magenta** dargestellt.

Ist der Bypasskanal der Zugstufeneinstellung geöffnet, folgt eine **progressive Kennlinie**. Die **geringste Zugdämpfung** wird erreicht. Abb. 4.11 rechts zeigt den Ölfluss bei geöffneter Zugstufe: Die Bypass-Ölmenge (schwarze Pfeile) steht dem Federventil am

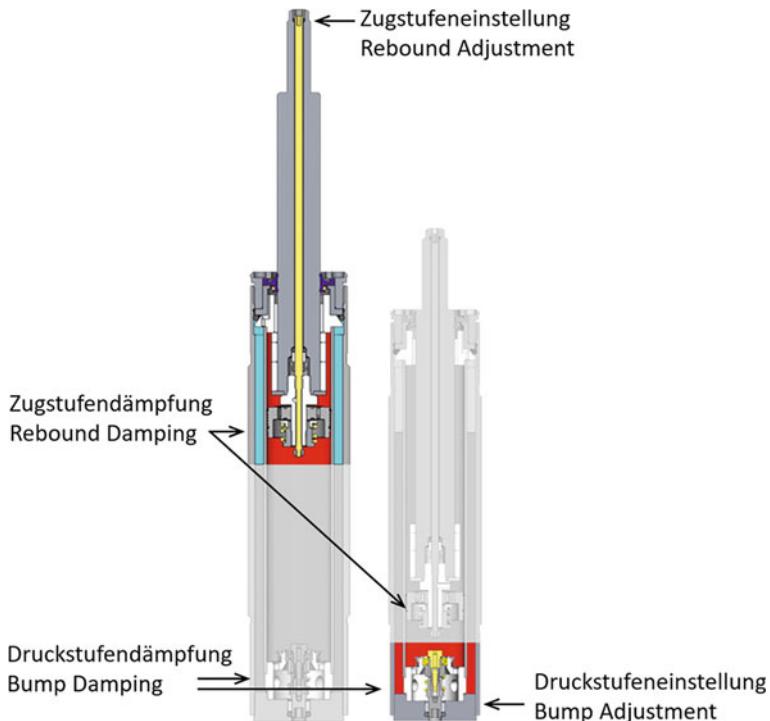


Abb. 4.10 Zweirohr-Dämpfer mit veränderlichen Zug- und Druckstufen. (Quelle: KW Suspensions)

Kolben nicht mehr zur Verfügung und die Dämpferkräfte werden dadurch reduziert. Durch die geringe Zugdämpfung erhöht sich der Fahrkomfort. In Abb. 4.12 ist die zugehörige **Kennlinie in Hellblau** dargestellt.

Druckstufeneinstellung:

In Abb. 4.13 links ist das federbelastete Bypassventil der Druckstufendämpfung im geschlossenen Zustand vor dem Betätigen der Druckstufe dargestellt. Bei langsamer Kolbenstangengeschwindigkeit (schwarze Pfeile) strömt das Öl über das Bypassventil, siehe Abb. 4.13 rechts. Die **maximale Druckdämpfung** (weiße Pfeile) erfolgt über das federbelastete Kolbenventil. Die **geschlossene Druckstufe** erzeugt eine **progressive Kennlinie** der Low-Speed-Druckdämpfung, was eine **straffe Abstimmung der Druckstufe** zur Folge hat und das **Wanken des Fahrzeugs** bei Kurvenfahrten verhindert, siehe **Kennlinie in Magenta** in Abb. 4.15.

Abb. 4.14 rechts zeigt die maximale Druckdämpfung (weiße Pfeile), welche über federbelastete Kolbenventil erfolgt. Durch das geöffnete Bypassventil wird eine **degressive Kennlinie** der Druckdämpfung im Low-Speed Bereich erzielt, siehe **Kennlinie in**

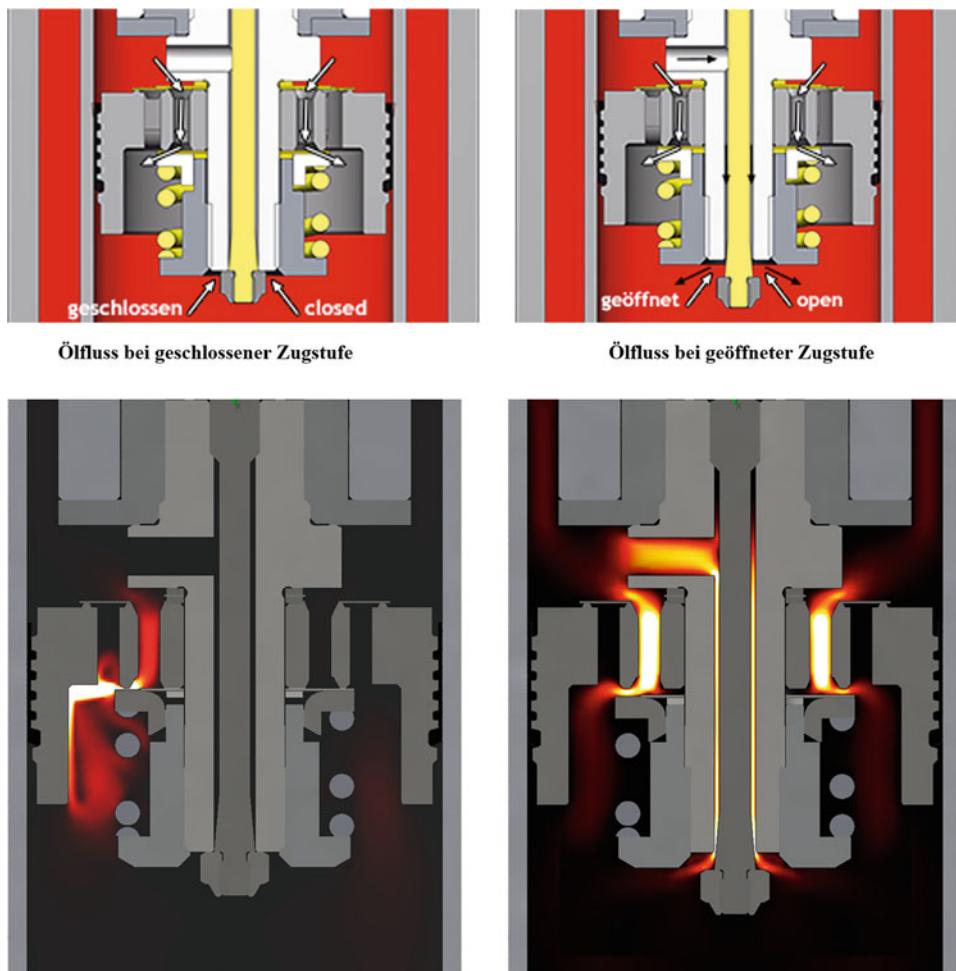


Abb. 4.11 Zweirohr-Dämpfer-Kolben: Ölfluss bei geschlossener Zugstufe (links) und geöffneter Zugstufe (rechts). Die beiden Abbildungen unten zeigen die Strömungsverhältnisse. (Quelle: KW Suspensions)

Hellblau in Abb. 4.15. Die Low-Speed Dämpfung ermöglicht eine gleichbleibende maximale Druckdämpfung. Die (sicherheitsrelevante) Abstützung des Fahrzeuges im High-Speed Bereich der Dämpfung wird geöffneter und geschlossener Druckstufe nicht beeinflusst und gewährleistet.

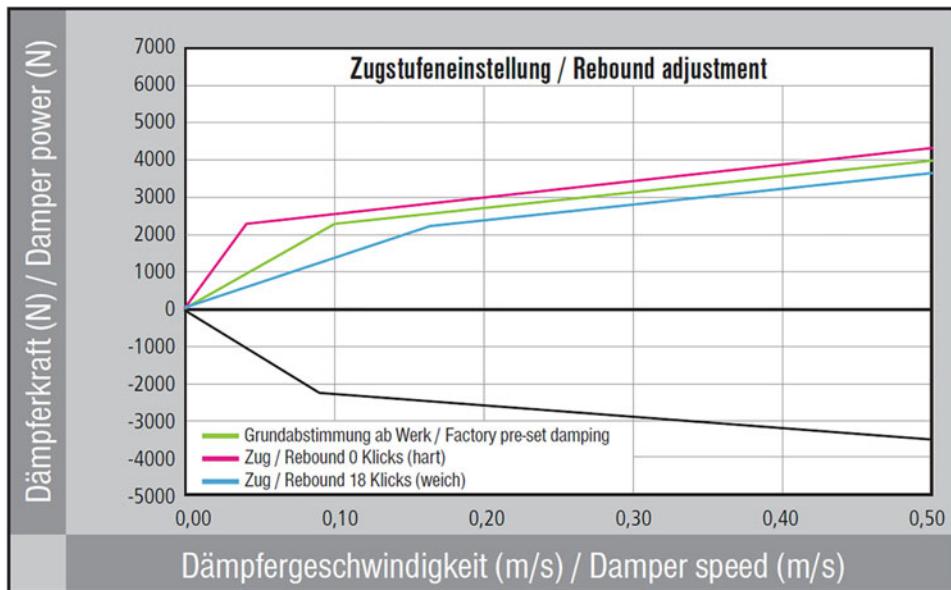


Abb. 4.12 Kennlinien für harte und weiche Zugstufeneinstellung: Dämpfungskraft (N) über Dämpfergeschwindigkeit (m/s) bei Verstellung der Zugstufendämpfung. (Quelle: KW Suspensions)

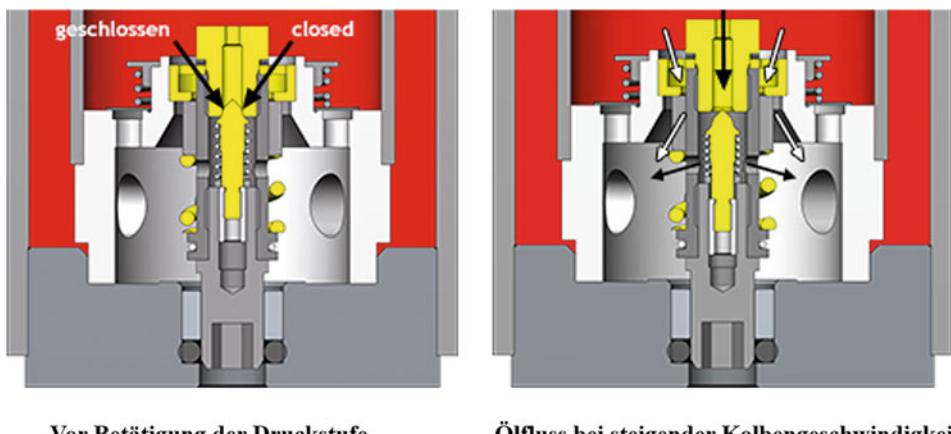


Abb. 4.13 Zweirohr-Dämpfer-Kolben: Ölfluss bei geschlossener Druckstufe (links) und bei steigender Kolbengeschwindigkeit (rechts). (Quelle: KW Suspensions)

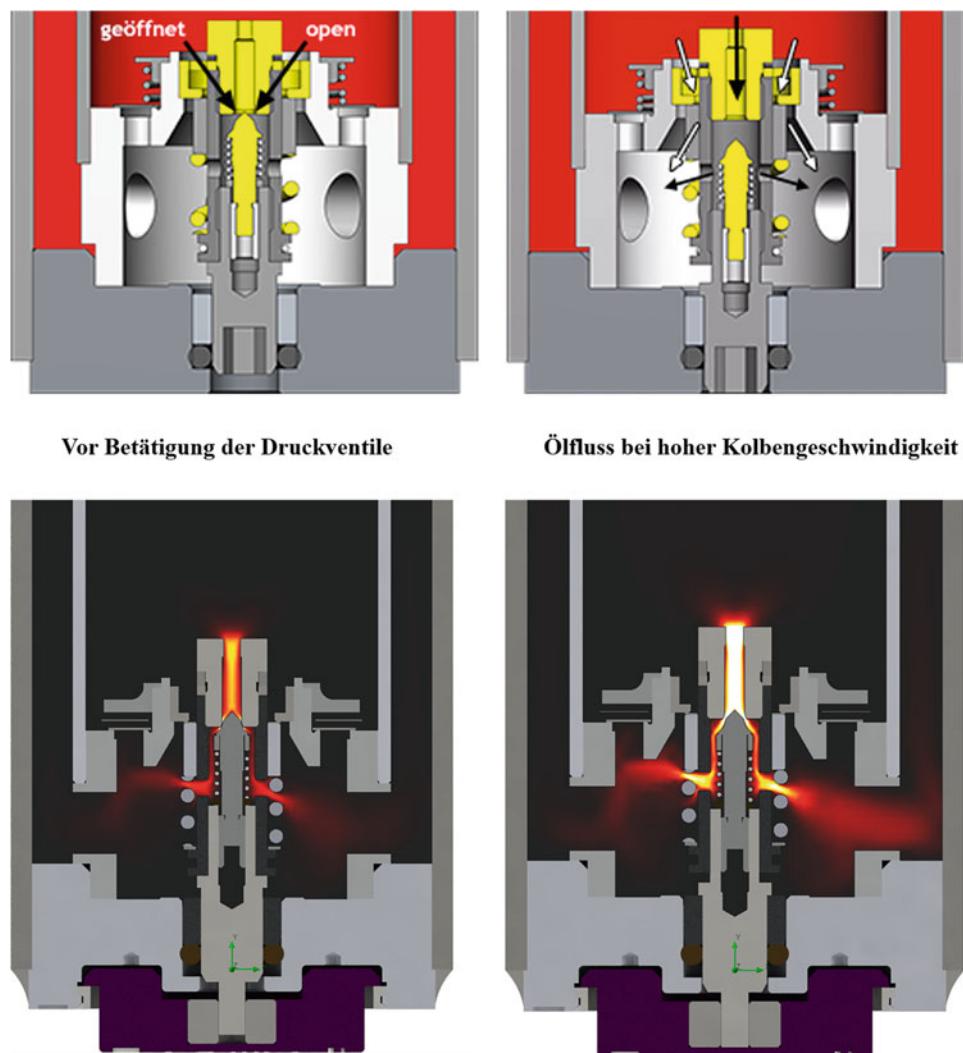


Abb. 4.14 Zweirohr-Dämpfer-Kolben: Ölfluss bei geöffneter Druckstufe (links) und bei steigender Kolbengeschwindigkeit (rechts). Die beiden Abbildungen unten zeigen die Strömungsverhältnisse. (Quelle: KW Suspensions)

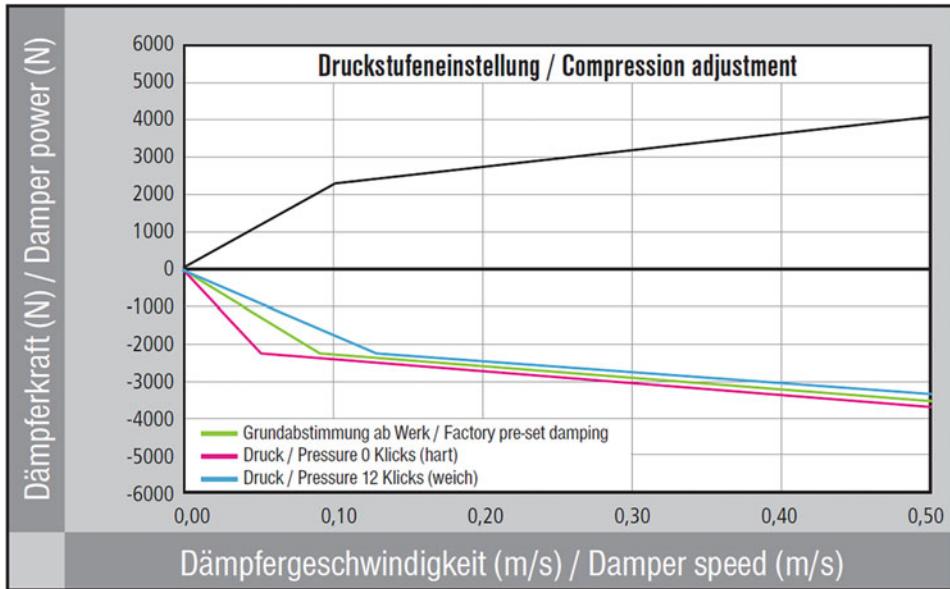


Abb. 4.15 Kennlinien für harte und weiche Druckstufeneinstellung: Dämpfungskraft (N) über Dämpfergeschwindigkeit (m/s) bei Verstellung der Zugstufendämpfung. (Quelle: KW Suspensions)

4.4 Das Fahrzeug als reduziertes Viertelfahrzeug-Modell *The Vehicle as a reduced Quarter-Vehicle Model*

Um das Schwingungsverhalten in Richtung der Hochachse eines Rennfahrwerks grundlegend zu verstehen, eignet sich bereits die Reduzierung des in Abb. 4.1 dargestellten komplexen Schwingungssystems auf ein stark vereinfachtes Viertelfahrzeug-Modell gemäß Abb. 4.16. Es wird dabei vernachlässigt, dass der Rennwagen auf vier Rädern steht. Des Weiteren betrachtet man das Fahrzeug als nur zu reinen Vertikalbewegungen in Richtung der Hochachse (z-Achse) fähig. Von den vier parallel arbeitenden Radaufhängungen wird bei dem Viertelfahrzeug-Modell nur eine Radaufhängung als System betrachtet. Manchmal werden auch die Werte für das gesamte Fahrzeug als Viertelfahrzeugmodell simuliert. Es überrascht, dass auch diese weitere Vereinfachung noch ein ausreichendes Verständnis des Schwingungsverhaltens des Fahrzeugs ermöglicht. In Abb. 4.16 ist jedoch das Viertelfahrzeug-Modell beispielhaft für den rechten Vorderwagen (in Bezug auf das rechte Vorderrad) betrachtet. Die angesetzten Feder- und Dämpferraten sind dabei auf das jeweilige Rad reduziert. Die Parameter der i. d. R. schräg eingebauten Federn und Dämpfer sind also zuvor unter Berücksichtigung der jeweiligen Radaufhängungskinematik (siehe Kap. 5) auf das Rad zu reduzieren.

Das Viertelfahrzeug-Modell (als **Zwei-Massen-Schwinger**) lässt sich aufgrund der beiden Freiheitsgrade z_w (Radbewegung) und z_B (Aufbaubewegung) durch zwei gekoppelte

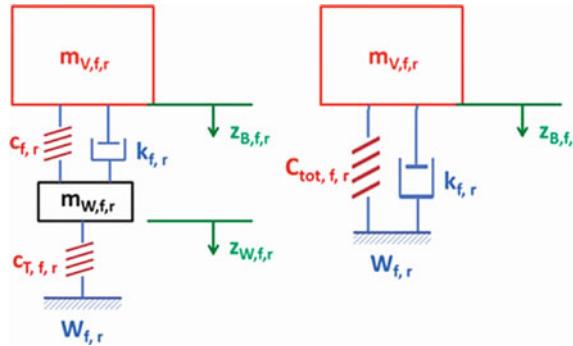


Abb. 4.16 Das Viertelfahrzeug-Modell, am Beispiel des rechten Vorderwagens in Bezug auf das rechte Vorderrad. Die Indizes f,r beziehen sich auf das rechte Vorderrad (f = front/vorne; r = right/rechts). mit: $W_{f,r}$: Radaufstandspunkt des rechten Vorderrades, $m_{V,f,r}$: gefederte Fahrzeuggmasse (Aufbaumasse) am rechten Vorderrad [kg], $z_{B,f,r}$: Federweg der gefederten Fahrzeuggmasse (Aufbaumasse) am rechten Vorderrad [m] bzw. [mm], $m_{W,f,r}$: ungefederte Fahrzeuggmasse am rechten Vorderrad [kg], $z_{W,f,r}$: Weg der ungefederten Fahrzeuggmasse (Rad- und Aufhängungsmasse) am rechten Vorderrad [m] bzw. [mm], $c_{f,r}$: Federrate der Fahrzeuggfeder am rechten Vorderrad [N/m], $c_{T,f,r}$: Vertikale Federsteifigkeit des rechten Vorderreifens [N/m], $k_{f,r}$: Dämpferrate des Dämpfers am rechten Vorderrad [kg/s] bzw. [N · s/m]

Differenzialgleichungen zweiter Ordnung beschreiben. Die Indizes *f,r* (*front, right*) aus Abb. 4.16 (für das rechte Vorderrad) wurden nachfolgend zur Veranschaulichung weggelassen:

$$m_V \cdot \ddot{z}_B + k \cdot (z_B - z_W) + c \cdot (z_B - z_W) = 0 \quad (4.9)$$

$$m_W \cdot \ddot{z}_W - k \cdot (z_B - z_W) - c \cdot (z_B - z_W) + c_T \cdot z_W = 0 \quad (4.10)$$

mit:

- m_V gefederte Fahrzeuggmasse am Rad (1/4-Aufbaumasse!), kg
- z_B Federweg der gefederten Fahrzeuggmasse (1/4-Aufbaumasse!), m bzw. mm
- m_W ungefederte Fahrzeuggmasse am Rad (1/4-Aufbaumasse!), kg
- z_W Weg der ungefederten Fahrzeuggmasse (Rad- und Aufhängungsmasse, bezogen auf 1/4-Fahrzeug), m bzw. mm
- c Federrate der Fahrzeuggfeder, bezogen auf das Rad, N/m
- c_T Vertikale Reifen-Federsteifigkeit, N/m
- k Dämpferrate, bezogen auf das Rad, kg/s bzw. N · s/m

Die Schreibweise der beiden o. g. Differenzialgleichungen in Matrixform lautet:

$$\begin{bmatrix} m_W & 0 \\ 0 & m_V \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_W \\ \ddot{z}_B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_W \\ z_B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_T + c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_W \\ z_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

Anzumerken ist, dass das als Zwei-Massen-Schwinger aufgebaute System unter Einbeziehung der Massen und Elastizitäten der Radaufhängungs-Gelenke sowie der Chassis-Elastizität in einen Vier-Massen-Schwinger konkretisiert werden kann. Dennoch ist die Vereinfachung als Zwei-Massen-Schwinger angebracht, da bei der Detaillierung des Modells die einzelnen Parameter bekannt sein müssen, was meist nicht der Fall ist.

Eine weitere Vereinfachung kann durch die Annahmen getroffen werden, dass erstens die Federsteifigkeit der Aufbaufeder c klein gegenüber der Reifensteifigkeit c_T ist ($c \ll c_T$) und zweitens die ungefederte Masse m_W klein gegenüber der gefederten Masse m_V ist ($m_W \ll m_V$). Diese Vereinfachung trifft auf konventionelle Tourenwagen sehr gut zu, jedoch nur begrenzt für Formel- und Rennsportwagen (z. B. Prototypen), da hier die Federsteifigkeiten von Aufbau- c und Reifenfeder c_T ähnlich hoch sein können. Ein Lösungsansatz besteht darin, für die Reihenschaltung von c und c_T eine Ersatzfederkonstante c_{tot} anzusetzen. Ebenso können sich Einschränkungen für Rennwagen mit hohen ungefederten Massen m_W ergeben (z. B. bei NASCAR-Fahrzeugen).

Mit der Ersatzfedersteifigkeit (Werte bezogen auf das Rad):

$$c_{\text{tot}} = \frac{c \cdot c_T}{c + c_T} \quad (4.12)$$

folgt für die weitere Vereinfachung in Form eines **Ein-Massen-Schwingers** unter Vernachlässigung der ungefederten Massen:

$$m_V \cdot \ddot{z}_B + k \cdot z_B^+ + c_{\text{tot}} \cdot z_B = 0 \quad (4.13)$$

bzw.

$$\ddot{z}_B + \frac{k}{m_V} \cdot z_B^+ + \frac{c_{\text{tot}}}{m_V} \cdot z_B = 0 \quad (4.14)$$

$$\frac{\ddot{z}_B}{z_B} + \frac{k}{m_V} \cdot \frac{z_B^+}{z_B} + \frac{c_{\text{tot}}}{m_V} = 0 \quad (4.15)$$

Mit Hilfe der Laplace-Transformation (zur Analyse von periodischen und aperiodischen Zeitsignalen) folgt:

$$s^2 + \frac{k}{m_V} \cdot s + \frac{c_{\text{tot}}}{m_V} = 0 \quad (4.16)$$

Zum Vergleich wird nachfolgend die Gleichung eines Schwingungssystems mit der Eigenkreisfrequenz ω_e und dem Dämpfungsmaß k_ζ^3 angeführt:

³Das Dämpfungsmaß k_ζ wird in den übrigen Bänden mit D bezeichnet. Die Autoren dieses Bandes bevorzugen indes die hier gewählte Nomenklatur, um den Bezug zur Dämpferrate k herzustellen.

$$s^2 + 2 \cdot k_\varsigma \cdot \omega_e \cdot s + \omega_e^2 = 0 \quad (4.17)$$

Aus dem Vergleich der o. g. Gleichungen können die Dämpferrate k das Dämpfungsmaß k_ς in Abhängigkeit der Eigenkreisfrequenz ω_e des schwingenden Systems – bezogen auf das Rad – dargestellt werden:

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c_{\text{tot}}}{m_V}} \quad (4.18)$$

$$k = 2 \cdot \omega_e \cdot m_V \cdot k_\varsigma \quad (4.19)$$

$$k_\varsigma = \frac{k}{2 \cdot \omega_e \cdot m_V} \quad (4.20)$$

mit:

- ω_e Eigenkreisfrequenz, bezogen auf das Rad, 1/s
- k Dämpferrate, bezogen auf das Rad, kg/s bzw. N · s/m
- k_ς Dämpfungsmaß, bezogen auf das Rad, –

Da sich die Größen in den o. g. Gleichungen, wie bereits erwähnt, auf das **Rad** beziehen – nicht auf Feder/Dämpfer –, ist ggf. mit dem Übersetzungsverhältnis der Radaufhängung vom Rad zu Feder/Dämpfer ($=MR$;⁴ Motion Ratio = Weg am Rad/Weg an Feder/Dämpfer, siehe Kap. 5) wie folgt zu korrigieren:

$$\omega_{e,f} = \frac{1}{MR} \cdot \sqrt{\frac{c_{\text{tot}}}{m_V}} \quad (4.21)$$

In Kap. 5 (*Geometrie*) wird später gezeigt, dass **MR^2 (Motion Ratio zum Quadrat) = Dämpferrate [N · s/m]/Dämpferrate am Rad [N · s/m]**, so dass (4.19) mit (4.22) in (4.23) überführt werden kann.

$$MR^2 = \frac{k_d}{k} = \frac{C_{T,f}}{C_T} \quad (4.22)$$

$$k_d = 2 \cdot \omega_e \cdot m_V \cdot k_\varsigma \cdot MR^2 \quad (4.23)$$

⁴Motion Ratio MR wird in den übrigen Bänden mit Federübersetzung i_{Sp} bezeichnet. Die Autoren dieses Bandes bevorzugen indes die englische, international übliche Nomenklatur.

Tab. 4.1 Dämpfungsmaße und ihre Wirkungen

Dämpfungsmaß k_ζ	Wirkung auf
0,3 bis 0,4	Stöße (Einfederung)
0,5 bis 1,0	Balance des Aufbaus
> 1,0	Extreme Balance des Aufbaus und Aufbau von Reifentemperaturen für mehr Grip

$$k_{\zeta,d} = \frac{k}{2 \cdot \omega_e \cdot m_V \cdot MR^2} \quad (4.24)$$

mit:

- MR Motion Ratio, Übersetzungsverhältnis der Radaufhängung vom Rad zum Dämpfer, –; in den übrigen Bändern i_{Sp}
 $\omega_{e,f}$ Eigenkreisfrequenz, bezogen auf die Feder, 1/s
 k Dämpferrate, bezogen auf das Rad, kg/s bzw. N · s/m
 k_d Dämpferrate, bezogen auf den Dämpfer, kg/s bzw. N · s/m
 $k_{\zeta,d}$ Dämpfungsmaß, bezogen auf den Dämpfer, –

Die Zusammenhänge gelten sowohl für die Einfederung (Bump) als auch für die Ausfederung (Rebound). Gemäß Abb. 4.5 ist jedoch bei Ausfederung aufgrund der negativen Kräfte dann eine negative Steigung (Faktor –1) anzusetzen.

Die Bewertung der Dämpfung einer Radaufhängung anhand des dimensionslosen Dämpfungsmaßes k_ζ bietet den entscheidenden Vorteil, bei jeder Änderung der Federcharakteristik problemlos einen Dämpfer vergleichbarer Charakteristik zu finden. Außerdem sind für die jeweiligen Fahrdynamikanforderungen eines Rennwagens unterschiedliche Dämpfungsmaße selektiv einzusetzen. Tab. 4.1 dokumentiert die Dämpfungsmaße je nach Anwendungsfall.

Beispiel 4.4

Das Viertelfahrzeug-Modell soll am Beispiel eines Formel-Rennwagens nachfolgend für eine Seite der vorderen Radaufhängung angewendet werden. Initial sind folgende Daten gegeben:

- m_V : 115 kg (am Vorderrad, ca. Hälfte der Aufbaumasse vorne; mit Fahrer und halber Tankfüllung, siehe Kap. 1)
 MR : 1,33 (Übersetzung der Wege z_B am Rad auf die Wege am Feder/Dämpfer)
 c : 120 N/mm (Federrate der Fahrzeuginside)
 c_T : 160 N/mm (Reifen-Federsteifigkeit)
 k : 7500 N · s/m (Dämpferrate des Hydraulikdämpfers)

Für die Ersatzfedersteifigkeit aus Fahrzeuginsfeder und Reifen, **bezogen auf** die Lage der **Fahrzeugfederung**, gilt:

$$c_{\text{tot}} = \frac{c \cdot (c_T \cdot MR^2)}{c + (c_T \cdot MR^2)} = \frac{120.000 \text{ N/m} \cdot (160.000 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot 1,33^2)}{120.000 \text{ N/m} + (160.000 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot 1,33^2)} = 84.270 \text{ N/m}$$

Damit ergeben sich die Eigenkreisfrequenz und die Eigenfrequenz des schwingenden Systems für eine Seite der Radaufhängung (bezogen auf die Feder):

$$\omega_{e,f} = \sqrt{\frac{c_{\text{tot}}}{m_V}} = \sqrt{\frac{84.270 \text{ N/m}}{115 \text{ kg}}} = 27,1 \text{ 1/s}$$

$$f_{e,f} = \frac{1}{2\pi} \cdot \omega_{e,f} = \frac{1}{2\pi} \cdot 20,3 \text{ 1/s} = 4,3 \text{ Hz}$$

Das auf das Rad bezogene Dämpfungsmaß ergibt sich schließlich zu:

$$k_\varsigma = \frac{k}{2 \cdot \omega_{e,f} \cdot m_V} = \frac{7500 \text{ Ns/m}}{2 \cdot 27,1 \frac{1}{\text{s}} \cdot 115 \text{ kg}} = 1,61$$

Das Schwingungsverhalten – d. h. die Abstimmung der Federung und Dämpfung – wird vom Fahrer als sehr gut empfunden. Das Dämpfungsmaß (>1) ermöglicht hohen Grip.

Um den Grip dennoch weiter zu verbessern, soll die Eigenkreisfrequenz weiter erhöht werden, was bei Testfahrten auf der Rennstrecke auch überprüft werden soll. Dazu werden einerseits härtere Federn mit $c = 150 \text{ N/mm}$ (+25 Prozent) und andererseits härtere Reifen mit $c_T = 170 \text{ N/mm}$ (+6,2 Prozent) bei unveränderten Dämpfern eingesetzt. Es ergeben sich dann folgende Werte:

$$c_{\text{tot}} = 100.079 \text{ N/m} (+19 \text{ Prozent})$$

$$\omega_{e,f} = 29,5 \text{ 1/s} (+9 \text{ Prozent})$$

$$k_\varsigma = 1,11 (-31 \text{ Prozent})$$

Fazit: Um eine identische Dämpfungscharakteristik bei noch höherem Grip zu verwirklichen, muss eine um 31 Prozent härtere Dämpfung eingestellt werden ($k = 9825 \text{ N} \cdot \text{s/m}$).

Beispiel 4.5

Das Viertelfahrzeug-Modell soll am Beispiel des o. g. Formel-Rennwagens nachfolgend noch für die Überprüfung der Eigenkreisfrequenzen an der vorderen und hinteren Radaufhängung angewendet werden. Zur Optimierung des mechanischen Grips sind

möglichst gleiche Eigenkreisfrequenzen vorne/hinten anzustreben. Folgende Daten sind gegeben:

- $m_{V,f,r}$: 115 kg (am rechten Vorderrad, ca. Hälfte der Aufbaumasse vorne; mit Fahrer und halber Tankfüllung, siehe Kap. 1)
- $m_{V,r,r}$: 155 kg (am rechten Hinterrad, ca. Hälfte der Aufbaumasse hinten; mit Fahrer und halber Tankfüllung, siehe Kap. 1)
- $MR_{f,r}$: 1,33 (Übersetzung der Wege am rechten Vorderrad auf die Wege an Feder/Dämpfer auf)
- $MR_{r,r}$: 1,18 (Übersetzung der Wege am rechten Hinterrad auf die Wege an Feder/Dämpfer)
- c : 120 N/mm (Federrate der Fahrzeugfeder vorne und hinten)
- c_T : 160 N/mm (Reifen-Federsteifigkeit vorne und hinten)
- k : 7500 N · s/m (Dämpferrate des Hydraulikdämpfers vorne und hinten)

Die Werte für das rechte Vorderrad wurden im vorherigen Beispiel bereits berechnet:

$$c_{\text{tot},f,r} = 84.270 \text{ N/m}; \quad \omega_{e,f,r} = 20,3 \text{ 1/s}; \quad k_{\varsigma,f,r} = 0,83$$

Für das rechte Hinterrad folgt nun:

$$c_{\text{tot},r,r} = \frac{c \cdot (c_T \cdot MR_{r,r}^2)}{c + (c_T \cdot MR_{r,r}^2)} = \frac{120.000 \text{ N/m} \cdot (160.000 \text{ N/m} \cdot 1,18^2)}{120.000 \text{ N/m} + (160.000 \text{ N/m} \cdot 1,18^2)} = 77.991 \text{ N/m}$$

$$\omega_{e,r,r} = \frac{1}{MR_{r,r}} \cdot \sqrt{\frac{c_{\text{tot},r,r}}{m_{V,r,r}}} = 0,85 \cdot \sqrt{\frac{77.991 \text{ N/m}}{155 \text{ kg}}} = 19,11 \text{ /s}$$

$$k_{\varsigma,r,r} = \frac{k}{2 \cdot \omega_{e,r,r} \cdot m_{V,r,r} \cdot MR_{r,r}^2} = \frac{7500 \text{ N s/m}}{2 \cdot 19,1 \frac{1}{\text{s}} \cdot 155 \text{ kg} \cdot 1,18^2} = 0,91$$

Fazit: Die Eigenkreisfrequenzen sowie die Dämpfungsrate vorne und hinten unterscheiden sich nur unwesentlich. Die gewählte Abstimmung lässt folglich auf nahezu optimalen mechanischen Grip des Fahrzeugs schließen. Sollten weitere Verbesserungen des Grips intendiert werden, müssen vorne und hinten parallel korrespondierende Maßnahmen an der Einstellung vorgenommen werden.

Anmerkung: Bei Tourenwagen liegen die Werte des Dämpfungsmaßes bei $k_{\varsigma,r,r} < 1,0$ (meist 0,7 bis 0,9), da für die größere Masse hier ausreichende Federwege erforderlich sind.

Nun soll das Verhalten des Viertelfahrzeug-Modells bei Einleitung eines die Fahrzeugschwingung erregenden Signals mit der Amplitude z_{Err} (z. B. durch Unebenheit in der Fahrbahn oder vom Curb) betrachtet werden, vgl. Abb. 4.17. Die Variation des Dämpfungsmaßes k_{ς} zeigt auf, wie sich das Fahrzeug verhalten wird, d. h. wie schnell die Amplitude z_B der Schwingung des Fahrzeugaufbaus abklingt. Der Zustand der unge-

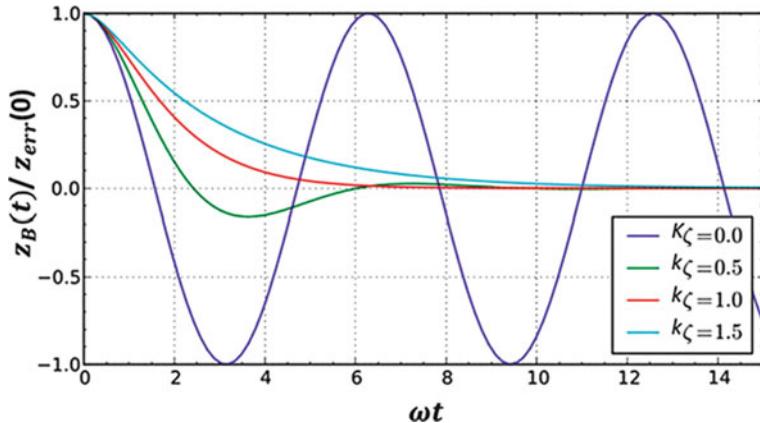


Abb. 4.17 Beispiel für den Schwingungsverlauf eines Fahrzeugaufbaus am Viertelfahrzeug-Modell in Abhängigkeit des Dämpfungsmaßes k_ζ

dämpften, freien Schwingung ist durch $k_\zeta = 0$ dargestellt. Bei Dämpfungsralten $k_\zeta < 0,5$ werden durch die geringere Dämpfung, dokumentiert in größerer Aktivität der Federn mit „weichem“ Überschwingen und länger andauernden Oszillationen, stoßartige Belastungen sehr gut beantwortet. Demgegenüber ist bei sehr hoher Dämpfung $k_\zeta \approx 1,0$ eine bessere Wirkung auf die Kontrolle der Aufbaubewegungen (z. B. Wanken, Nicken) gegeben. Jedes Dämpfungsmaß k_ζ dient also einer spezifischen Aufgabe. Ein extremes Dämpfungsmaß, hier $k_\zeta = 1,5$, ist jedoch nicht zielführend, wie der zugehörige Amplitudenverlauf aufzeigt.

Wie sich die Dämpfung in Abhängigkeit der Dämpfergeschwindigkeit darstellt, soll nachfolgend am Beispiel des Formel-3-Dämpfers aus Abb. 4.5 jeweils für den Verlauf der maximalen Dämpfung sowohl für Einfederung (Bump) als auch Ausfederung (Rebound) mit den bekannten Daten aus dem o. g. Beispiel untersucht werden ($m_V = 115$ kg (am Vorderrad), $MR = 0,75$ (Übersetzung Rad/Feder), $c = 120$ N/mm (Federrate der Fahrzeugfeder), $c_T = 160$ N/mm (Reifen-Federsteifigkeit)). Die Ergebnisse sind in Tab. 4.3 dargestellt.

Auffällig sind die hohen Dämpfungsmaße über den gesamten Wirkbereich des Dämpfers. Dies zeigt, dass hier die Kontrolle der Aufbaubewegungen und die Forcierung von mechanischem Grip durch Erhöhung der Reifentemperaturen klar im Vordergrund stehen. Die Dämpfung von Stößen steht offenbar hier nicht im Vordergrund. Aus diesen Werten kann bereits ohne weitere Informationen auf ein Fahrzeug mit hohem Abtriebsniveau (High Downforce) geschlossen werden. Bei niedrigeren Dämpfungsgeschwindigkeiten ist das Dämpfungsmaß am größten, da hier eine maximale Kontrolle des Roll- und Nickverhaltens mit maximaler Belastung des Reifens erfolgen soll. Auch die Dämpfergeschwindigkeiten, die unter 100 mm/s liegen, deuten darauf hin, dass die Kontrolle der Aufbaubewegungen und die Forcierung von mechanischem Grip beim vorliegenden Beispiel im Vordergrund stehen (vgl. Tab. 4.2 und 4.3).

Tab. 4.2 Dämpfungs-
geschwindigkeiten und ihre
Einflussgrößen

Dämpfungsgeschwindigkeit [mm/s]	Einfluss auf
< 5	Reibung in Gelenken, Elementen des Dämpfers
> 5 bis 30	Aufbaubewegungen (Rollen, Nicken)
> 30 bis 200	Stöße: Unebenheit der Fahrbahn
> 200	Stöße: Curbs

Tab. 4.3 Dämpfungsmaße
am Beispiel eines Formel-3-
Rennwagens, bezogen auf
das Rad

Dämpfergeschwindigkeit mm/s	Dämpfungsmaß	
	Druckstufe k_ζ	Zugstufe k_ζ
30	1,27	1,40
50	0,99	1,09
70	0,90	1,04
90	0,99	1,04

Ungewöhnlich – im Vergleich zu Tourenwagen – ist die Tatsache, dass im vorliegenden Beispiel bei Ausfederung sogar höhere Dämpfungsmaße verzeichnet werden. Wenn ein Rad ausfedert ist i. d. R. ein niedrigeres Dämpfungsmaß als in der Druckstufe zu beobachten, da hier bewusst die Beibehaltung des Kontakts zur Fahrbahn im Vordergrund steht. Aufgrund des bei Formel- und Rennsportwagen niedrigeren Schwerpunkts und signifikant höheren Abtriebs gelten hier völlig andere Maßstäbe. Ein weiterer Grund ist das kleinere Verhältnis von gefederter zu ungefederter Masse.

4.5 Beurteilungen der Dämpferwirkung im Rennbetrieb *Assessment of the Dampers under Racing Condition*

Zur Beurteilung der für die jeweilige Rennstrecke adäquaten Dämpfereinstellung kann die Datenaufzeichnung sehr von Vorteil sein. Hierzu sind Wegsensoren an der Radaufhängung erforderlich (siehe auch Kap. 5). Abb. 4.18 zeigt die ausschnittsweise Aufzeichnung der Positionen der Radaufhängung je Rad, die Gaspedalstellung sowie die Über-/Untersteuer-Charakteristik während eines Rennens vor, während und nach der Durchfahrt einer Rechtskurve. Die in Kap. 2 beschriebenen Phasen der Kurve sind gekennzeichnet.

Beim Anbremsen der Kurve ist ein gleichmäßiges Einfedern aller Räder zu verzeichnen, was auf optimalen Nickausgleich des Fahrzeugs hindeutet. Während des Einlenkens in Phase 1 und Einrollens um die x-Achse in Phase 2 federt die linke Seite zunehmend ein und die rechte Seite zunehmend aus. In der Phase 3, während die Rollbewegung das Maximum erreicht hat, stellen sich die maximalen, nahezu konstanten Ein- und Ausfederungen ein. Gegen Ende der Phase 3 und während der Phasen 4 und 5 beschleunigt der Rennwagen

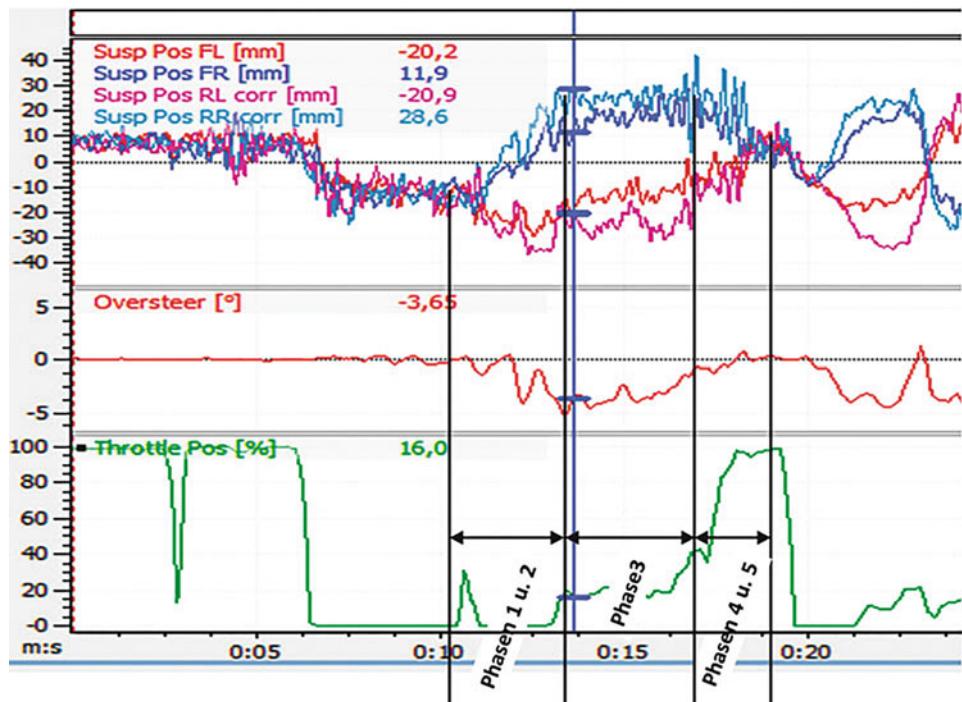


Abb. 4.18 Aufzeichnungen der Lage der Radaufhängung an allen Rädern sowie der Gaspedalstellung und des Über-/Untersteuerns während eines Rennens (Ausschnitt)

während des Zurückrollens wieder (kurze Zeit später wird das Gaspedal vor der nächsten Kurve wieder zurückgenommen). Während der Durchfahrt der Kurve gerät das Fahrzeug in Phase 2 in ein Untersteuern, das erst beim Zurückrollen in Phase 4 endet. Während des Untersteuerns ist die Einfederung hinten links größer als vorne links, die Ausfederung hinten rechts größer als vorne rechts. In den Abb. 4.19 und 4.20 wird dann die Kurvenfahrt detailliert auf die Wirkung der Dämpfer analysiert.

Nach dem Anbremsen der Rechtskurve beginnt in den Phasen 1 und 2 ein Untersteuern bei beginnendem Rollen um die Längsachse. Während des anschließenden konstanten Rollens in Phase 3 wirkt der Dämpfer vor allem auf hohen Frequenzen, d. h. beim Ausgleich von Fahrbahnunebenheiten. In dieser Phase entfaltet auch der Stabilisator seine Wirkung, wodurch dem Untersteuern begegnet wird (siehe auch Kap. 3).

Beim Zurückrollen in Phase 4 wirkt der Dämpfer dann, wie auch zuvor beim Einrollen und Bremsnicken in Phase 2, auf die niedrigen Frequenzen. Die Dämpfung hoher Frequenzen ist in diesem Bereich jedoch ebenfalls wirksam.

Der Dämpfer erfüllt aufgrund seiner unterschiedlichen Dämpfungsrraten bei niedrigen und hohen Dämpfergeschwindigkeiten zwei grundsätzlich verschiedene Aufgaben. Wie bereits erwähnt sind die unterschiedlichen Dämpfungscharakteristika bei Rennwagen mit hohem aerodynamischem Abtrieb nicht derart ausgeprägt.

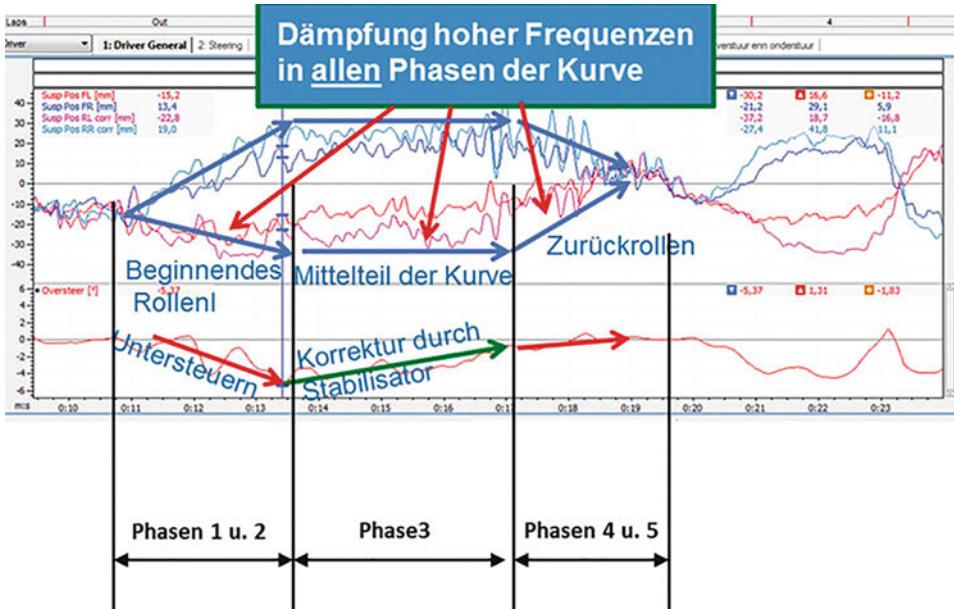


Abb. 4.19 Aufzeichnungen der Lage der Radaufhängung an allen Rädern während der Phasen einer Kurvendurchfahrt mit Hervorheben sowohl der Wirkung des Dämpfers auf hohe Frequenzen (niedrigeres Dämpfungsmaß) und der Korrektur durch den Stabilisator während des konstanten Rollens in Phase 3. In dieser Phase werden ausschließlich die Fahrbahnunebenheiten gedämpft. Die Dämpfung der Fahrbahnunebenheiten findet jedoch darüber hinaus in *allen* Phasen der Kurve statt!

Zur Beurteilung einer optimalen Dämpfungscharakteristik kann auch der Zeitpunkt zwischen Bremsen und Einrollen am Beginn einer Kurve herangezogen werden. In Abb. 4.21. ist die Einfahrt in eine Rechtskurve dargestellt. Die Übergänge der Federbewegungen des hinteren kurveninneren Rades vom Ausfedern zum Einfedern und kurvenäußerem Vorderrades vom Einfedern zum Ausfedern sollten möglichst gleichzeitig erfolgen. Im dargestellten Fall ist dies nur näherungsweise zu bestätigen.

Eine weitere Möglichkeit der Beurteilung des Dämpfungsverhaltens des Gesamtfahrzeugs ergibt sich aus der statistischen Darstellung der Verweilzeiten in den jeweiligen Dämpfer-Geschwindigkeitsbereichen während eines Rennens, differenziert nach den einzelnen Rädern, in Form von Histogrammen.⁵ Abb. 4.22 stellt exemplarisch das Histogramm der Dämpfergeschwindigkeiten für das rechte Vorderrad dar. Positive Geschwindigkeiten beziehen sich auf die Einfederung (Bump), negative auf die Ausfederung (Rebound). Für optimalen Grip sollte das Histogramm so symmetrisch wie möglich sein, idealerweise in der Form einer Normalverteilung nach Gauss („Glocken-Kurve“). Diese Aussage trifft jedoch absolut gesehen nur bei weitgehend identischer Charakteristik der

⁵Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5, Kap. 3 und 5.

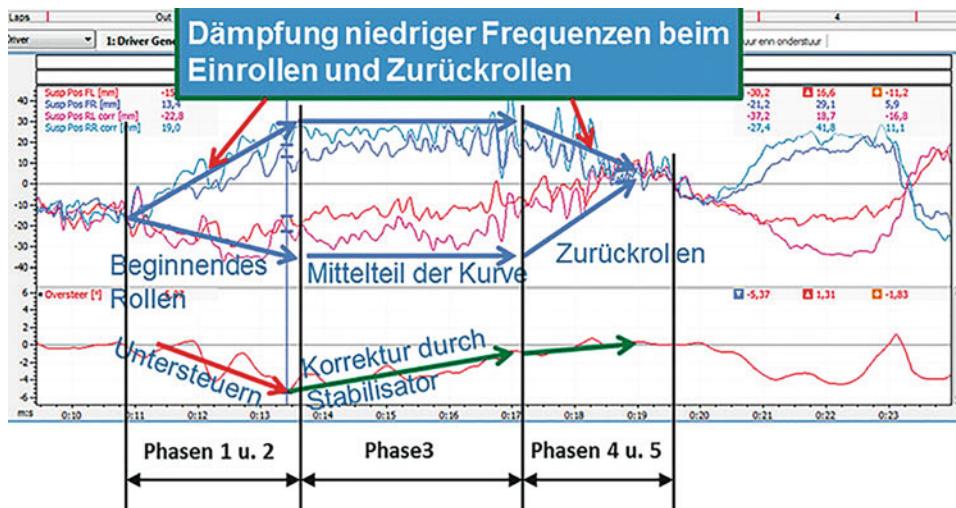


Abb. 4.20 Aufzeichnungen der Lage der Radaufhängung an allen Rädern während der Phasen einer Kurvendurchfahrt mit Hervorheben der Wirkung des Dämpfers auf niedrige Frequenzen (hohes Dämpfungsmaß) beim Einrollen in Phase 2 und Zurückrollen in Phase 4. Die Dämpfung der Fahrbahnunebenheiten und damit der hohen Frequenzen findet wie beschrieben in allen Phasen der Kurve statt

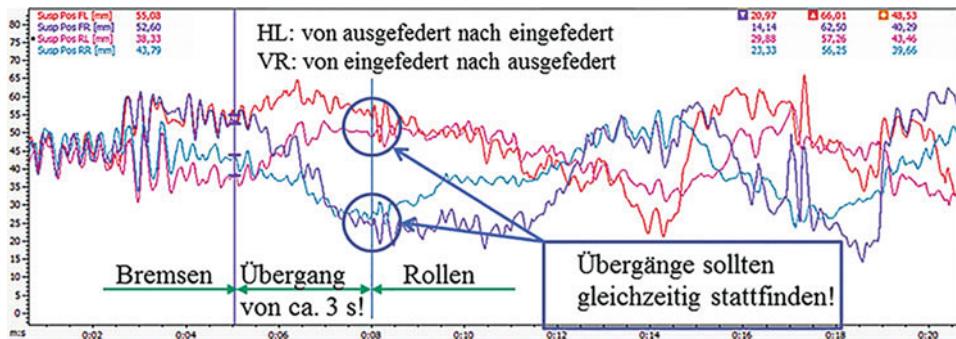


Abb. 4.21 Aufzeichnungen der Lage der Radaufhängung an allen Rädern während einer Einfahrt in eine Rechtskurve: Die Übergänge der Federbewegungen des kurveninneren Hinterrades vom Ausfedern zum Einfedern und des kurvenäußereren Vorderrades vom Einfedern zum Ausfedern sollten möglichst gleichzeitig erfolgen!

Dämpfer bei Bump und Rebound zu, d. h. bei identischen Kräften. Zur Realisierung einer „sauberen“ Rollbewegung sollte der Dämpfer für „Bump“ und „Rebound“ eine identische Kräftecharakteristik generieren. Dies könnte jedoch für unterschiedliche Dämpfungsrraten unterschiedliche Dämpfergeschwindigkeiten bedeuten.

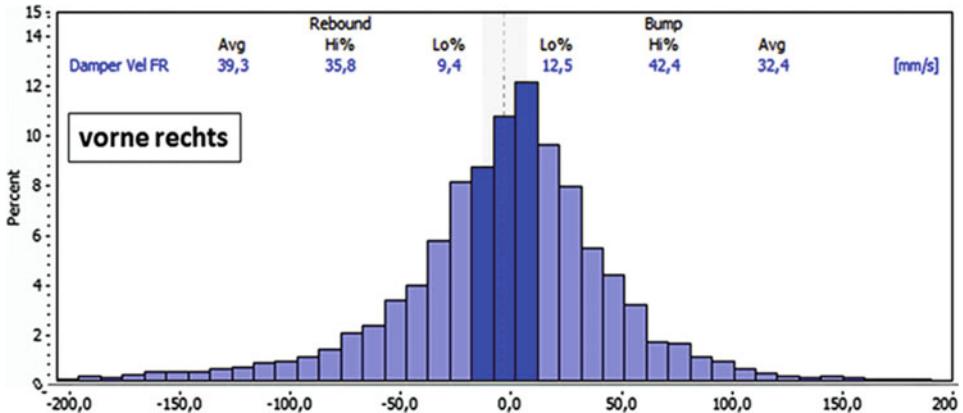


Abb. 4.22 Histogramm der Zeitanteile der Dämpfergeschwindigkeiten für die rechte vordere Radaufhängung. Die angestrebte Symmetrie der Verteilung zwischen Ein- und Ausfederung ist nicht vollständig ersichtlich, könnte aber durch unterschiedliche Dämpfungsrraten für Ein- und Ausfedern durchaus gegeben sein

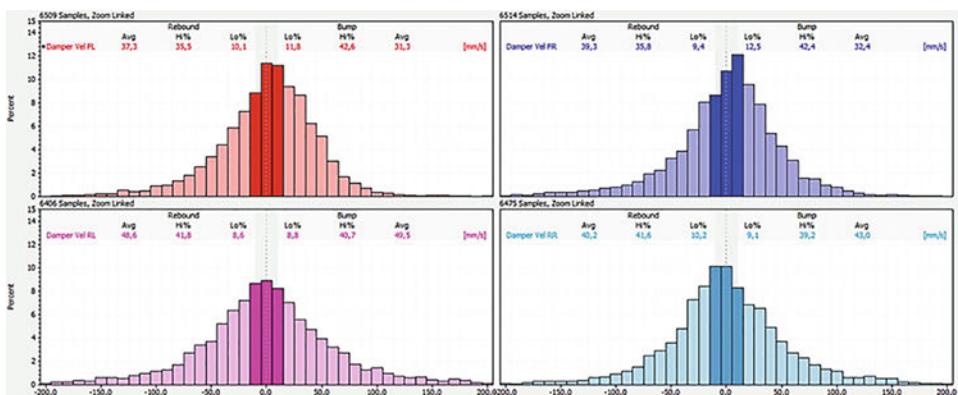


Abb. 4.23 Vergleich der Histogramme der Zeitanteile der Dämpfergeschwindigkeiten an allen Rädern

Das heißt bei einem optimalen Setup werden identische Energiebeträge im Ein- und Ausfederbereich absorbiert bzw. umgewandelt. Diese Anforderung ist im Beispiel von Abb. 4.22 nicht ganz erfüllt, denn die Durchschnittsgeschwindigkeit im Ausfederungsbereich ist mit 39,3 mm/s höher als im Einfederungsbereich (32,4 mm/s). Die dunkle Färbung dokumentiert die Verweildauer im niedrigen Dämpfungsgeschwindigkeits-Bereich < 25 mm/s, die im Einfederungsbereich mit 12,5 Prozent dominiert. Abb. 4.23 vergleicht schließlich die Histogramme für alle Räder. Es ist großer Wert darauf zu legen, dass die für optimalen Grip erforderlichen Symmetrien der Histogramme sich an allen Rädern einstellen.

Histogramme dienen auch als Grundlage zur Identifikation von Dämpferfehlern und -schäden.

Beispiel 4.6

Im freien Training zu einem Formel-3-Rennen auf dem Lausitzring wurde bei submaximaler Fahrt das gewählte Setup eines Dallara 307 mit Mono-Federbein an der Vorderachse und zwei Federbeinen an der Hinterachse überprüft. Im Fahrzeug ist das serienmäßige Bosch-FIA F3-Datenaufzeichnungssystem verbaut. In Abb. 4.24 ist zwischen den in Grün und in Rot gekennzeichneten, gepunkteten Linien der Ausschnitt über die Sektoren 2 und 3 gezeigt, der nachfolgend betrachtet werden soll. Rechts unten in Abb. 4.24 ist der zugehörige Abschnitt im Streckenverlauf gekennzeichnet. Zur Auswertung wurden die folgenden Standard-Kanäle (Channels) über der Zeit herangezogen:

- Weg am Mono-Federbein der Vorderachse und Lenkwinkel.
 - Längs- und Querbeschleunigungen.
 - Wege an den Federbeinen rechts und links der Hinterachse.
 - Bremsdrücke an Vorder- und Hinterachse.

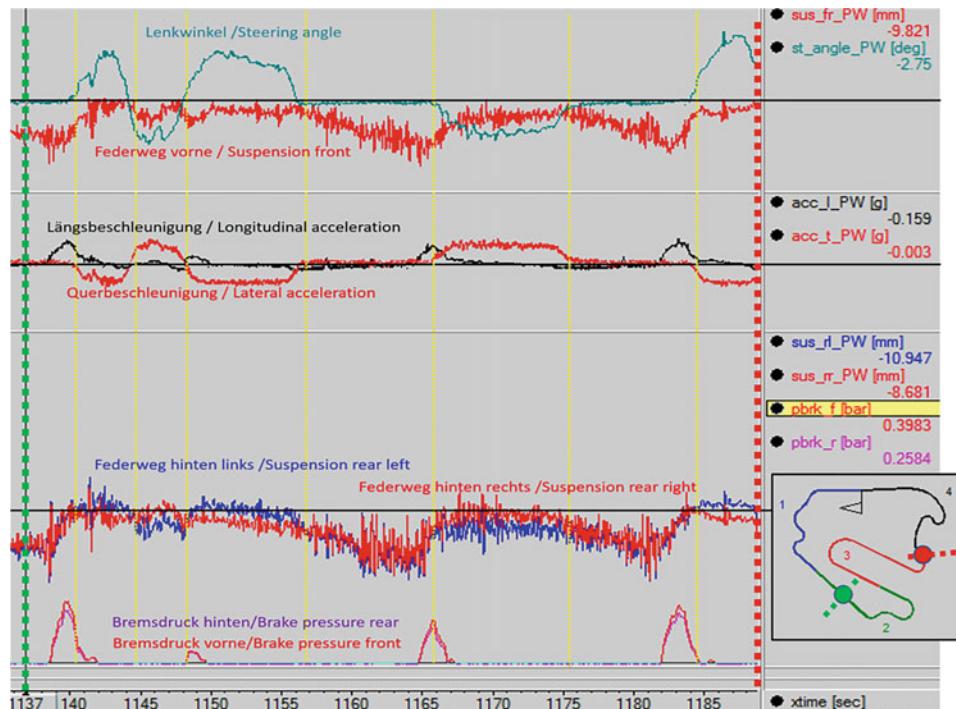


Abb. 4.24 Aufgezeichnete Race-Daten über einen Ausschnitt von zwei Sektoren am Lausitzring

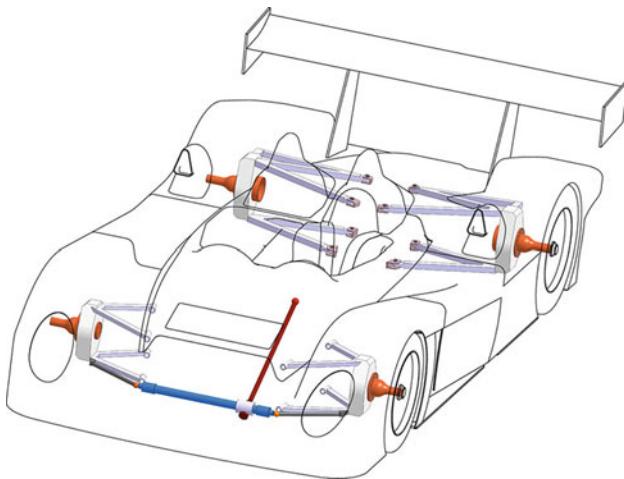
Die vertikalen gelben Linien kennzeichnen die Übergänge (oder Wechsel) in den Querbeschleunigungen. Im Zeitverlauf findet zunächst am Ende der Gegengeraden im Sektor 2 eine Bremsung statt, ersichtlich aus dem plötzlichen Anstieg der Bremsdrücke. Die Federwege zeigen aufgrund des großen Abtriebs und der Achslastverlagerung beim Bremsen entsprechend des sehr niedrigen Fahrzeugschwerpunktes dann eine Einfederung vorne und hinten. Mit dem Einlenken nach links und Auftreten einer Querbeschleunigung (hier nach unten dargestellt; Massenkraft nach rechts) findet auch unmittelbar ein Übergang der Fahrzeuglage mit Einfederung des kurvenäußersten, rechten Hinterrades und Ausfederung des linken Hinterrades statt. Dieser Übergang, wie auch der Übergang bei der sogleich folgenden Einfahrt in die Rechtskurve und die Übergänge bei den Ein- und Ausfahrten der folgenden Kurven sind als sehr synchron erkennbar (siehe Markierung durch vertikale gelbe Linien). Da die Übergänge in den wechselseitigen Ein- und Ausfederungen an der Hinterachse in Abhängigkeit der Querbeschleunigungen sehr synchron erfolgen und auch mit der Einfederung an der Vorderachse korrespondieren, passt die Einstellung der Dämpfer bestens. Das Beispiel zeigt, dass auch bei sehr geringen Federwegen (wie bei Formelfahrzeugen üblich) eine adäquate Beurteilung des Verhaltens der Dämpfer alleine schon aus den Aufzeichnungen der Federwege belastbar möglich ist.

Literatur References

1. Nowlan, D.: The Dynamics of the Race Car. E-Book. Sydney (2010). <https://www.chassissim.com>
2. Milliken, W., et al.: Racecar Vehicle Dynamics. SAE (1995)

Geometrie *Geometry*

5



5.1 Die Fahrwerksgeometrie und ihre Bedeutung *Suspension Geometry and its Significance*

Die Geometrie beschreibt die Konfiguration und Anordnung von *Systemlinien* und *Drehpunkten* an einer Radaufhängung. Damit bestimmt die Geometrie, wie die Kräfte der Reifen über die Räder und die Radaufhängung auf die Aufbaumasse des Fahrzeugs übertragen werden. Wenn die Kraftübertragungskinematik nicht vollständig verstanden wird, können bei falscher Geometriewahl Probleme entstehen, deren geometriebedingter Ursache man sich sogar oft nicht bewusst ist. Das Ergebnis in diesen Fällen ist dann meist,

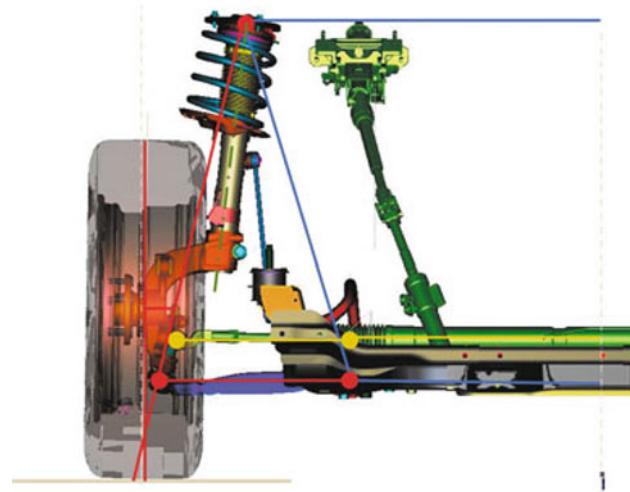


Abb. 5.1 Die Geometrie ist die Verbindung zwischen den Dreh- und Anlenkpunkten der Radaufhängung. Hier wird das Federbein eines Ford Mondeo gezeigt. *Rot* = ungefederte Masse; *Blau* = gefederte Masse; *Gelb* = Lenkung; *Grün gestrichelt* = Mittellinie des Stoßdämpfers. (Quelle: Ford Nederland)

dass Probleme wie z. B. zu viel Rollen, Nicken oder unerwünschte Eigenlenkung beim Einfedern (Bumpsteer) fälschlicherweise mit Federungs- und Stabilisator-Einstellungen beseitigt werden, die i. d. R. viel zu hart für das Auto sind.

Die Geometrie wird durch das Verbinden der Referenz- und Drehpunkte ermittelt. Diese Verbindungen sind nicht unbedingt mit den physischen Maßen der Radaufhängung identisch. Abb. 5.1 zeigt beispielhaft, dass die Achse, um welche das Rad eines McPherson-Federbeins lenkt, nicht der Mittellinie (Wirklinie) des Stoßdämpfers entspricht.

► **Tipp 5.1**

Die Bestimmung der Geometrie eines existierenden Autos ist nicht einfach.

Es ist zu empfehlen, wenn die Radaufhängung demontiert ist, z. B. im Rahmen einer großen Wartung im Winter, die einzelnen Bauteile detailliert zu vermessen. Auch die Anlenkpunkte am Chassis sind dann einfacher und genauer zu vermessen. Nach der Vermessung können dann die einzelnen Teile der Radaufhängung in einer Zeichnung bzw. CAD-Modell zusammengeführt werden. Damit kann dann z. B. das Rollzentrum genau festgelegt werden, welches später für die Berechnung des Rollmomentes in Kap. 6 benötigt wird.

► **Tipp 5.2**

Vor allem bei Tourenwagen ist es schwierig, die Koordinaten der Drehpunkte am Chassis exakt zu vermessen. Karosseriebau- und Instandsetzungs-

unternehmen verfügen jedoch i. d. R. für die meisten Autos über die genauen Maße dieser Anlenk- und Drehpunkte (für die Federbeine, Querlenker, Stoßdämpfer usw.). Die Bestimmung der tatsächlichen Maße lohnt jedoch vor allem bei Gebrauchtfahrzeugen, weil durch Umbauten und/oder Unfälle die Geometrie verändert worden sein kann.

5.2 Spreizung und Nachlauf Kingpin Inclination and Caster

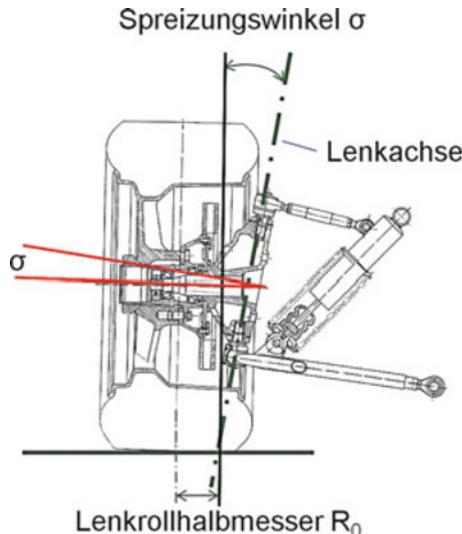
Spreizung (oder Spreizungswinkel; Englisch: KPI, King Pin Inclination) bezeichnet die Schrägstellung der Schnittlinie der Lenkachse am Radträger in der Vorderansicht, siehe Abb. 5.2. Da es nicht immer möglich ist, den Radträger in dem relativ kleinen Einbauraum in der Felge unterzubringen, und um trotzdem einen definierten, kleinen Lenkrollhalbmesser R_0 zu realisieren, ist eine Schrägstellung mit dem Spreizungswinkel σ erforderlich.

Wenn die Schnittlinie (Lenkachse) auf der inneren Hälfte der Reifenaufstandsfläche die Straße durchschneidet, ist der Lenkrollhalbmesser positiv, wenn sie auf der äußeren Hälfte die Straße durchschneidet, ist er negativ (vgl. auch Abschn. 1.5.4, Abb. 1.14). Wenn jedoch die Schnittlinie durch die Straße exakt in der Mittellinie des Reifens erfolgt – der Lenkrollhalbmesser also Null ist –, wird das auf Englisch „Centrepoint Steering“ genannt.

► Tipp 5.3

Negative Lenkrollhalbmesser kommen vor allem bei Fahrzeugen mit Vorderradantrieb vor. Wenn z. B. ein Rallye-Auto mit den Rädern der rechten Seite von

Abb. 5.2 Beispiel für Spreizung. In den meisten Fällen besteht der Radträger (Upright) mit den beiden Anlenkpunkten (um welche das Rad lenkt), Lagern usw. aus einem Teil. Demzufolge haben Sturzänderungen auch keinen Einfluss auf die Spreizung



der Straße abkommt, wird das rechte Vorderrad keine ausreichende Bremskraft mehr liefern können. Beim Bremsen wird dann nur das linke Vorderrad (das sich noch auf der Straße befindet) eine ausreichende Bremswirkung aufbringen. Dadurch entsteht ein linksdrehendes Moment der Fahrzeugmasse um das linke Vorderrad, was sehr gefährlich sein kann. Ein negativer Lenkrollhalbmesser an den Vorderrädern wird jedoch ein rechtsdrehendes Moment am linken Vorderrad auslösen, womit dem Drehen (Gieren) des Fahrzeugs einigermaßen entgegengewirkt wird.

Je kleiner der Lenkrollhalbmesser ist, desto leichter lässt sich das Auto lenken. Wenn jedoch der Lenkrollhalbmesser zu klein wird oder sich sogar „Centrepoint Steering“ einstellt, bekommt der Fahrer kaum noch Rückmeldung von seinem Auto, womit es sich für ihn anfühlen kann, als ob er „auf Eis“ fährt. Umgekehrt nehmen die Kräfte in Längsrichtung – z. B. Rollwiderstands-, Brems- und Antriebskräfte (letztere im Fall des Vorderradantriebs) – am Lenkrad immer mehr zu, je größer der Lenkrollhalbmesser wird. Ein negativer Lenkrollhalbmesser stabilisiert indes beim Bremsen das Fahrzeug.

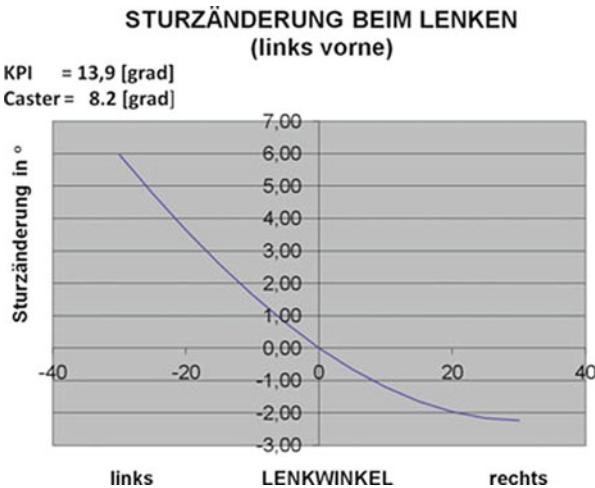
Auch wird sich die Lage der Radachse während einer Lenkbewegung in der Höhe (entlang der z -Achse) verändern, wenn die Lenkachse schräg gestellt ist. Das bedeutet, dass beim Lenken in einer Kurve das kurveninnere Vorderrad angehoben wird. Die Schwerkraft wirkt dem entgegen, zieht das Auto beständig nach unten, und weil die Räder links und rechts durch die Lenkung miteinander verbunden sind, stellt sich zwischen den Rädern durch das Lenkrückstellmoment ein Gleichgewicht ein. Das bedeutet, dass die beiden Räder in eine Geradeausstellung drängen. Die Spreizung bewirkt ebenso Stabilität während der Geradeausfahrt.

Der Nachlaufwinkel (Englisch: caster) bezeichnet die Schräglage der Lenkachse in der Seitenansicht, siehe Abschn. 1.5.3, Abb. 1.12. Ein Nachlauf entsteht, wenn die geometrische Linie der Lenkachse am Radträger die Straße an einer Stelle vor dem Zentrum der Kontaktfläche des Reifens durchschneidet. Damit greifen dann Brems- und Widerstandskräfte hinter der Lenkachse an, was zu einer Stabilität bei Geradeausfahrt führt. Fahrzeuge mit Vorderradantrieb haben oft einen äußerst geringen Nachlauf, weil die nach vorne gerichtete Zugkraft bei zu großem Nachlauf Instabilität auslöst.

Die Lenkachse am Radträger sollte in der Seitenansicht nicht unbedingt durch den Mittelpunkt der Raddrehachse verlaufen. Damit wird erreicht, dass der Nachlaufwinkel unabhängig von der Nachlaufstrecke ist.

Oft wird bei Rennwagen mit Doppelquerlenker-Aufhängung auch der Nachlaufwinkel der Hinterradaufhängung vom Hersteller vorgeschrieben. Der Nachlauf an der Hinterradaufhängung hat jedoch nicht dieselbe Funktion wie bei der Vorderradaufhängung, weil die Räder der Hinterachse keine freie Bewegung um ihre Hochachsen ausführen können. Die herstellerseitige Vorgabe des Nachlaufs hat hier nur die Funktion, die Radträger in die richtige Position zu stellen, damit Größen wie Federungslenken (Bumpsteer) und Sturzänderungen innerhalb der vom Konstrukteur beabsichtigten Grenzen bleiben.

Abb. 5.3 Ein Rad erfährt aufgrund von Spreizung und Nachlaufwinkel eine Sturzänderung beim Lenken. Wenn Spreizungswinkel und Nachlaufwinkel zu sehr voneinander abweichen, erhält das Rad eine zu starke, nicht akzeptable Sturzänderung



Zusammenwirken von Spreizung und Nachlauf

Weil ein Rad während einer Lenkbewegung sich um eine schräg stehende Lenkachse bewegt, wird das Rad auch eine Änderung seiner Lage relativ zur Straße erfahren. Das Rad erhält somit eine Sturzänderung beim Lenken!

In Abb. 5.3 ist der Verlauf der Sturzänderung als Funktion des Lenkwinkels, und damit als Funktion von Nachlauf und Spreizung, dargestellt. Die Sturzänderung bleibt innerhalb akzeptabler Grenzen, so lange der Spreizungswinkel und der Nachlaufwinkel in nahezu gleicher Größenordnung bleiben. Sobald einer der beiden Größen zu sehr abweicht, sind erhebliche Sturzänderungen die Folge, wie in Abb. 5.3 aufgezeigt.¹

Zur Ermittlung des aktuellen Sturzes sind die Sturzänderung und der statisch eingestellte Sturz zu addieren.

Die Spreizung ist nicht nur der Winkel σ zwischen der Lenkachse und einer Vertikalen, sondern auch der Winkel zwischen der Radachse und einer Senkrechten zur Lenkachse, siehe Abb. 5.2. Dies bedeutet, dass bei der Einstellung des Sturzes die komplette Einheit des Radträgers mit allen Anbauteilen ein wenig verdreht wird, und dass deshalb der Spreizungswinkel σ nicht geändert wird. Durch die Einstellung des statischen Sturzes ändert sich folglich die Spreizung nicht!

► **Tipp 5.4**

Wenn bei Testfahrten auf einer Rennstrecke lediglich ein Sturzmesser zur Verfügung steht, kann der Nachlaufwinkel wie folgt gemessen werden:

¹Genaueres siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4, Kap. 5.

- Schritt 1: Das Vorderrad links um 30° nach links drehen, dann den Sturz messen, z. B. $-2,5^\circ$
- Schritt 2: Das Vorderrad links um 30° nach rechts drehen, dann den Sturz messen, z. B. $4,7^\circ$
- Schritt 3: Die Addition der beiden absoluten Messwerte liefert den Nachlaufwinkel! Zum Beispiel, $\text{Nachlaufwinkel} = |-2,5^\circ| + 4,7^\circ = 7,2^\circ$.

$(30^\circ$ entspricht einer Stunde auf dem Zifferblatt einer Uhr)

Wenn sich das Rad nur bis 20° lenken lässt, muss im o. g. Schritt 3 der Ergebniswert aus der Addition der Messwerte mit 1,47 multipliziert werden.

► Tipp 5.5

Weil die Sturzänderung u. a. vom Nachlaufwinkel abhängig ist, können Änderungen des Nachlaufs dazu benutzt werden, um die Sturzänderungen zu beeinflussen. Tritt z. B. Untersteuern beim Einlenken auf und es sind keine anderen Abstimmungsmöglichkeiten vorhanden, könnte mehr Nachlauf (= mehr Sturz während des Lenkens) das Problem beseitigen.

Die Kombination von Nachlaufwinkel und Spreizung sorgt auch dafür, dass das Fahrzeug beim Einlenken an der Kurveninnenseite ein wenig angehoben wird und sich an der Kurvenaußenseite ein wenig senkt. Damit vollzieht die Nase des Aufbaus bereits eine Rollbewegung, das sogenannte „Rollsteer“. Im Grunde ist das sogar gewünscht, weil der Aufbau sowieso nach außen rollen wird. Rollsteer trägt also dazu bei, das Moment der Aufbaumasse schon bei der Lenkbewegung in die richtige Richtung aufzubauen.

Dies bedeutet jedoch auch, dass sich Räder mit Null Grad Sturz bei Vorspur in negativen Sturz und bei Nachspur in positiven Sturz einstellen.

Vor diesem Hintergrund ist es möglich, nun auch die Reifentemperaturen geeignet interpretieren zu können. Dazu sind Infrarotsensoren erforderlich, um die Temperaturen an der Oberfläche der Reifen an drei Stellen (Innen- und Außenseite sowie Mitte) zu messen. Anhand von Tab. 5.1 und 5.2 sind belastbare Beurteilungen von Nachspur, Vorspur, Sturz und Reifendruck möglich. Abb. 5.4 zeigt die unterschiedlichen Positionen (Innen, Mitte und Außen) für die Temperaturmessung am Reifen.

5.3 Vorspur und Nachspur *Toe-in and Toe-out*

Unter Vorspur (Englisch: toe-in) versteht man die Einstellung der Räder einer Achse, bei der in der Draufsicht die Vorderseiten der Reifen nach innen zueinander gedreht sind. Es ist als ob man die Zehen (toe) nach innen stellt. Bei Nachspur stehen die Reifen vorne auseinander (toe-out).

Querkräfte entstehen in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Straße. Diese Kräfte werden über die Reifenflanken an die Felge übertragen, und die Felge überträgt die Kräfte

Tab. 5.1 Beurteilung der Verhältnisse der Reifentemperaturen

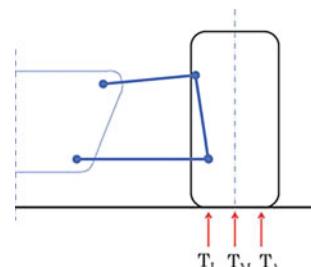
$T_{\text{Innenseite}}$	<	T_{Mitte}	<	$T_{\text{Außenseite}}$	Zu wenig Sturz, oder zu viel Nachspur
$T_{\text{Innenseite}}$	<	T_{Mitte}	>	$T_{\text{Außenseite}}$	Zu hoher Reifendruck
$T_{\text{Innenseite}}$	<	T_{Mitte}	=	$T_{\text{Außenseite}}$	Zu wenig Sturz, oder zu hoher Reifendruck, zu viel Nachspur
$T_{\text{Innenseite}}$	>	T_{Mitte}	<	$T_{\text{Außenseite}}$	Zu niedriger Reifendruck
$T_{\text{Innenseite}}$	>	T_{Mitte}	>	$T_{\text{Außenseite}}$	Zu viel Sturz, oder zu viel Vorspur
$T_{\text{Innenseite}}$	>	T_{Mitte}	=	$T_{\text{Außenseite}}$	Zu viel Sturz, oder zu niedriger Reifendruck, zu viel Vorspur
$T_{\text{Innenseite}}$	=	T_{Mitte}	<	$T_{\text{Außenseite}}$	Zu wenig Sturz, oder zu geringer Reifendruck, zu viel Nachspur
$T_{\text{Innenseite}}$	=	T_{Mitte}	>	$T_{\text{Außenseite}}$	Zu viel Sturz, oder zu hoher Reifendruck, zu viel Vorspur
$T_{\text{Innenseite}}$	=	T_{Mitte}	=	$T_{\text{Außenseite}}$	OK

Die Beziehung zwischen den Temperaturen an der Lauffläche des Reifens liefert aussagekräftige Informationen über die Abstimmung der Fahrwerks-Geometrie. Quelle: Auszug aus OptimumG Seminar.

Tab. 5.2 Beurteilung der absoluten Reifentemperaturen [°C]

Innenseite	Mitte	Außenseite	Schlussfolgerung
70	100	70	Reifendruck zu hoch
60	80	100	Positiver Sturz
90	90	90	Gut, wenn 90 °C das Ziel ist
60	60	60	Verteilung gut, aber zu kalt
120	120	120	Verteilung gut, aber zu warm
100	80	60	Viel negativer Sturz
120	110	100	Viel negativer Sturz, vielleicht zu heiß

Quelle: Auszug aus OptimumG Seminar

Abb. 5.4 Position der am Reifen gemessenen Temperaturen

an den Radträger usw. Weil jeder Reifen ein bestimmtes Maß von Flexibilität besitzt, muss ein Reifen zunächst durch eine flexible Phase lenken, bevor die Flanken die Querkräfte übertragen können. Ein Reifen ist in diesem Bezug gleich einer Art von Feder. Durch Vorspur wird eine gewisse Vorspannung in dieser „Feder“ aufgebaut. Damit ist der Reifen

in der Lage, unmittelbar Querkräfte von der Kontaktfläche (Latsch) an die Felge übertragen zu können. Der Fahrer wird dadurch als Rückmeldung erfahren, dass das Auto gut und direkt einlenkt. Wenn jedoch zu wenig oder überhaupt keine Vorspur eingestellt ist, muss über die Felge erst noch Vorspannung aufgebaut werden; erst danach können die Querkräfte übertragen werden. Der Fahrer wird dann als Rückmeldung erfahren, dass das Auto dann nur langsam und verzögert auf seine Lenkbewegung reagiert.

► **Tipp 5.6**

Es handelt sich bei den Größen Vorspur/Nachspur nur um sehr kleine Werte, diese aber mit großen Folgen für die Fahrdynamik. Deshalb sollten die Vorgaben des Herstellers genau befolgt werden! Zu viel Vorspur kann zu einer zu großen Erhitzung der Reifen und damit zu vorzeitigem Verschleiß führen. Dies bedeutet umgekehrt auch, dass bei kalten Witterungsbedingungen Vorspur helfen kann, die Reifen besser zu erwärmen. Die Einstellung von Vorspur/Nachspur ist eine sehr wichtige, exakt auszuführende Aufgabe! Nach jeder Arbeit an der Radaufhängung und nach härteren Beanspruchungen (z. B. exzessives Überfahren von Randsteinen, Berührungen mit anderen Rennteilnehmern) sollte die Einstellung wiederholt werden.

Nachspur wird aus verschiedenen Gründen angewendet. Man findet Nachspur oft bei serienmäßigen Straßenfahrzeugen mit Vorderradantrieb, bei denen die Radaufhängung an manchen Stellen mit Gummibuchsen ausgestattet ist, um die auftretenden Vibrationen zu dämpfen und um Elastokinematik zu ermöglichen.

Beim Gasgeben, also wenn eine Zugkraft (Schub) wirkt, drückt diese die Radaufhängung nach vorne. Abhängig von der Geometrie des Spurstangengelenks wird das Rad dann dynamisch in Vorspur gedrückt. Dieses bedeutet aber, dass wenn ein solches Fahrzeug im Rennsport eingesetzt und nachfolgend die Gummibuchsen durch Kugelgelenke (ball joints) ersetzt werden, das Auto statt der ursprünglichen Nachspur nunmehr sogar Vorspur benötigt.

Ein anderer Grund für Nachspur könnte ein Problem mit „Power understeer“ sein, d. h. Untersteuern beim Auslenken und Beschleunigen am Ausgang der Kurve. Vor allem Rennwagen mit hohem Drehmoment werden am Ausgang der Kurve, also am Ende von Phase 4 und in Phase 5, viel Schub liefern (siehe Abb. 2.2a und b). Die Vorderreifen könnten dadurch überfordert werden, wobei Nachspur als veritabler Lösungsansatz herangezogen werden könnte. Dadurch wird der kurveninnere Reifen mehr zum Kurveninneren gedreht (und dadurch ein größerer Schräglauftwinkel aufgezwungen) als der kurvenäußere Reifen und liefert deshalb mehr Querkraft als bei Vorspur. Dies trifft sowohl für Fahrzeuge mit Vorderradantrieb als auch mit Hinterradantrieb zu. Nachteilig ist hierbei, dass die Reifen auch mehr Rollwiderstand erzeugen und sich auf den Geraden an der Vorderachse ein instabileres Verhalten des Autos einstellt.

► **Tipp 5.7**

Vorspur und Nachspur erfordern eine sehr exakte Einstellung. Es ist nicht nur erforderlich, dass die Gesamtsumme der Spur zwischen den beiden Rädern stimmt, sondern die Anteile auch symmetrisch auf die linke und rechte Seite verteilt sind.

Deshalb wird folgende Methode zur Abstimmung empfohlen:

- Schritt 1: BEIDE Spurstangen sind (unabhängig von der Spur) auf dieselbe Länge einzustellen.
- Schritt 2: Vermessung der Spur (z. B. 5 mm) und Vergleich mit der erforderlichen Spur (z. B. 2 mm). Schlussfolgerung im vorliegenden Beispiel:
Die Spur muss um 3 mm verringert werden.
- Schritt 3: In der Folge Verringerung der Spur um 1,5 mm *an beiden Rädern!*

Nur auf diese Weise erhält man ein völlig symmetrisches Auto. Andernfalls wird das Fahrzeug beim Bremsen nach links oder rechts ziehen.

5.4 Rollzentrum und Nickzentrum *Roll Centre and Pitch Centre*

Die im Reifen aufgebauten Kräfte werden über die Felge und den Radträger auf die Radaufhängung übertragen. Die Radaufhängung leitet diese Kräfte dann weiter zum Aufbau (bzw. die gefederte Masse). Das Rollzentrum ist der Punkt, über welchen die Querkräfte auf die gefederte Masse übertragen werden. Die Lage des Rollzentrums je Achse und damit die Übertragung der Kräfte ist indes abhängig von der Geometrie. Die Lage des Rollzentrums ist also entscheidend für die Charakteristik, wie die Querkräfte an die Fahrzeugmasse weitergeleitet werden. Die Rollachse des Fahrzeugs verläuft in Fahrzeulgängsrichtung dann durch die Rollzentren der Vorder- und Hinterachsauflösung.

Auf dieselbe Weise wie die Konstruktion des Rollzentrums in der Vorderansicht, erfolgt in der Seitenansicht des Fahrzeugs die Konstruktion des Nickzentrums, um welches das Auto beim Bremsen und Beschleunigen nickt. Zunächst werden die Momentanpole der Vorder- und Hinterachsauflösung über die Polstrahlen konstruiert. Die Polstrahlen der Radaufstandspunkte vorne und hinten durch ihre jeweiligen Momentanpole ergeben als Schnittpunkt das Nickzentrum *NZ*.

► Tipp 5.8

Die Lage des Rollzentrums ist unabhängig von den Federraten. Sogar beim Einsatz extrem harter Federn bleibt die Position entscheidend für die Art der Querkraftübertragung!² Die landläufige Vermutung, das Auto rolle kaum um die Rollachse, weil sehr harte Federn verwendet werden, und deswegen sei die Position des Rollzentrums eher unwichtig, ist völlig abwegig ...

In Abschn. 5.6 wird die praktische Anwendung von Rollzentrum und Nickzentrum gezeigt.

5.5 Geometrie, ein faszinierender Kompromiss *Geometry, a fascinating Compromise*

Wie eingangs beschrieben bestimmt die Geometrie, wie die Kräfte im Reifenlatsch auf die Masse des Fahrzeugs übertragen werden. Der Konstrukteur muss dabei einen Kompromiss finden zwischen zwei völlig entgegengesetzten Zielsetzungen. Einerseits sollen die Reifen beim Bremsen und Beschleunigen aufrecht auf der Straße stehen, andererseits sollen sich die Reifen in einer Kurve, also wenn der Aufbau nach außen neigt, schräg stellen.

Jeder Kompromiss läuft für eine Doppelquerlenker-Aufhängung im Großen und Ganzen auf eine Auslegung wie in Abb. 5.5 gezeigt hinaus: Der untere Querlenker ist mehr oder weniger horizontal und der obere Querlenker schräg gestellt, wobei dieser auch kürzer ist als der untere Querlenker. Je mehr ein Fahrzeug ein- und ausfedert, desto empfindlicher wird dieser Kompromiss sein. Dieser Kompromiss zwischen den entgegengesetzten Zielsetzungen wird in Abb. 5.10 erläutert. Für einen Formel-Rennwagen, der zwar nur wenig ein- und ausfedert, ist die Lage des Rollzentrums immer noch äußerst wichtig (siehe Abschn. 5.6), aber die Geometrie wird sich kaum ändern. Das bedeutet aber keineswegs, dass der o. g. Kompromiss nicht auch für Formel-Rennwagen von Bedeutung ist. Die Bestimmung des Rollzentrums der Festachse mit Blattfedern zeigt Abb. 5.7. Vor allem klassische Cabrios mit so einer Hinterachse weisen ein hohes Rollzentrum auf (Abb. 5.7).

Ähnlich wie das Rollzentrum in der Vorderansicht festgestellt wird, wird in der Seitenansicht das Nickzentrum festgestellt. Das Nickzentrum ist aber unterschiedlich zwischen Bremsen (siehe Abb. 5.8) und Beschleunigen (siehe Abb. 5.9). Der Grund dafür ist, dass beim Bremsen die Langskräfte im Reifenlatsch und beim Beschleunigen im Radlager angreifen.

²Genaueres siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4, Kap. 2.

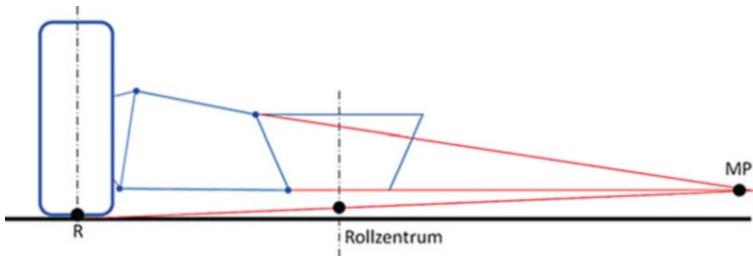


Abb. 5.5 Konstruktion des Rollzentrums einer Doppelquerlenker-Radaufhängung. Die Linien durch die beiden Querlenker (auch: Polstrahlen) schneiden einander im Momentanpol MP . Dieser Punkt ist das momentane Bewegungszentrum des Viergelenk-Koppelgetriebes, bestehend aus den beiden Querlenkern und dem Radträger. Der Radträger und auch das Rad selbst mit dem Radaufstandspunkt R (= Zentrum der Reifenkontaktfläche) bilden die Koppel. Folglich bewegt sich auch der Radaufstandspunkt R um den Momentanpol, so dass MP mit R durch einen weiteren Polstrahl verbunden werden kann. Spiegelbildlich ergibt sich die äquivalente Konstruktion des Momentanpols für die andere Radseite. Dort, wo sich die beiden Polstrahlen $R-MP$ beider Radseiten schneiden, liegt das Rollzentrum RZ . Beim Ein- und Ausfedern bewegen sich die Querlenker beider Seiten, und damit wandern auch die Momentanpole MP beider Seiten. Die Bahnen, auf denen die Momentanpole wandern, sind die sogenannten Polbahnen. Da sich die Momentanpole MP folglich bei Bewegung der Radaufhängung verändern, verändert sich auch die Lage des Rollzentrums. Dieses ist eine dynamische Größe, die sich je nach Stellung der beiden Seiten der Radaufhängung nicht nur nach oben und unten bewegt, sondern auch nach links nach rechts. Das Rollzentrum RZ als imaginärer Momentanpol kann, je nach Geometrie der Radaufhängung, auch unterhalb der Straßenebene liegen. Die analoge Konstruktion für ein McPherson-Federbein wird in Abb. 5.6 beschrieben

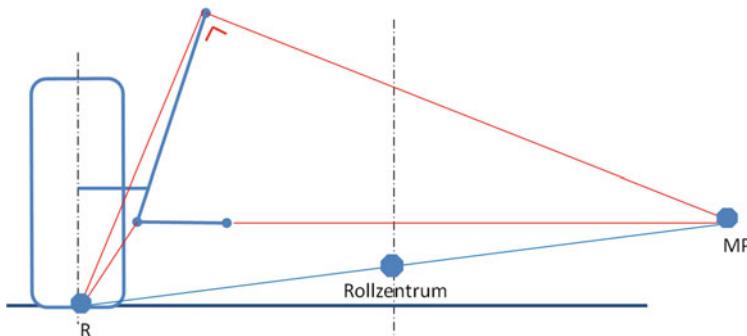


Abb. 5.6 Konstruktion des Rollzentrums bei einem McPherson-Federbein

Sobald die Geometrie der Radaufhängung festgelegt worden ist, ist die geeignete Lenk-Geometrie zu bestimmen. Auch dies ist von besonderer Bedeutung, denn die Räder sollten während des Eintauchens und Anhebens des Fahrzeugbugs (Englisch: Bumpsteer) keinerlei Spuränderung erfahren. Abb. 5.11 zeigt das Vorgehen hierzu. Analog erfolgt die Auslegung der Lenkgeometrie beim McPherson-Federbein, siehe Abb. 5.12.

Abb. 5.7 Konstruktion des Rollzentrums RZ bei einer Starrachse. Im Falle eines Panhardstabes, eines Wattgestänges oder einer anderen vertikalen Geradführung könnte das RZ einfach versetzt werden!

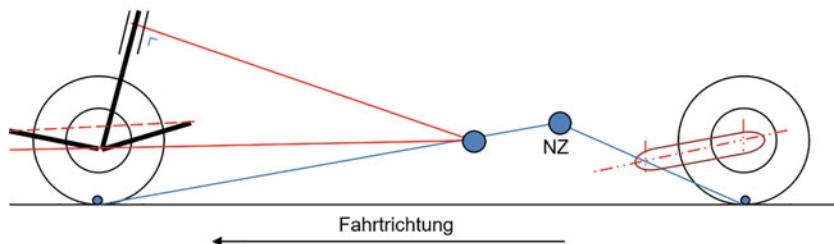
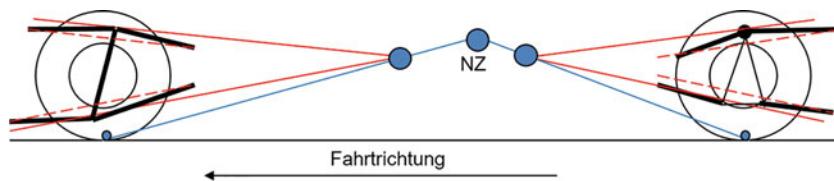
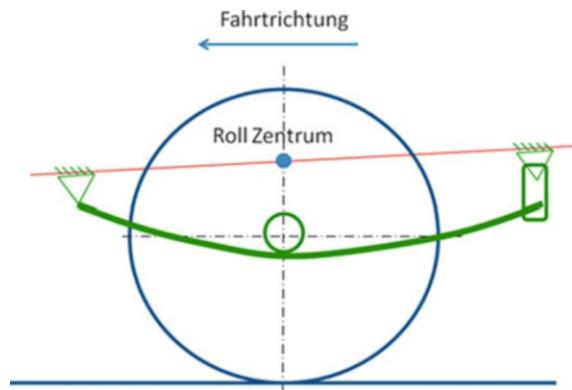


Abb. 5.8 Konstruktion des Nickzentrums beim Bremsen eines Fahrzeugs. **a** für ein Doppelquerlenker-Auslegung vorne und hinten; **b** für ein McPherson-Federbein vorne und Starrachse hinten

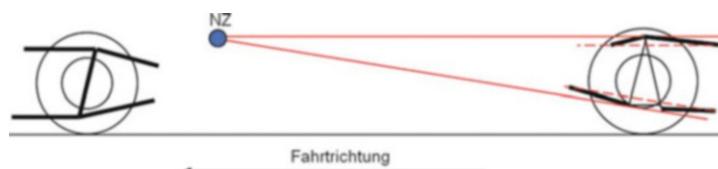


Abb. 5.9 Konstruktion des Nickzentrums beim Beschleunigen eines Fahrzeugs mit Hinterradantrieb. Weil die Schubkräfte nur durch die Hinterradaufhängung weitergeleitet werden, ist die Geometrie der Vorderradaufhängung nicht entscheidend

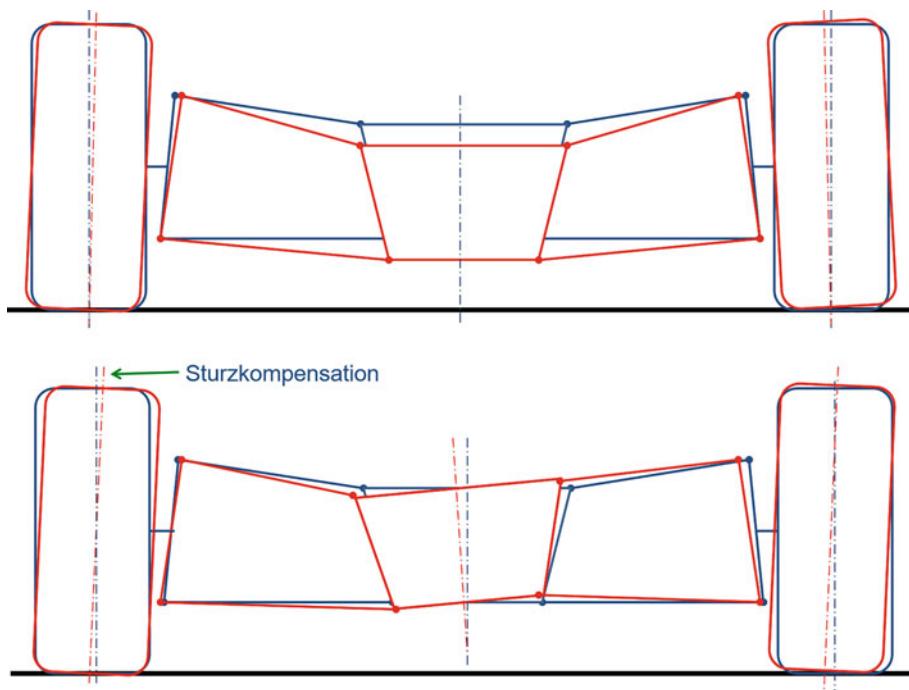


Abb. 5.10 Der Kompromiss bei einer Doppelquerlenker-Radaufhängung. **a** Beim Bremsen sollten die Reifen keine Sturzänderung erfahren, damit die Reifen ihr volles Bremsvermögen liefern können. **b** Andererseits sollte sich in einer Kurve ausreichend Sturzänderung einstellen, damit die Reifen sich schräg stellen. Die dazu benötigte Sturzänderung wird „Sturzcompensation“ genannt. In beiden Fällen soll sich möglichst keine Spuränderung ergeben

► **Tipp 5.9**

Die Feinabstimmung bei Bumpsteer kann erreicht werden durch die Höhenverstellung von entweder Punkt S oder Punkt Z. Oft geschieht dies anhand kleiner Zwischenringe. Wenn die Feder/Dämpfer-Einheit entfernt wird, kann das Rad leicht auf und ab bewegt werden, womit die Spuränderung überprüft werden kann.

► **Tipp 5.10**

Der Austausch von Radträgern mit jenen eines Fahrzeugs mit anderer Geometrie könnte zu unverständenen Problemen führen. Die Drehpunkte (Momentanpole) der Querlenker mögen sich vielleicht an derselben Stelle befinden, aber wenn der Punkt S nicht identisch mit jenem an der Originalaufhängung ist, wird das Rad einen unerwünschten Bumpsteer ausführen. Das Auto wird dann vor allem beim Beschleunigen aus der Kurve heraus instabil sein. Grobe Fehleinstellungen sind bereits mit bloßem Auge feststellbar,

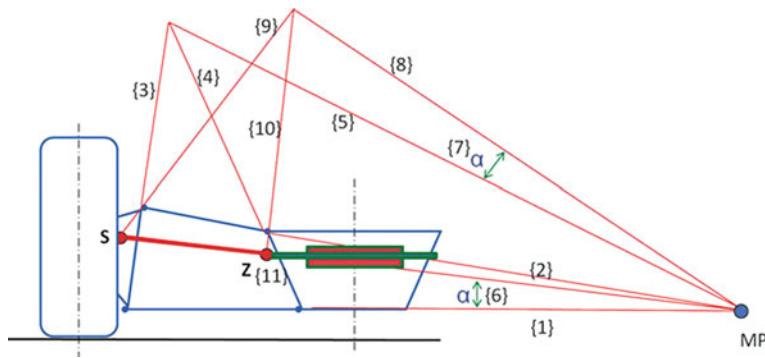


Abb. 5.11 Feststellung der Geometrie des Lenkungsmechanismus einer Doppelquerlenker-Radaufhängung mit der Spurstange $S-Z$. In den *geschweiften Klammern* { } ist die Reihenfolge der Konstruktionsschritte angegeben: Nachdem die *Linien* {1–4} gezeichnet sind, kann die *Linie* {5} festgelegt werden. Punkt S ist schon bei der Wahl der Ackermann-Geometrie festgelegt worden (siehe Abschn. 5.7), deshalb kann die *Linie* {6} zwischen S und dem Momentanpol MP unter dem Winkel α konstruiert werden. *Linie* {7} folgt aus *Linie* {5} plus dem Winkel α {7}. *Linie* {8} wird durch S und den oberen Drehpunkt am Radträger gezogen. Aus dem Schnittpunkt zwischen {8} und {9} wird *Linie* {10} gezogen. Am Schnittpunkt zwischen {6} und {10} wird Z gefunden, und damit a) die Länge der Spurstange, und b) die Koordinaten von Z in y - und z -Richtung. Damit sind schließlich auch die Lage des Lenkgehäuses und die Länge der Zahnstange festgelegt

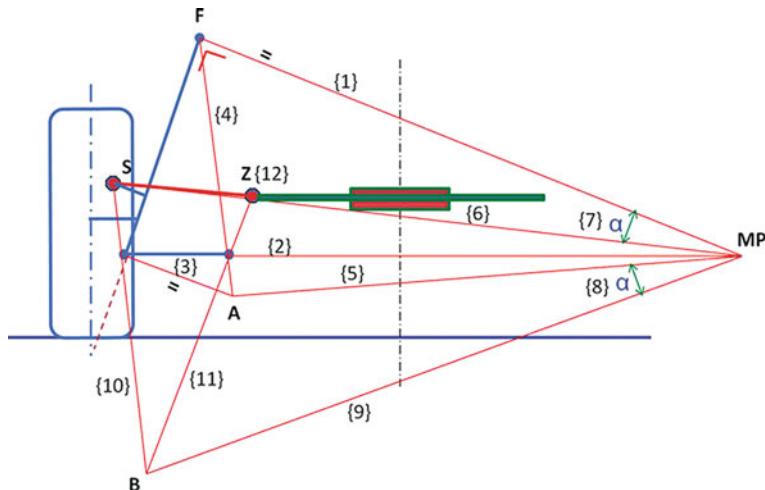


Abb. 5.12 Bestimmung der Geometrie des Lenkungsmechanismus an einer McPherson-Achse mit der Spurstange $S-Z$. In den *geschweiften Klammern* { } ist wieder die Reihenfolge der Konstruktionsschritte, analog der Vorgehensweise bei der Doppel-Querlenker-Aufhängung in Abb. 5.11, angegeben

denn der Polstrahl durch Spurstange $S-Z$ sollte immer mit den Polstrahlen der beiden Querlenker im Momentanpol MP konvergieren.

Die Geometrie des Lenkmechanismus in der Draufsicht wird im Zusammenhang mit der Erläuterung des Ackermann-Prinzips in Abschn. 5.7 besprochen.

5.6 Das Kräftespiel in der Radaufhängung *Effect of Forces in the Suspension*

Wie erläutert, bestimmt die Geometrie, wie die Kräfte von den Reifen über die Räder und die Radaufhängung auf den Aufbau des Fahrzeugs übertragen werden. Um dieses Kräftespiel richtig verstehen zu können, ist es fundamental sich zu vergegenwärtigen, dass, wie bereits in Abschn. 2.4.2 beschrieben, die **Aktionskräfte** in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Straße entstehen, aber die **Reaktion** darauf, d. h. die Zentrifugalkraft, immer im Fahrzeugschwerpunkt angreift.

Bei der Kurvendurchfahrt ergibt sich folgender Ablauf des Kraftaufbaus (siehe Abb. 5.13 und 5.14):

Die Querkräfte $F_{W,y,o}$ und $F_{W,y,i}$ an den Reifen der Vorderräder entstehen durch eine Lenkbewegung. Der Vorderwagen beginnt daraufhin, sich in die Kurve hinein zu bewegen, wodurch die Hinterreifen ebenfalls in einen Schräglauf übergehen und damit beginnen, selbst Querkräfte aufzubauen (Phasen 1 und 2 der Kurve, vgl. Abb. 2.2a und b).³ Die Querkräfte an der Vorder- und Hinterachse werden über das jeweilige Rollzentrum RZ auf den Schwerpunkt S der Fahrzeugmasse übertragen. In dem Fall, dass das Rollzentrum RZ oberhalb der Straßenebene liegt, entsteht folglich eine nach oben gerichtete, vertikale Kraftkomponente, weil die Querkraft unterhalb des Rollzentrums angreift. Die kurvenäußersten Reifen erfahren eine nach oben gerichtete Kraft $F_{Z,o}$, während die kurveninneren Reifen eine nach unten gerichtete Kraft $F_{Z,i}$ erfahren. Die resultierende Hubkraft wird im Englischen als Jacking Force (Aufstützkraft) bezeichnet.

Die beiden Querkräfte $F_{W,y,o}$ und $F_{W,y,i}$ bilden zusammen eine Zentripetalkraft, die im Rollzentrum RZ angreift:

$$F_{\text{Zentripetal}} = F_{W,y,o} + F_{W,y,i} \quad (5.1)$$

mit:

- $F_{W,y,o}$ Querkraft am kurvenäußersten Rad, N
- $F_{W,y,i}$ Querkraft am kurveninneren Rad, N

³Vgl. auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4, Abb. 5.1.

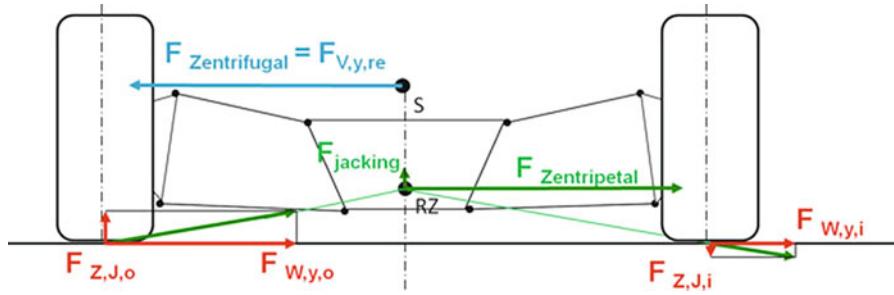


Abb. 5.13 Die beiden Querkräfte $F_{W,y,o}$ ($F_{Ti,y,o}$) und $F_{W,y,i}$ ($F_{Ti,y,i}$) entstehen in den Kontaktflächen der Reifen aufgrund einer Lenkbewegung und/oder einem Schräglauwinkel. In der Summe bilden sie die angreifende Querkraft oder Zentripetalkraft: $F_{W,y,o} + F_{W,y,i} = F_{\text{Zentripetal}}$; $F_{Z,J,o} + F_{Z,J,i} = F_{\text{jacking}}$; o = outer, außen, i = inner, innen

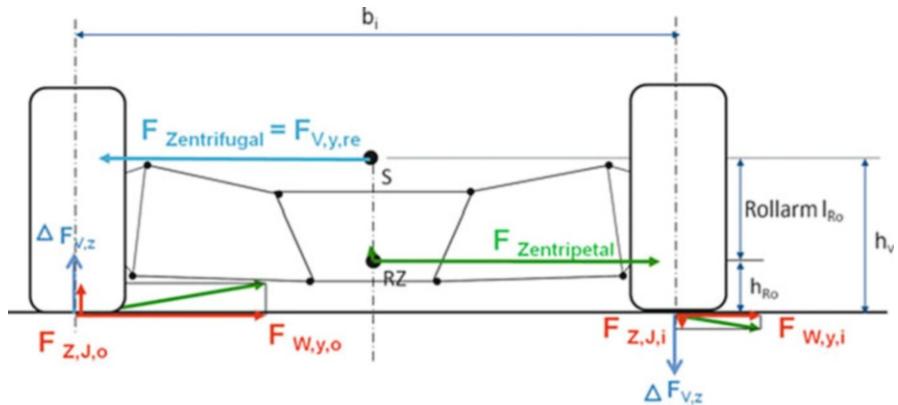


Abb. 5.14 Der Gewichtstransfer $\Delta F_{v,z}$ ist proportional zur Schwerpunkthöhe h_v , und reziprok zur Spurweite b_i . Weil das Rollzentrum RZ ein imaginärer Momentanpol ist, kann dieser je nach Geometrie auch unterhalb der Straßenebene liegen. In diesem Fall wären die Jacking Forces negativ, d. h. am kurvenäußeren Rad nach unten- und am kurveninneren Rad nach oben gerichtet

Die vertikale, resultierende Jacking Force im Rollzentrum RZ ist die Summe aus den beiden vertikalen Komponenten der Jacking Forces beider Radseiten:

$$F_{\text{Jacking}} = F_{Z,J,o} + F_{Z,J,i} \quad (5.2)$$

mit:

- $F_{Z,J,o}$ Jacking force am kurvenäußeren Rad, N
- $F_{Z,J,i}$ Jacking force am kurveninneren Rad, N

Die im Rollzentrum angreifende Zentripetalkraft wirkt auf die Fahrzeugmasse im Schwerpunkt S . Wie in Abschn. 2.4.2 beschrieben, baut diese träge Masse nach d'Alembert einen Widerstand gegen die Zentripetalkraft auf, welche die Fahrtrichtung zu ändern versucht. Dieser Widerstand – also die Reaktion – ist die Zentrifugalkraft, die immer im Schwerpunkt S angreift. Im Mittelteil der Kurve, also in Phase 3, ist die Zentrifugalkraft definiert als:

$$F_{V,y} = m_V \cdot a_y = \frac{m_V \cdot v^2}{R} \quad (5.3)$$

mit:

- m_V Fahrzeugmasse, kg
- v Fahrgeschwindigkeit, m/s
- R Kurvenradius, m
- a_y Querbeschleunigung (Zentripetalbeschleunigung), m/s²

Die beiden Querkräfte $F_{W,Y,o} + F_{W,Y,i}$ bilden mit der Zentrifugalkraft aufgrund der Höhe des Schwerpunktes S ein linksdrehendes Moment, siehe Abb. 5.14. Dieses Moment verursacht ein rechtsdrehendes Gegenmoment in den Reifen, welches durch das Moment aus den vertikalen Kräften $\Delta F_{V,z}$ mit der Spurweite b_i kompensiert wird.

Die dynamischen Kräfte $\Delta F_{V,z}$ entstehen durch den Gewichtstransfer bei Kurvenfahrt und sind gleich groß, aber entgegengesetzt gerichtet: Das Gewicht des Fahrzeugs wird von der kurveninneren zur kurvenäußeren Seite transferiert. Die Gleichgewichtsbedingung lautet:

$$F_{\text{Zentripetal}} \cdot h_V = \Delta F_{V,z} \cdot b_i \quad (5.4a)$$

$$\Delta F_{V,z} = \frac{F_{\text{Zentripetal}} \cdot h_V}{b_i} \quad (5.4b)$$

mit:

- $\Delta F_{V,z}$ Gewichtstransfer pro Rad einer Achse, N
- $F_{\text{Zentripetal}}$ Zentripetalkraft an einer Achse, N
- b_i Spurweite einer Achse, m; $i = f$ (front, vorne) oder r (rear, hinten)
- h_V Schwerpunktshöhe, m

Hieraus folgt, dass je breiter ein Fahrzeug ist (je größer also die Spurweite ist), desto weniger Gewichtstransfer auftritt. Das kann bei kalten Umgebungsbedingungen ggf. umgekehrt genutzt werden, nämlich wenn die Spur verringert und damit der Gewichts-

transfer vergrößert werden kann, wodurch die Reifen in der Folge mehr Temperatur aufbauen können.

Ebenso folgt aus (5.4b), dass je niedriger die Schwerpunkthöhe h_V ist, desto weniger Gewichtstransfer findet statt. In Kap. 3 wurde bereits beschrieben, dass je weniger Gewichtstransfer auftritt, desto effektiver können die Reifen Querkräfte aufbauen. Deshalb ist es bei Rennwagen enorm wichtig, h_V so niedrig wie möglich zu halten.

Der bei Kurvenfahrt auftretende Gewichtstransfer $\Delta F_{V,z}$ setzt sich aus zwei Elementen zusammen: dem **elastischen** Gewichtstransfer und dem **geometrischen** Gewichtstransfer.

Der **elastische Gewichtstransfer** wird durch das Rollmoment M_{Ro} bestimmt:

$$M_{Ro} = F_{V,y} \cdot l_{Ro} = F_{V,y} \cdot (h_V - h_{Ro}) \quad (5.5)$$

mit:

M_{Ro} Rollmoment der Zentrifugalkraft um RZ, N m

$F_{V,y,re}$ Zentrifugalkraft (Reaktion), N

l_{Ro} Rollhebelarm zwischen RZ und S, m

h_{Ro} Höhe des Rollzentrums, m

h_V Schwerpunkthöhe, m

Für den sich aus dem Rollmoment ergebenden elastischen Gewichtstransfer folgt:

$$\Delta F_{V,z,ela} = \frac{M_{Ro}}{b_i} \quad (5.6)$$

mit:

$\Delta F_{V,z,ela}$ Elastischer Gewichtstransfer einer Achse, N

M_{Ro} Rollmoment um RZ, N m

b_i Spurweite einer Achse, m; i = f (front, vorne) oder r (rear, hinten)

Dem Rollmoment M_{Ro} wird durch die elastischen Komponenten (wie Feder, Stabilisator und Stoßdämpfer) ein Widerstand entgegengesetzt, der in seiner Summe als elastischer Rollwiderstand bezeichnet wird. Die Feder und der Stabilisator bestimmen dabei, wie weit der Aufbau rollen darf, der Dämpfer aber, wie schnell der Aufbau rollen darf.

Der **geometrische Gewichtstransfer** wird durch die Höhe des Rollzentrums RZ über der Straße bestimmt:

$$\Delta F_{V,z,geo} = \frac{F_{V,y} \cdot h_{Ro}}{b_i} = \frac{F_{V,y} \cdot (h_v - l_{Ro})}{b_i} \quad (5.7)$$

mit:

$\Delta F_{V,z,geo}$	Geometrischer Gewichtstransfer, N
$F_{V,y}$	Zentripetalkraft, N
h_v	Schwerpunkthöhe, m
l_{Ro}	Rollhebelarm zwischen RZ und S, m
h_{Ro}	Höhe des Rollzentrums, m
b_i	Spurweite einer Achse, m; i = f (front, vorne) oder r (rear, hinten)

Der geometrische Gewichtstransfer umfasst den vertikalen Anteil, der aufgrund des nicht auf Straßenebene liegenden Rollzentrums durch die Querkräfte entwickelt wird, und der durch die Geometrie der Radaufhängung aufgenommen wird und deshalb nicht für Federung, Stabilisator oder Stoßdämpfer „spürbar“ ist.

Je höher sich das Rollzentrum *RZ* über der Straße befindet, desto größer wird folglich der geometrische Gewichtstransfer und umso kleiner der elastische Gewichtstransfer. Damit nimmt also auch das Rollmoment ab.

Zusammenfassend sind folgende Zusammenhänge festzustellen:⁴

1. Gesamter lateraler Gewichtstransfer = elastischer Gewichtstransfer + geometrischer Gewichtstransfer
2. Der geometrische Widerstandsanteil gegen Rollen beträgt:

$$Ant_{Roll,geo} = \frac{(h_v - l_{Ro})}{h_v} \cdot 100 \% \quad (5.8)$$

mit:

$Ant_{Roll,geo}$	geometrischer Anteil des Widerstands gegen Rollen, verursacht durch die Lage des Rollzentrums <i>RZ</i> über der Straße, %
h_v	Schwerpunkthöhe über der Straße, m
l_{Ro}	Rollhebelarm zwischen <i>RZ</i> und <i>S</i> , m

3. Der Gewichtstransfer $\Delta F_{V,z}$ ist nur abhängig von der Spurweite und der Höhe des Schwerpunkts *S* über der Straße, er ist unabhängig von der Geometrie der Radaufhängung.

⁴Mit der Anordnung der Wankzentren an Vorder- und Hinterachse wird die Aufteilung der Radlastverlagerung auf die Achsen und damit das Eigenlenkverhalten festgelegt, siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4, Kap. 2.

4. Es wird IMMER Gewichtstransfer $\Delta F_{V,z}$ auftreten weil der Fahrzeugschwerpunkt IMMER über der Straße liegt.
5. Die Größe des Rollwinkels ist nicht proportional zum Gewichtstransfer! Er ist jedoch abhängig vom Widerstand gegen Rollen, also vom elastischen- und geometrischen Anteil des Widerstands gegen Rollen.
6. Es wären also – für extreme Geometrien – folgende Fahrzeuge denkbar:
 - a) eines, das zwar Gewichtstransfer, aber kein Rollen aufweist (mit niedrigem Schwerpunkt S und dem Rollzentrum RZ auf einer Ebene mit dem Schwerpunkt S), und
 - b) eines mit kaum Gewichtstransfer, aber mit sehr viel Rollen (mit niedrigem Schwerpunkt S und Rollzentrum RZ tief unterhalb der Straßenebene).
7. Wenn das Rollzentrum RZ unterhalb der Straßenebene liegt, ist der geometrische Gewichtstransfer negativ. Da der gesamte Gewichtstransfer jedoch gleich groß bleibt, bedeutet das, dass der elastische Gewichtstransfer die negative Differenz ausgleichen muss. Oder anders ausgedrückt: Ein Auto benötigt härtere Federn und Stabilisatoren, wenn das Rollzentrum RZ unter der Straßenebene liegt.

► **Tipp 5.11**

Wenn das **Rollzentrum RZ auf der Straßenebene** liegt, beträgt der geometrische Widerstand gegen Rollen 0 % (vgl. (5.8)). Das heißt, dass in diesem Fall der gesamte Widerstand gegen Rollen durch den elastischen Widerstand aufgebaut wird. Es wird dann auch **keine Jacking Forces** geben.

Wenn das **Rollzentrum RZ auf der Ebene des Schwerpunkts S** liegt, beträgt der geometrische Widerstand gegen Rollen 100 % und der elastische Widerstand 0 %. Diese Geometrie ist jedoch zu vermeiden, weil sie einerseits eine sehr ungünstige Kinematik mit u. a. viel Spuränderung erfordert und andererseits, weil kein Rollen auftritt und somit auch keine Rückmeldung an den Fahrer erfolgt. Ein Beispiel für diese Art der Radaufhängung ist die vom VW Käfer stammende Kurbelachse eines Formel-V-Rennwagens.

Wenn das **Rollzentrum RZ unter der Straßenebene** liegt (was tatsächlich möglich ist, da RZ nur ein imaginärer Momentanpol ist), wird h_{Ro} negativ. Das bedeutet ein verstärktes Rollen!

Beispiel 5.1: Beziehung zwischen Rollen und Gewichtstransfer

Je weicher ein Fahrzeug gefedert ist, desto leichter können sich die Momentanpole MP der rechten und linken Radaufhängungen und damit das Rollzentrum RZ bewegen. Es ist deshalb äußerst wichtig, dass der Renningenieur die jeweilige Lage des Rollzentrums im Blick hat. Das Rollzentrum kann ober- und unterhalb der Straße liegen; es kann sich – wenn die Geometrie nicht richtig gewählt ist oder/und das Auto eine große Neigung

macht – sogar außerhalb der Spurweite befinden. Das hat negative Auswirkungen auf den Gewichtstransfer. Tab. 5.3 und Abb. 5.15 vermitteln einen Eindruck darüber, was bei der Bewegung des Rollzentrums geschehen könnte.

Für die Kräfte in Abb. 5.15 bestehen die folgenden Beziehungen:

$$F_{W,y} = F_{W,y,o} + F_{W,y,i} = F_{\text{Zentripetal}} \quad (5.9)$$

$$\Delta F_{V,z} = \frac{m_V \cdot a_y \cdot h_v}{b_i} \quad (5.10)$$

$$\Delta F_{V,z,ela} = \frac{(h_v - h_{Ro}) \cdot m_V \cdot a_y}{b_i} \quad (5.11)$$

$$\Delta F_{V,z,geo} = \frac{h_{Ro} \cdot m_V \cdot a_y}{b_i} \quad (5.12)$$

$$F_{Z,J,o} = \frac{h_{Ro} \cdot F_{W,y,o}}{0,5 \cdot b_i + d_{Ro}} \quad (5.13)$$

$$F_{Z,J,i} = \frac{h_{Ro} \cdot F_{W,y,i}}{-0,5 \cdot b_i + d_{Ro}} \quad (5.14)$$

$$F_{\text{Jacking}} = F_{Z,J,i} + F_{Z,J,o} \quad (\text{siehe (5.2)})$$

mit:

$F_{W,y,o}$	Querkraft am kurvenäußeren Rad, N
$F_{W,y,i}$	Querkraft am kurveninneren Rad, N
$F_{W,y}$	Summe der kurvenäußeren und -inneren Querkraft, N
$\Delta F_{V,z}$	gesamter Gewichtstransfer, N
$\Delta F_{V,z,ela}$	elastischer Gewichtstransfer, N
$\Delta F_{V,z,geo}$	geometrischer Gewichtstransfer, N
$F_{Z,J,o}$	Anhebekraft (Jacking Force) am kurvenäußeren Rad, N
$F_{Z,J,i}$	Anhebekraft (Jacking Force) am kurveninneren Rad, N
F_{Jacking}	gesamte Anhebekraft (Jacking Force) im Rollzentrum, N
m_V	Fahrzeugmasse, kg
a_y	Querbeschleunigung, m/s^2
b_i	Spurweite, m; i = f (Front, vorne) oder r (rear, hinten)
h_v	Höhe des Schwerpunktes S, m
h_{Ro}	Höhe des Rollzentrums RZ, m
d_{Ro}	Horizontale Distanz zwischen Fahrzeugmitte und Rollzentrum, m

Tab. 5.3 Ermittlung der Änderungen von Gewichtstransfer und Jacking Forces als Folge der Position des Rollzentrums

d_{Ro} [mm]	-900	0	300	900
Position RZ [mm]	außerhalb der Spur an der Außenseite	auf der Mittellinie	rechts von der Mittellinie	Außerhalb der Spur an der Innenseite
h_{RZ} [mm]	50	-50	50	-50
$F_{Zenitipetal}$ [N]	11.000	11.000	11.000	11.000
Gewichtstransfer				
$\delta F_{v,z,i}$ ela [N]	4400	5200	4400	4400
$\delta F_{v,z,i}$ geo [N]	400	-400	400	-400
$\delta F_{v,z,i}$ [N]	4800	4800	4800	4800
Jacking Kräfte				
$F_{jacking\ i}$ [N]	-2667	533	-533	381
$F_{jacking\ r}$ [N]	-91	-200	200	-333
$F_{jacking\ in\ RZ}$ [N]	-2758	333	-333	48

Erläuterungen: Gewichtstransfer: positiv = rechtsdrehend. Jacking Force: positiv = nach oben gerichtet

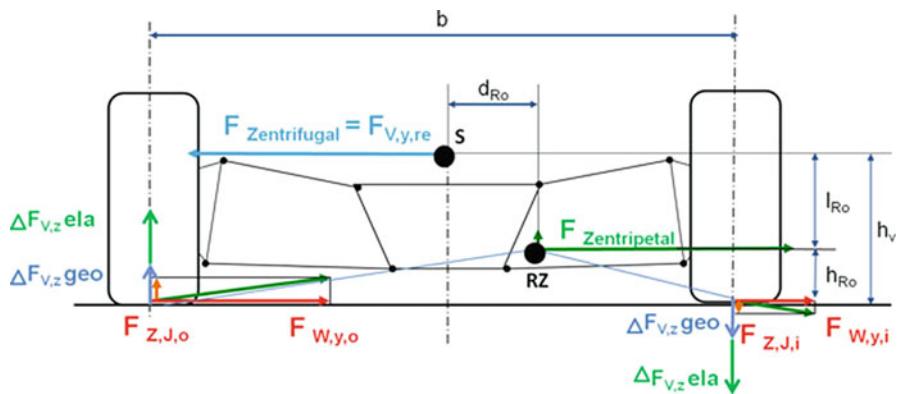


Abb. 5.15 Der – elastische und geometrische – Gewichtstransfer und die Jacking Forces sind völlig unterschiedliche Größen desselben Phänomens. Tab. 5.3 stellt die rechnerische Relation zwischen diesen Kräften her

Rechenbeispiel:

$$\begin{aligned} F_{W,y,o} &= 8000 \text{ N} & F_{W,y,i} &= 3000 \text{ N} \\ F_{W,y} &= 8000 + 3000 = 11.000 \text{ N} \end{aligned}$$

$m_v = 1200 \text{ kg}$, $a_y = 10 \text{ m/s}^2$, $h_v = 600 \text{ mm}$, $b_f = 1500 \text{ mm}$:

$$F_{v,z} = \frac{1200 \cdot 10 \cdot 600}{1500} \text{ N} = 4800 \text{ N}$$

Das Rollzentrum h_{Ro} befindet sich 50 mm über der Straße:

$$\begin{aligned} \Delta F_{v,zela} &= \frac{(600 - 50) \cdot 1200 \cdot 10}{1500} \text{ N} = 4400 \text{ N} \\ \Delta F_{v,zgeo} &= \frac{50 \cdot 1200 \cdot 10}{1500} \text{ N} = 400 \text{ N} \end{aligned}$$

Das Rollzentrum befindet sich $d_{Ro} = 300 \text{ mm}$ von der Fahrzeugmitte in kurveninnerer Richtung:

$$F_{Z,J,o} = \frac{50 \cdot 8000}{0,5 \cdot 1500 + 300} \text{ N} = 381 \text{ N}$$

$$F_{Z,J,i} = \frac{50 \cdot 3000}{-0,5 \cdot 1500 + 300} \text{ N} = -333 \text{ N}$$

$$F_{\text{Jacking}} = 381 - 333 = 48 \text{ N}$$

Tab. 5.3 zeigt für das obige Beispiel mit Abb. 5.15 (Spurweite: 1500 mm) die Ergebnisse jeweils für weitere Situationen, hier in denen das Rollzentrum einerseits innerhalb der Spur liegt (sowohl in Fahrzeugmitte $d_{Ro} = 0$ mm als auch im Abstand $d_{Ro} = 300$ mm von der Fahrzeugmitte zum Kurveninneren), andererseits außerhalb der Spur liegt (Richtung Kurveninnenseite $d_{Ro} = +900$ mm und Kurvenaußenseite $d_{Ro} = -900$ mm).

$F_{Jacking}$ ist die Kraft, die das Auto im Rollzentrum RZ hochhebt. Wenn das Rollzentrum nicht in der Fahrzeugmitte liegt, bedeutet das, dass es um den Hebelarm d_{Ro} noch ein Moment ausübt. So lange jedoch das RZ sich innerhalb der Spur befindet, werden diese Kräfte klein sein.

Wenn sich das Rollzentrum auf der Straßenebene befindet ($h_{Ro} = 0$), treten wie bereits beschrieben weder Jacking Forces noch ein geometrischer Gewichtstransfer auf. Deshalb wird dieser Fall in Tab. 5.3 nicht betrachtet.

Aus Tab. 5.3 wird einmal mehr deutlich:

1. Der Gewichtstransfer ist nur abhängig von der Schwerpunkthöhe und der Spurweite und ist unabhängig von der Lage des Rollzentrums.
2. Wenn das Rollzentrum unterhalb der Straßenebene liegt ($h_{Ro} < 0$):
 - gibt es mehr Rollen, aber nicht mehr Gewichtstransfer. **Fazit: Rollen und Gewichtstransfer sind nicht proportional!** Dennoch ist zu viel Rollen unerwünscht, weil dies in der Folge zu mehr Sturzänderung führt, die Aerodynamik unter dem Fahrzeug stört und die Radaufhängung längere Federwege erfordert.
 - werden das Rollmoment größer und der geometrische Gewichtstransfer negativ. Das wird der Fall sein wenn z. B. das Auto tiefergelegt wird, oder beim Anbremsen einer Kurve. Der elastische Gewichtstransfer muss das kompensieren!
3. Der geometrische Gewichtstransfer und die Jacking Force sind nicht dasselbe:
 - Der Gewichtstransfer ist völlig *unabhängig von der Höhe des Rollzentrums* über der Straße (bei starkem Rollen wird sich aber der Schwerpunkt S aus der Fahrzeugmitte heraus bewegen und eine „Unbalance“ kreieren, was auch als Art von Gewichtstransfer betrachtet wird.)
 - die Jacking Force ist *proportional zur Höhe des Rollzentrums* über der Straße.

Alles im Allem kann man sagen, dass Rollen und Gewichtstransfer zwar miteinander zu tun haben, aber keine proportionale Beziehung dazwischen besteht. Die weit verbreitete Aussage, durch Tieferlegung eines Fahrzeugs dessen Rollen zu reduzieren, ist folglich in den Bereich der Märchen zu verweisen.

► Tipp 5.12

Wenn das Rollzentrum RZ unter der Straße liegt, sind die Jacking Forces am kurvenäußeren Rad nach unten und am kurveninneren Rad nach oben gerichtet. Das könnte eine Ursache von Untersteuern beim Einlenken in die Kurve sein (Phase 1 der Kurve), denn in dem Moment, wenn der Fahrer einlenkt, wird

sogleich Widerstand durch die Massenträgheit aufgebaut. Nun greifen die Querkräfte *über dem RZ* an, was bedeutet, dass die Radlast am kurvenäußerem Rad sich verringert und sich am kurveninneren Rad vergrößert. Das ist jedoch ungünstig, weil in der Kurve das äußere Rad belastet und das innere Rad entlastet wird. Das Auto wird zwar in die Kurve einfahren, weil die Räder durch viele andere Kräfte, z. B. die Gewichtskraft, die aerodynamischen Kräfte usw., belastet werden. Dennoch reagiert das Fahrzeug nicht im erwarteten Maße und nicht schnell genug auf die Lenkbewegung des Fahrers, so dass dieser ein Untersteuern wahrnimmt.

► **Tipp 5.13**

Solange der Rollwinkel innerhalb der im Autorennsport üblichen Größenordnungen bleibt, ist der Gewichtstransfer ΔF_V unabhängig vom Rollen. Trotzdem ist übermäßiges Rollen zu vermeiden, weil es sich nicht nur ungünstig auf die Aerodynamik auswirkt, sondern auch eine zu große Sturzänderung in die falsche Richtung auslösen kann. Bei höheren Fahrzeugen wird beim stärkeren Rollen sich die Lage des Schwerpunkts nach außen verschieben, wodurch das kurvenäußere Rad geringfügig statisch höher belastet und das kurveninnere Rad um denselben Betrag entlastet wird. Die Reifen werden dann ihre Leistungsfähigkeit nicht ausnutzen können (siehe Kap. 3).

Für das Nicken können die gleichen Analysen wie für den lateralen Gewichtstransfer angewendet werden, siehe Abb. 5.16 für Bremsen. Eine Differenzierung nach elastischem und geometrischem Gewichtstransfer ist wiederum notwendig. Auch hier befindet sich der Fahrzeugschwerpunkt *S* nicht nur über der Straße, sondern auch über dem Nickzentrum *NZ*. Das Nickzentrum wird sich immer unterhalb des Fahrzeugschwerpunkts befinden und nie darüber, da sonst beim Bremsen die Nase des Fahrzeugs angehoben und beim Beschleunigen gesenkt würde.

Beim Bremsen und Beschleunigen sind die Nickzentren *NZ* jedoch unterschiedlich, da das Nickzentrum beim Beschleunigen nur von der Geometrie der angetriebenen Räder beeinflusst wird und die Triebkraft an der jeweiligen Antriebsachse im Radträger angreift, siehe Abb. 5.17. Beim Nicken findet ebenfalls ein Gewichtstransfer statt: von hinten nach vorne beim Bremsen und von vorne nach hinten beim Beschleunigen. Das Nickzentrum *NZ* kann, ebenso wie der Schwerpunkt *S*, je nach Auslegung in Längsrichtung außerhalb der Fahrzeugmitte liegen.

Aus Abb. 5.16 ergeben sich beim Bremsen folgende Beziehungen für die Kräfte und Momente:

$$F_B = F_{B,f} + F_{B,r} \quad (5.15)$$

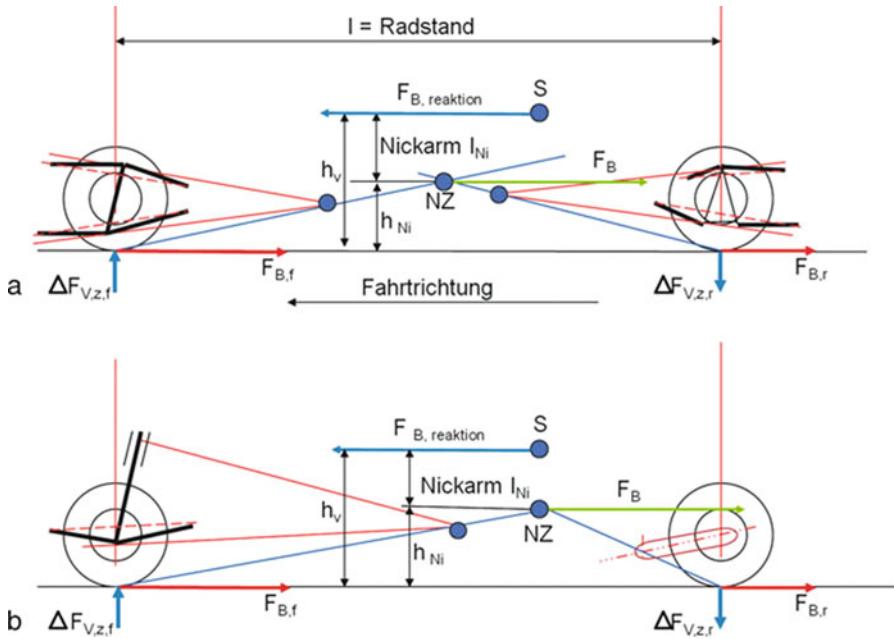


Abb. 5.16 Nicken beim Bremsen an einer Doppelquerlenker-Aufhängung (a) und an einem McPherson-Federbein (b). Die Summe der Bremskräfte an Vorder- und Hinterachse greifen im Nickzentrum NZ an. Die Massenkraft im Schwerpunkt S ($F_{B,\text{Reaktion}}$) gleich groß wie die Summe der Bremskräfte F_B , aber entgegengesetzt gerichtet) widersteht dieser entgegen der Fahrtrichtung agierenden Bremskraft und versucht, aufgrund der Trägheit der Masse diese in Fahrtrichtung zu schieben, was ein Nickmoment um den Nickarm l_{Ni} auslöst. Die Jacking Forces sind hierbei außer Acht gelassen. Der Hebelarm h_v (Schwerpunkthöhe) zwischen den Bremskräften im Reifenlatsch und der Reaktionskraft $F_{B,\text{Reaktion}}$ im Schwerpunkt S löst den Gewichtstransfer $\Delta F_{V,z}$ in Längsrichtung aus. Anmerkung: Diese Betrachtung gilt nur für Autos mit konventionellen Radbremsen, d. h. mit am Radträger montierten Bremszangen. Wenn die Bremszangen am Getriebe angreifen, ist eine Analyse ähnlich der beim Beschleunigen durchzuführen

$$M_{Ni} = F_B \cdot l_{Ni} \quad (5.16)$$

$$\Delta F_{V,z} = \Delta F_{V,z,f} = \Delta F_{V,z,r} = \frac{F_{B,\text{reaktion}} \cdot h_v}{l} \quad (5.17)$$

$$\Delta F_{V,z,ela} = \Delta F_{V,z,ela,f} = \Delta F_{V,z,ela,r} = \frac{F_{B,\text{reaktion}} \cdot l_{Ni}}{l} \quad (5.18)$$

$$\Delta F_{V,z,geo} = \Delta F_{V,z,geo,f} = \Delta F_{V,z,geo,r} = \frac{F_{B,\text{reaktion}} \cdot (h_v - l_{Ni})}{l} = \frac{F_{B,\text{reaktion}} \cdot h_{Ni}}{l} \quad (5.19)$$

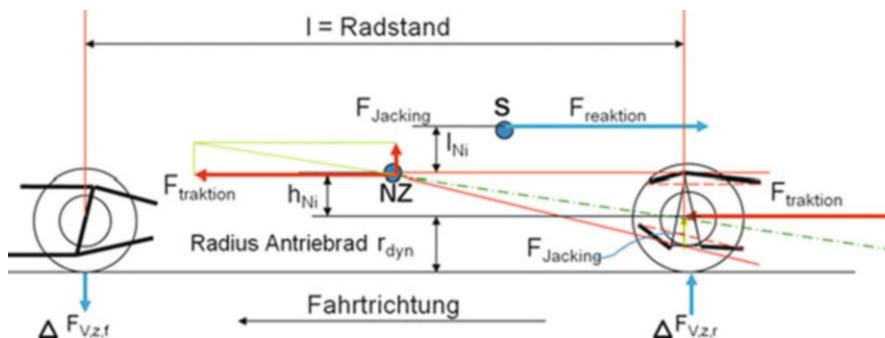


Abb. 5.17 Nicken beim Beschleunigen. Weil die Schubkraft im Radträger in der Höhe der Antriebsachse angreift, unterscheidet sich die Nickbewegung des Fahrzeugaufbaus von jener beim Bremsen. Der Massenträgheit zufolge findet zwar ein Gewichtstransfer von vorne nach hinten statt. Wenn das Nickzentrum NZ und der Schwerpunkt S beide auf der Höhe der Antriebsachse liegen, d. h. Nickarm l_{Ni} und h_{Ni} beide gleich Null sind, wird es keinen Gewichtstransfer geben! Die Jacking Forces sind hier außer Acht gelassen

mit:

$F_{B,f}, F_{B,r}$	Bremskraft beider Räder an Vorder- bzw. Hinterachse, N
F_B	gesamte Bremskraft (= Aktion), N
$F_{B,reaktion}$	Reaktionskraft in S auf die gesamte Bremskraft F_B , N
$\Delta F_{V,z}$	Gesamter Gewichtstransfer, N; vom Betrag her für jede Achse gleich, also: $\Delta F_{V,z} = \Delta F_{V,z,f} = \Delta F_{V,z,r}$
$\Delta F_{V,z,ela}$	elastischer Gewichtstransfer, N; vom Betrag her für jede Achse gleich, also: $\Delta F_{V,z,ela} = \Delta F_{V,z,ela,f} = \Delta F_{V,z,ela,r}$
$\Delta F_{V,z,geo}$	geometrischer Gewichtstransfer, N; vom Betrag her für jede Achse gleich, also: $\Delta F_{V,z,geo} = \Delta F_{V,z,geo,f} = \Delta F_{V,z,geo,r}$
M_{Ni}	Nach vorne drehendes Nickmoment, N m
l_{Ni}	Nickarm; Distanz zwischen dem Nickzentrum NZ und dem Schwerpunkt S , m
h_{Ni}	Höhe des Nickzentrums NZ über der Straßenebene, m
h_v	Schwerpunkthöhe, m
l	Radstand, m

Aus Abb. 5.17 ergeben sich beim Beschleunigen folgende Beziehungen für die Kräfte und Momente:

$$M_{\text{Ni}} = F_{\text{Traktion}} \cdot l_{\text{Ni}} \quad (5.20)$$

$$h_v = r_{\text{dyn}} + h_{\text{Ni}} + l_{\text{Ni}} \quad (5.21)$$

$$\Delta F_{V,z} = \Delta F_{V,z,f} = \Delta F_{V,z,r} = \frac{F_{\text{Reaktion}} \cdot (l_{\text{Ni}} + h_{\text{Ni}})}{l} \quad (5.22)$$

$$\Delta F_{V,z,ela} = \Delta F_{V,z,ela,f} = \Delta F_{V,z,ela,r} = \frac{F_{\text{Reaktion}} \cdot l_{\text{Ni}}}{l} \quad (5.23)$$

$$\Delta F_{V,z,geo} = \Delta F_{V,z,geo,f} = \Delta F_{V,z,geo,r} = \frac{F_{\text{Reaktion}} \cdot h_{\text{Ni}}}{l} \quad (5.24)$$

$$Ant_{\text{Nick,geo}} = \frac{h_{\text{Ni}}}{h_{\text{Ni}} + l_{\text{Ni}}} \cdot 100 \% \quad (5.25)$$

mit:

F_{Traktion}	Triebkraft beider Hinterräder, N
F_{Reaktion}	Reaktionskraft in S auf die Triebkraft F_B , N
$\Delta F_{V,z}$	Gesamter Gewichtstransfer, N; vom Betrag her für jede Achse gleich, also: $\Delta F_{V,z} = \Delta F_{V,z,f} = \Delta F_{V,z,r}$
$\Delta F_{V,z,ela}$	elastischer Gewichtstransfer, N; vom Betrag her für jede Achse gleich, also: $\Delta F_{V,z,ela} = \Delta F_{V,z,ela,f} = \Delta F_{V,z,ela,r}$
$\Delta F_{V,z,geo}$	geometrischer Gewichtstransfer, N; vom Betrag her für jede Achse gleich, also: $\Delta F_{V,z,geo} = \Delta F_{V,z,geo,f} = \Delta F_{V,z,geo,r}$
M_{Ni}	Nach hinten drehendes Nickmoment, N m
l_{Ni}	Nickarm; Distanz zwischen dem Nickzentrum NZ und dem Schwerpunkt S, m
h_{Ni}	Höhe des Nickzentrums NZ über der Antriebswelle, m
h_v	Schwerpunkthöhe über die Straße, m
l	Radstand, m
$Ant_{\text{Nick,geo}}$	Der geometrische Anteil des totalen Nickwiderstandes

Dies bedeutet, dass wenn das Nickzentrum NZ auf der Höhe des Radmittelpunktes der Antriebsachse liegt, die Geometrie keinen Widerstand gegen das Nicken ausübt. Damit muss jeder Widerstand gegen das Nicken ausschließlich von Federung und Stoßdämpfer aufgebracht werden (der Stabilisator ist beim Nicken unwirksam!), wobei die Federung bestimmen wird, wie weit das Auto Nicken darf und die Dämpfer, wie schnell es nicken darf.

Wenn das Nickzentrum NZ auf der Höhe des Schwerpunkts S liegt, tritt kein Nicken auf, aber viel Jacking, welches das gesamte Auto anzuheben versucht! Bis hierhin ist der Gewichtstransfer pro Achse dargestellt, um die Analysen zu verdeutlichen. In der Praxis ist jedoch die Höhe des Schwerpunkts pro Achse i. d. R. nicht bekannt. In diesem Fall

könnte für die Berechnung des Gewichtstransfers das gesamte Rollmoment im Schwerpunkt berechnet werden, welches über die Vorder- und Hinterachse im Verhältnis der Widerstände gegen Rollen durch Federn, Stoßdämpfer, Stabi und Geometrie verteilt ist, siehe auch Abschn. 6.4.

► **Tipp 5.14**

Sowohl beim Rollen als auch beim Nicken kann ein Teil des Widerstandes durch die Geometrie aufgebracht werden. Jeder Widerstand gegen Nicken und Rollen, der durch die Geometrie aufgebracht wird, muss nicht von den elastischen Bauteilen (Feder, Stabilisator, Dämpfer) aufgebracht zu werden. Damit könnte eventuell die Freiheit geschaffen werden, weichere Federn und Stabilisatoren anzuwenden, wenn erforderlich. Es wird indes nicht empfohlen, das Rollzentrum oder Nickzentrum auf die Höhe des Fahrzeugschwerpunktes S zu bringen, da es in diesem Fall keine Roll- oder Nickbewegung mehr gäbe, wodurch dann die erforderliche Rückmeldung vom Fahrzeug an den Fahrer unterbliebe.

► **Tipp 5.15**

Es gilt der Grundsatz: Probleme in die Geometrie sollten mit Maßnahmen der Geometrie gelöst werden! „Lösungen“ durch Modifikation von Stabilisatoren, Federn, Dämpfern oder aerodynamischen Maßnahmen sind nicht mehr als ein „Notbehelf“, der zum Missbrauch dieser Bauteile führt!

Eine Ausnahme bilden die sogenannten „Marken-Cup Klassen“, bei denen es wegen des engen Reglements wenig Möglichkeiten für Modifikationen der Geometrie gibt. Deshalb kann es geschehen, dass Untersteuern beim Einlenken z. B. dadurch auftritt, dass das Rollzentrum unterhalb der Straßenebene liegt, aber der Lösungsansatz darin besteht, einen größeren Nachlaufwinkel einzustellen, um mehr Sturzänderung zu generieren.

5.7 Das Ackermann-Prinzip *Ackermann's Principle*

Das Ackermann-Prinzip (benannt nach einem ursprünglichen Patent von Ackermann/Lankensperger, 1818) basiert darauf, dass Reifen nur bei Schräglauftyp eine Seitenkraft entwickeln können. Ohne Schräglauftyp wird folglich keine Querkraft im Reifen aufgebaut. Ohne Schräglauftyp würde sich also ein Auto nur bei äußerst geringer Geschwindigkeit um den Kurvenmittelpunkt M bewegen können, siehe Abb. 5.18. Dies ist jedoch allenfalls ein theoretischer Fall. Da bei höheren Geschwindigkeiten immer Schräglauftyp auftreten, bewegt sich das Rennfahrzeug in praxi stets um einen Punkt M' , der vor dem Kurvenmittelpunkt M liegt. Die Lage des Punktes M' legt der Konstrukteur fest, er bestimmt dadurch, welche Charakteristik das Fahrzeug aufweist. Bei einem kon-

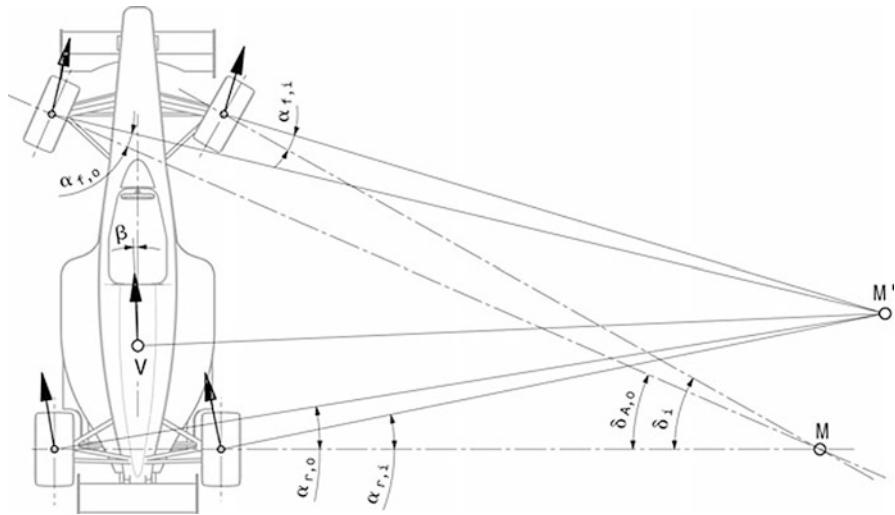


Abb. 5.18 Schnelle Kurvenfahrt unter Querbeschleunigung. $\alpha_{f,j}$, $\alpha_{r,j}$ Schräglauwinkel (*slip angle*) vorne bzw. hinten, $j = i$: kurveninnen, $j = o$: kurvenaußen; β Schwimmwinkel, M Momentanpol (Kurvenmittelpunkt) nach Ackermann (*instantaneous centre according to Ackermann*), M' tatsächlicher Momentanpol. δ_i und δ_o sind die kinematischen Lenkwinkel, d. h. die Lenkwinkel der Felge. Ohne Schräglauwinkel würde sich das Fahrzeug um den Mittelpunkt M bewegen, aber weil stets ein Schräglauwinkel auftritt, bewegt sich das Fahrzeug um M'

ventionellen Straßenauto, das auch in Parkhäusern und engen Innenstädten leicht zu beherrschen sein soll, wird der Punkt M' mehr nach hinten in Richtung M liegen (womit das Auto sich einfach und leicht einparken lässt). Aber bei Sport- und Rennwagen, die mit hoher Geschwindigkeit fahren, sind die zu erwartenden Schräglauwinkel meist groß, was bedeutet, dass der Punkt M' eher weiter vorne liegt.

Es ist einleuchtend, dass die richtige Wahl des Punktes M' sehr stark von der Charakteristik der Reifen abhängig ist. Ebenso ist für den Konstrukteur entscheidend, für welche Art von Kurven das Auto bestimmt ist: kurze-, mittellange- oder lange Kurven. Professionelle Teams passen ihr Auto deshalb immer wieder individuell an die Kurven jeder Rennstrecke an.

Ein wichtiger, jedoch für den Konstrukteur und Renningenieur oft nicht einfacher Schritt ist es herauszufinden, welche Charakteristik die Reifen aufweisen. Oft liefert der Reifenhersteller keinerlei Reifendaten – oder mitunter sogar irreführende, um sein Know-how dem Wettbewerb nicht zu offenbaren. Insbesondere ist jedoch für die korrekte Auslegung eine Grafik erforderlich die aufzeigt, welche Querkräfte ein Reifen in Bezug auf die Schräglauwinkel und seine vertikale Belastung entwickeln kann. Ein Beispiel dazu ist in Abb. 5.19 dargestellt. Daraus folgen zwei grundsätzliche Optionen:

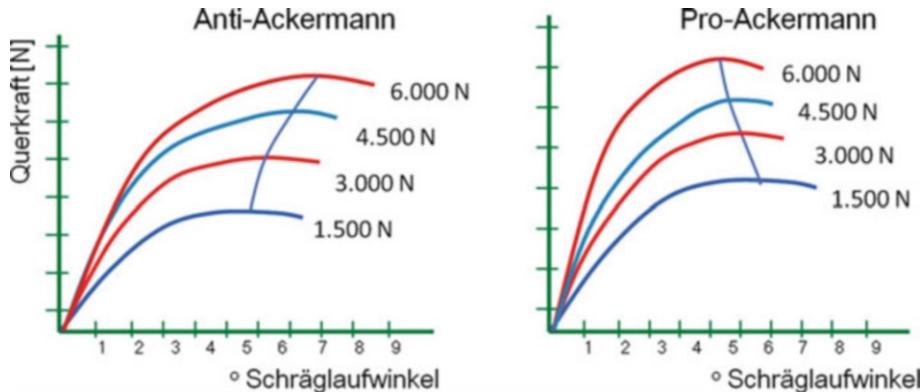


Abb. 5.19 Querkraft in Abhängigkeit des Schräglauwinkels und der vertikalen Belastung. Wenn der kurvenäußere, stärker belastete Reifen einen größeren optimalen Schräglauwinkel aufweist als der geringer belastete kurveninnere Reifen, benötigen diese Reifen mehr Vorspur beim Lenken (Anti-Ackermann). Im umgekehrten Fall, benötigen die Reifen eher Nachspur (Pro-Ackermann)

- Anti-Ackermann:** Die optimale Querkraft wird bei zunehmender vertikaler Belastung des Reifens bei immer größeren Schräglauwinkeln auftreten, oder genau umgekehrt
- Pro-Ackermann:** Die optimale Querkraft wird bei zunehmender vertikaler Belastung des Reifens bei immer kleineren Schräglauwinkeln auftreten.

Der Reifenlieferant sollte stets in der Lage sein, zumindest die in Abb. 5.19 gezeigten Daten zu liefern.

Wenn der kurveninnere, geringer belastete Reifen einen größeren optimalen Schräglauwinkel aufweist als der kurvenäußere, stärker belastete Reifen, ist beim Lenken Nachspur erforderlich. Das wird bei **Pro-Ackermann** der Fall.

Wenn der kurveninnere, geringer belastete Reifen einen kleineren optimalen Schräglauwinkel aufweist als das kurvenäußere, schwerer belastete Rad, ist beim Lenken Vorspur erforderlich. Das ist bei **Anti-Ackermann** (auch als Reverse-Ackermann bezeichnet) der Fall.

Die Fahrsituation, bei der kein Schräglauwinkel auftritt und sich das Auto exakt um den geometrischen Kurvenmittelpunkt M anstatt um M' bewegt, wird als **100 %-Ackermann** bezeichnet. Diese Charakteristik ist für Rennwagen – anders als bei kleinen Stadtautos, bei denen M' sehr nahe an M liegen soll – absolut unerwünscht und trifft nur für quasistationäre Kreisfahrt mit geringen Geschwindigkeiten zu.

Auch die Sensibilität des Fahrzeugs in Bezug auf die jeweilige Ackermann-Geometrie hängt stark von der Charakteristik der Reifen ab. Beispiel: Wenn die Querkräfte nach dem optimalen Schräglauwinkel nur wenig abnehmen, ist die Empfindlichkeit auf die Änderung der Vorspur nur gering. Ist die Abnahme der Querkräfte indes groß, wird die Empfindlichkeit ebenfalls groß sein. Deshalb ist für den Renningenieur stets die Kenntnis interessant, für welche Reifen (Hersteller und Typ) das jeweilige Auto entworfen worden

ist. Vor allem in historischen Rennwagenklassen gibt es viele Fahrzeuge, die ursprünglich für den Einsatz von Diagonalreifen entworfen wurden, aber dann später vom Reglement her mit Radialreifen fahren müssen. Deshalb kann es sein, dass solch ein Auto dann ein anderes Lenkverhalten zeigt.

► **Tipp 5.16**

Fahrzeuge, die unter sportlichen Gesichtspunkten oder als reiner Sportwagen gebaut worden sind, werden einen mehr vorne gelegenen dynamischen Drehpunkt M' aufweisen als ein ausschließlich für den Stadtverkehr konzipiertes Auto. Daraus folgt, dass die Reifen sportlicher Fahrzeuge gerade bei niedriger Geschwindigkeit mit ungeeigneter Ackermann-Auslegung um eine Kurve fahren. Das ist vor allem in Parkhäusern akustisch wahrzunehmen, wo die Vorderräder dann eine Menge Geräusche produzieren – eben weil das Auto für die Auslegung zu langsam fährt! Ein kleines, konventionelles Stadtfahrzeug produziert bei derselben niedrigen Geschwindigkeit dagegen kaum Geräusche.

Wenn man jedoch andererseits ein für konventionelle Zwecke gebautes Stadtfahrzeug im Tourenwagensport einsetzen möchte, könnten die Vorderreifen besser funktionieren, wenn die Ackermann-Geometrie an die bei hoher Geschwindigkeit größeren Schräglauftypen angepasst wird. In vielen Reglements ist jedoch ausdrücklich untersagt, die originale Lenkgeometrie zu ändern.

Die Ackermann Charakteristik lässt sich nur schwierig einschätzen, deshalb ist es empfehlenswert, diese entweder zu vermessen oder zu berechnen.

Die Vermessung geschieht auf einfache Weise, indem die Vorderräder auf Drehplateaus aufgestellt und beim Lenken die Lenkwinkel beider Räder vermessen werden. Der Unterschied zwischen den beiden Lenkwinkeln ist der Spurdifferenzwinkel, siehe Tab. 5.4.

Wenn das Fahrzeug für die Vermessung nicht zur Verfügung steht, kann der Spurdifferenzwinkel gemäß Abb. 5.20 berechnet werden.

Tab. 5.4 Beispiel für die Vermessung des Spurdifferenzwinkels

Lenkwinkel am linken Rad bei Ausschlag nach rechts [°]	Lenkwinkel am rechten Rad bei Ausschlag nach rechts [°]	Spurdifferenzwinkel [°] (Positiver Wert = Vorspur)
0	0	0
5	4,9	0,1
10	9,8	0,2
15	14,5	0,5
20	19,3	0,7
25	24,1	0,9
30	29,0	1,0

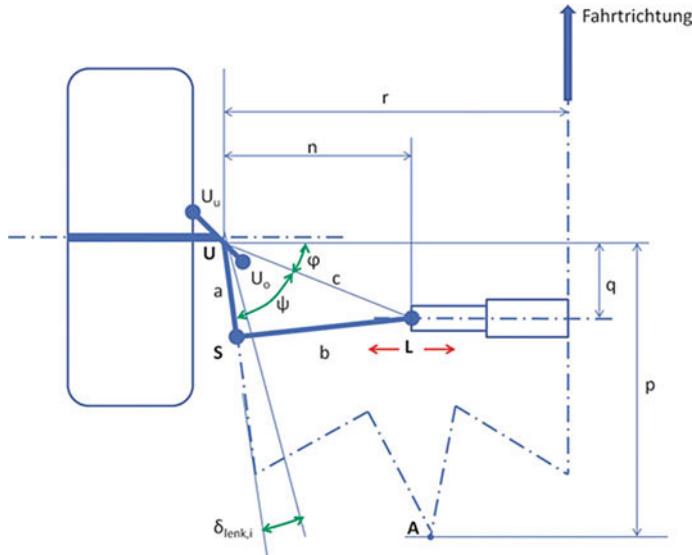


Abb. 5.20 Geometrie einer Spurstange: Lenktrapez. US = Spurstangenhebel. $U_o - U_u$ = Radträger (Upright), SL = horizontale Projektion der Spurstange. Die Abmessungen a , b , n , q und r können vermessen werden. Die Größen c , p , ψ und φ werden anschließend berechnet. Daraus folgen die Spuränderungen beim Lenken und die Lage des Ackermann-Punktes A

In Abb. 5.20 vollzieht das Rad eine Lenkbewegung, wenn die Zahnstange sich nach links oder rechts bewegt, weil die Spurstange SL im Punkt L bewegt wird. Der Spurstangenhebel US ist am Radträger $U_u - U_o$ im Punkt U befestigt, der sich nicht immer auf der Höhe der Radachse befindet. Alle Abmessungen beziehen sich auf die Draufsicht, d. h. von einer schräg laufenden Spurstange wird nur der horizontale Wert angesetzt. Weil der Spurstangenhebel US sich um den wegen der Spreizungs- und Nachlaufwinkel schräg gestellten Radträger dreht, bewegt sich der Punkt S etwas in der Höhe entlang der z -Achse, was eine gewisse Ungenauigkeit bewirkt. Je größer Spreizungswinkel und Nachlaufwinkel sind, desto größer werden diese Ungenauigkeiten.

Der Berechnungsablauf vollzieht sich wie folgt:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{q}{n}\right) \quad (5.26)$$

$$c (= UL) = \sqrt{(n^2 + q^2)} \quad (5.27)$$

Mit Hilfe des Kosinus-Satzes kann Winkel ψ berechnet werden:

$$\psi = \arccos \left(\frac{b^2 - a^2 - c^2}{-2 \cdot a \cdot c} \right) \quad (5.28)$$

Der Lenkwinkel $\delta_{\text{lenk},i}$ eines Rades entspricht der Änderung von $(\varphi + \psi)$ dieses Rades. Die Differenz zwischen $(\varphi + \psi)$ am kurveninneren und -äußereren Rad ist das Maß für den Spurdifferenzwinkel, siehe Beispiel 5.3.

Für die Lage des Ackermann-Punktes A in Fahrzeuglängsrichtung (x -Achse) folgt:

$$p = \frac{r}{\tan(90^\circ - \varphi - \psi)} \quad (5.29)$$

$p < \text{Radstand } l$: A liegt vor der Hinterachse

$p = \text{Radstand } l$: A liegt auf der Hinterachse

$p > \text{Radstand } l$: A liegt hinter der Hinterachse

Beispiel 5.2

Die Geometrie eines Lenktrapezes hat die folgenden Abmessungen:

$a = 210 \text{ mm}$, $b = 390 \text{ mm}$, $r = 770 \text{ mm}$, $\text{Rack} = 350 \text{ mm}$, $q = 170 \text{ mm}$.

$$n = 770 - 350 = 420 \text{ mm}$$

$$\varphi = \arctan \left(\frac{170}{420} \right) = 22,0^\circ \text{ (bei Geradeausfahrt)}$$

$$c = \sqrt{420^2 + 170^2} = 453 \text{ mm (bei Geradeausfahrt)}$$

$$\psi = \arccos \left(\frac{390^2 - 210^2 - 453^2}{-2 \cdot 210 \cdot 453} \right) = 59,3^\circ \text{ (bei Geradeausfahrt)}$$

Die Winkel φ und ψ ändern sich, wenn sich der Punkt L der Zahnstange in einer Linkskurve nach rechts bewegt. Am linken Rad werden c und n größer, und damit werden φ und ψ kleiner. Am rechten Rad werden c und n kleiner, und damit werden φ und ψ größer. Tab. 5.5 zeigt die Ergebnisse für den Spurdifferenzwinkel in einer Linkskurve.

Tab. 5.5 Änderung des Spurdifferenzwinkels beim Lenken in einer Linkskurve, siehe auch Abb. 5.20

Lenkbewegung Zahnstange nach rechts [mm]	n_{dyn} links [mm]	C_{links} [mm]	φ_{links} [$^{\circ}$]	Ψ_{links} [$^{\circ}$]	$\varphi + \Psi$ linker Rad [$^{\circ}$]	Kinematische Lenkwinkel $\delta_{\text{lenk},i}$ linker Rad [$^{\circ}$]	$\Delta \text{ Spur}$ [$^{\circ}$] kinematisch	Kinematische Lenkwinkel $\delta_{\text{lenk},o}$ rechter Rad [$^{\circ}$]	$\varphi + \Psi$ rechter Rad [$^{\circ}$]	ψ rechts [$^{\circ}$]	φ_{rechts} [$^{\circ}$]	ψ_{rechts} [$^{\circ}$]	n_{dyn} rechts [mm]
20	440	471,7	21,1	34,7	75,8	-5,47	-0,04	-5,43	86,7	63,7	23,0	434,6	400
15	435	467,0	21,3	35,8	77,2	-4,09	-0,02	-4,07	85,4	62,6	22,8	439,2	405
10	430	462,4	21,6	57,0	78,6	-2,73	-0,01	-2,72	84,0	61,5	22,5	443,8	410
5	425	457,7	21,8	38,1	79,9	-1,36	0,00	-1,36	82,6	60,4	22,3	448,5	415
0	420	453,1	22,0	39,3	81,3	0,00	0,00	0,00	81,3	59,3	22,0	453,1	420

$n_{\text{dyn}} = n$ (in Geradeausstellung) + Bewegung der Zahnstange.

Kinematischer Lenkwinkel $= (\varphi + \psi)$ in Abhängigkeit der Bewegung der Zahnstange.

Spurdifferenzwinkel = Kinematischer Lenkwinkel links + kinematischer Lenkwinkel rechts.

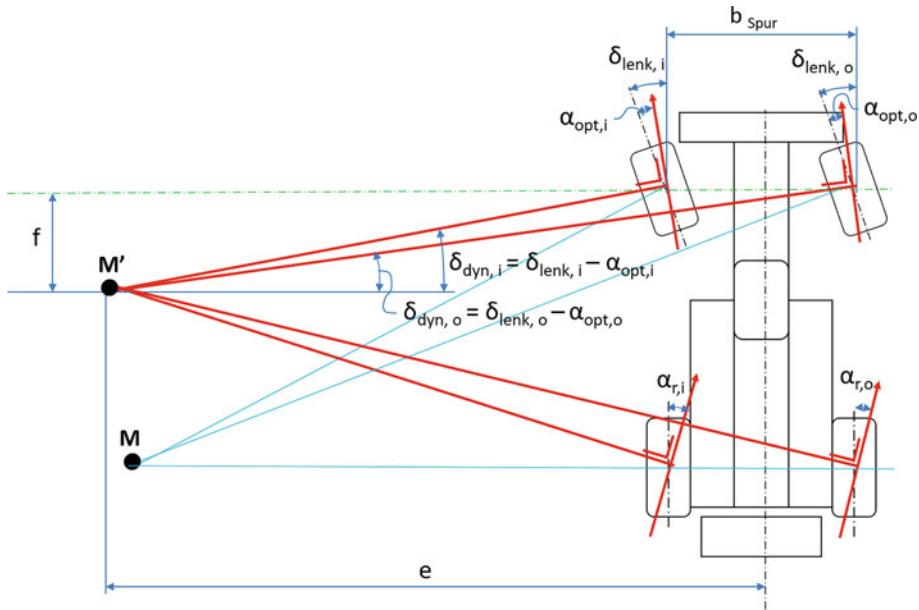


Abb. 5.21 Nur bei sehr niedrigen Kurvengeschwindigkeiten dreht sich das Fahrzeug um den Punkt M . Bei höheren Geschwindigkeiten bewegt sich der Kurvenmittelpunkt in den Punkt M' , also aufgrund der Schräglaufwinkel der Hinterräder ($\alpha_{r,i}$ und $\alpha_{r,o}$) nach vorne. Die kinematischen Lenkwinkel δ_{lenk} der Vorderräder (d. h. die Lenkwinkel der Felgen) sind aufgrund der Schräglaufwinkel größer als die dynamischen Lenkwinkel ($\delta_{lenk} - \alpha_{opt}$). α_{opt} ist der optimale Schräglaufwinkel (Index $i = \text{innen}$, $o = \text{außen}$)

Die Lage des Punktes M' wird für die optimalen Schräglaufwinkel α_{opt} der Reifen (vgl. Abb. 5.19) in Relation zu den kinematischen Lenkwinkeln δ_{lenk} der beiden Vorderräder gemäß Abb. 5.21 konstruiert.

Um die optimale Ackermann-Auslegung zu erreichen, müssen die geometrischen Lenkwinkel der beiden Vorderräder optimal aufeinander abgestimmt werden. Der Winkel für den Pfad, dem ein Rad dynamisch folgt (rote Vektoren in Abb. 5.21) ergibt sich aus der Differenz der kinematischen Lenkwinkel δ_{lenk} und dem Schräglaufwinkel α_{opt} (siehe Tab. 5.5).

Für das linke, kurveninnere Rad gilt:

$$\tan(\delta_{lenk,i} - \alpha_{opt,i}) = \frac{f}{e - 0,5 \cdot b}$$

Für das rechte, kurvenäußere Rad folgt analog:

$$\tan(\delta_{\text{lenk,o}} - \alpha_{\text{opt,o}}) = \frac{f}{e + 0,5b}$$

Damit ergibt sich durch nach Einsetzen der Wert e wie folgt:

$$e = 0,5b \cdot \frac{\tan(\delta_{\text{lenk,i}} - \alpha_{\text{opt,i}}) + \tan(\delta_{\text{lenk,o}} - \alpha_{\text{opt,o}})}{\tan(\delta_{\text{lenk,i}} - \alpha_{\text{opt,i}}) - \tan(\delta_{\text{lenk,o}} - \alpha_{\text{opt,o}})} \quad (5.30)$$

$$f = \tan(\delta_{\text{lenk,i}} - \alpha_{\text{opt,i}}) \cdot (e - 0,5 \cdot b) \quad (5.31)$$

Damit ist die Lage von M' vollständig definiert. Dies kann bei der Abstimmung der Ackermann-Geometrie an der Rennstrecke sehr behilflich sein.

Beispiel 5.3

Die Theorie von Ackermann ist einfach zu fassen, das Umsetzen dieser Theorie in die Praxis aber ist weniger einfach! Hier folgt eine mögliche Vorgehensweise, um die Ackermann Geometrie eines Autos besser zu verstehen:

1. Es ist der Renningenieur, der anhand der Strecke und der dazu eventuell gespeicherter Datei entscheidet, für welche Kurvenart das Auto optimiert werden sollte. Zum Beispiel: Die Datenaufzeichnung gibt eine Geschwindigkeit $v_x = 120 \text{ km/h}$ und einen Kurvenradius $= 55 \text{ m}$ aus. Weil die meisten Kurven dieser Strecke mehr oder weniger dieser Kurve gleichen, möchte der Renningenieur das Auto für diese Kurvencharakteristik optimieren. Hinweis: Die Querbeschleunigung ist in diesem Fall $a_y = (120/3,6)^2/55 = 20,2 \text{ m/s}^2$, das entspricht ungefähr 2 g , was plausibel erscheint. (Es ist immer ratsam, solche „Sanity Checks“ auszuführen).
2. Es ist sehr unwahrscheinlich, dass die optimalen Schräglauwinkel bekannt sind, aber es ist sicher, dass diese nie den Wert Null erreichen! Es muss eine Annahme getroffen werden und z. B. 5° für alle Räder gewählt werden, siehe Abb. 5.19.
3. Gegeben sind: Radstand $= 2400 \text{ mm}$, gewünschter optimaler Kurvenradius $= 55 \text{ m}$ und die Spurweite $= 1600 \text{ mm}$. Siehe Abb. 5.21.

Durchschnittliche Schräglauwinkel der Hinterräder $= 5^\circ$, und damit kann die Dimension f berechnet werden:

$\tan 5^\circ = (2400 - f)/55.000$, daraus folgt $f = -2412 \text{ mm}$. Das Minuszeichen deutet daraufhin, dass M' 2412 mm vor der Vorderachse liegt.

4. Nun können die gewünschten dynamischen Lenkwinkel bestimmt werden (Soll-Werte):

$$\begin{aligned} \text{Inneres Rad: } \delta_{\text{lenk,dyn,i}} &= \arctan \{f/(Radius - 0,5 \cdot \text{Spurweite})\} \\ &= \arctan \{-2412/(55.000 - 0,5 \cdot 1600)\} = 2,54^\circ \\ \text{Äußeres Rad: } \delta_{\text{lenk,dyn,o}} &= \arctan \{f/(Radius + 0,5 \cdot \text{Spurweite})\} \\ &= \arctan \{-2412/(55.000 + 0,5 \cdot 1600)\} = 2,47^\circ \end{aligned}$$

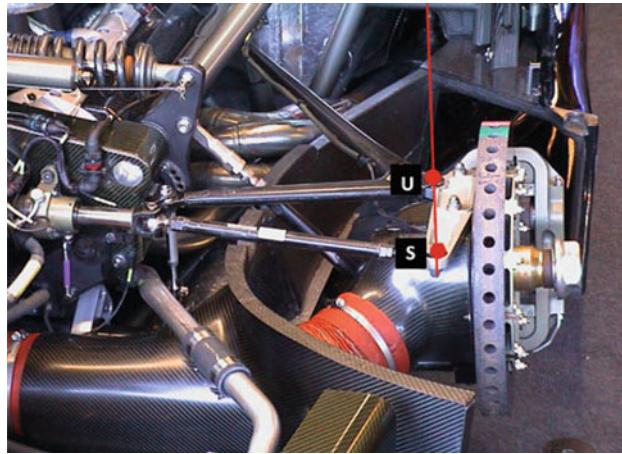


Abb. 5.22 Vorderradaufhängung eines Mercedes Benz-DTM-Rennwagens. Die *rote Linie* verbindet die Punkte *U* und *S*, und läuft weiter nach hinten zum Punkt *A* (vgl. Abb. 5.20). Die Lage des Punktes *S* wird in diesem Beispiel an die Kurvencharakteristik der jeweiligen Rennstrecke durch das Austauschen des Spurstangenhebels *US* angepasst, was bei dieser Konstruktion relativ einfach ist

5. Der aktuelle Lenkwinkel (Ist-Wert) ist auf zweifache Weise festzustellen:
Option 1): Vermessen mit Hilfe von zwei Drehplatten, siehe z. B. Tab. 5.4.
Option 2): Berechnen mit Hilfe der Algorithmen 5.26, 5.27 und 5.28,
Man sollte sich bewusst sein, dass diese Resultate ungenau sind, weil lediglich ein bestimmter Schräglaufwinkel angenommen wurde.
6. Anhand von Abb. 5.20 und den zugehörigen Berechnungen ist es möglich, durch das Verschieben von Punkt *S* die Geometrie noch ein wenig zu optimieren. Dabei kann Punkt *S* sich durch einen anderen Lenkhebel z. B. nach links/rechts verschieben (siehe Abb. 5.22) mit dem um einige Millimeter verschobenen Punkt *S*.

Die Bestimmung der Ackermann-Geometrie ist komplex und am Ende fast immer ein Kompromiss zwischen optimalen Schräglaufwinkeln (die nie genau bekannt sind), den auf der Strecke vorliegenden Kurven und den Vorlieben des Fahrers. Es lohnt sich aber, die Ackermann-Charakteristik an schnelle Strecken (Hockenheim, Zandvoort usw.) und langsame Strecken (Monaco, Pau usw.) individuell anzupassen. Bei den sogenannten „Cup Cars“ (wie Suzuki Swift, VW Polo, Renault Clio, usw.) wird die Anpassung der Ackermanngeometrie (wenn die Reglements das zulassen!) wesentliche Verbesserungen bringen. Der Grund ist a) die Umrüstung von Straßenreifen auf Slicks und b) das Bedürfnis, das Auto von einem „Familienauto“, das sich leicht einparken lässt, zu einem Rennwagen, der mit hoher Geschwindigkeit durch Kurven mit größeren Kurvenradien fahren muss, zu adaptieren.

Weitere Informationen

Wenn ein konventionelles Straßenauto für den Renneinsatz umgebaut wird, erfolgt oft eine Tieferlegung, ohne dass die weiteren Konsequenzen beachtet werden. Meist beschränken die Reglements leider die Anpassungsmöglichkeiten, aber in dem Fall, dass sämtliche Freiheiten bestehen, ist die folgende Vorgehensweise zu empfehlen:

1. Um weniger Gewichttransfer (siehe Formel 5.4b) und weniger aerodynamischen Widerstand zu ermöglichen, wird das Auto tiefer gelegt.
2. Oft wird damit das Rollzentrum unter die Straßenebene verlagert, weil der untere Querlenker mit den inneren Anlenkpunkten nach unten gerichtet ist. Das löst Untersteuern beim Einlenken in die Kurve aus, siehe Abb. 5.5 und 5.6 sowie Beispiel 5.1.
3. Daher ist es das Ziel, das Rollzentrum zurück auf oder über die Straßenebene zu bringen, was dadurch erreicht werden kann, dass der untere Querlenker möglichst horizontal liegt. Dies kann dadurch realisiert werden, dass der kurvenäußere Anlenkpunkt am unteren Radträger nach unten gebracht wird oder die beiden inneren Anlenkpunkte nach oben. Eine Kombination von beidem ist ebenfalls möglich.
4. Damit ist aber evtl. ein neues Problem entstanden: Die Geometrie der Spurstangenlenkung (Lenktrapez) ist nun suboptimal verändert. Wenn dazu keine Korrektur stattfindet, wird sich das Fahrzeug vor allem beim Beschleunigen aus der Kurve heraus unruhig verhalten. Wenn man sich dieser Ursache nicht vollends bewusst ist, wird man fälschlicherweise mittels der Federung, Stabilisator und Dämpfer versuchen Lösungen zu finden, die jedoch alle nur von der wesentlichen Lösung ablenken: Die Geometrie des Spurstangenmechanismus muss korrigiert werden! Zur Erläuterung wird auf die Abb. 5.11 oder 5.12 verwiesen.

5.8 Analytische Ermittlung der Bewegung einer Doppelquerlenker-Radaufhängung *Analytical Determination of the Motion of a Double-Wishbone Suspension*

Wenn die Abmessungen zwischen den Lagerpunkten des unteren l_1 und oberen Querlenkers l_3 , des Radträgers l_2 (Upright) und am Chassis l_4 aus der Konstruktionszeichnung oder durch praktische Vermessung bekannt sind, kann die Bewegungsfunktion eines Doppelquerlenker-Koppelgetriebes wie in Abb. 5.22 berechnet werden.

Rein formal handelt es sich bei einer Doppelquerlenker-Radaufhängung um ein Viergelenk-Koppelgetriebe, dessen Übertragungsfunktion wie folgt lautet:

$$\psi = \text{Funktion}(\varphi) = \pi - \psi_s - \psi_t \quad (5.32)$$

Die Hilfsdiagonale f in Abb. 5.23 berechnet sich zu:

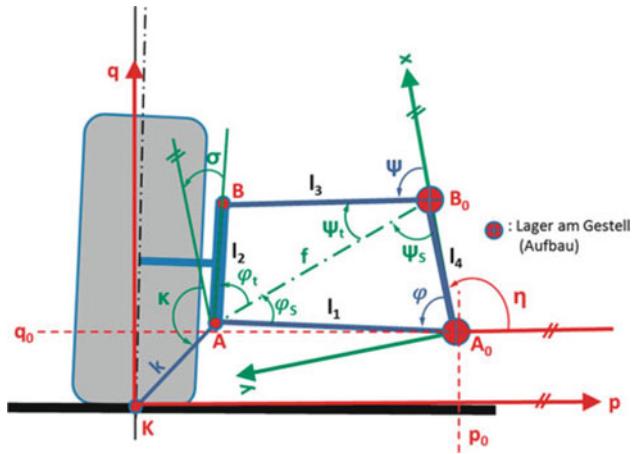


Abb. 5.23 Doppelquerlenker-Radaufhängung. Das fahrzeugfeste Koordinatensystem ist x - y (grün), das straßenfeste Koordinatensystem p - q (rot). Der Koppelpunkt K – als zentraler Aufstandspunkt des Reifens – und sein Verlauf auf der Koppelkurve bei Bewegung der Radaufhängung kann durch Koordinatentransformation vom fahrzeugfesten x - y -Koordinatensystem auf das straßenfeste p - q -Koordinatensystem umgerechnet werden. Damit lassen sich Spur- und Sturzänderungen leicht bestimmen. Mit: l_1 Länge des unteren Querlenkers (Abstand der Lager A und A_0) [mm], l_2 Radträger (Abstand der Lager A und B) [mm], l_3 Länge des oberen Querlenkers (Abstand der Lager B und B_0) [mm], l_4 Abstand der Lager A_0 und B_0 am Chassis [mm], ψ Winkel zwischen Chassis und oberem Querlenker [rad], φ Winkel zwischen Chassis und unterem Querlenker [rad], ψ_s Winkel zwischen Chassis und der Hilfsgeraden f [rad], ψ_t Winkel zwischen der Hilfsgeraden f und dem oberen Querlenker [rad], φ_s Winkel zwischen dem unteren Querlenker und der Hilfsgeraden f [rad], φ_t Winkel zwischen der Hilfsgeraden f und dem Upright [rad], σ Winkel zwischen Upright und der Verbindung zwischen den Lagerpunkten A_0 und B_0 [rad], κ Winkel zwischen der Verbindung zwischen den Lagerpunkten A_0 und B_0 und dem unteren Lagerpunkt A mit dem Radaufstandspunkt K [rad], η Winkel zwischen fahrzeugfestem und straßenfestem Koordinatensystem [rad]

$$f = \sqrt{l_1^2 + l_4^2 - 2 \cdot l_1 \cdot l_4 \cdot \cos \varphi} \quad (5.33)$$

Für die Winkel in Abb. 5.23 folgt:

$$\sigma = \varphi_t - \psi_s \quad (5.34)$$

$$\psi_s = \arccos \frac{l_4^2 + f^2 - l_1^2}{2 \cdot l_4 \cdot f} \quad (5.35)$$

$$\psi_s = \arcsin \frac{l_1 \cdot \sin \varphi}{f} \quad (5.36)$$

$$\varphi_s = \arccos \frac{l_1^2 + f^2 - l_4^2}{2 \cdot l_1 \cdot f} \quad (5.37)$$

$$\varphi_s = \arcsin \frac{l_4 \cdot \sin \varphi}{f} \quad (5.38)$$

$$\psi_t = \arccos \frac{l_3^2 + f^2 - l_2^2}{2 \cdot l_3 \cdot f} \quad (5.39)$$

$$\varphi_t = \arccos \frac{l_2^2 + f^2 - l_3^2}{2 \cdot l_2 \cdot f} \quad (5.40)$$

Die Koordinaten des Verlaufs des Radaufstandspunktes K bei Einfederung (Koppelkurve) berechnen sich je nach Koordinatensystem wie folgt:

In Bezug auf das **fahrzeugfeste x - y -Koordinatensystem**:

$$x_K(\varphi) = l_1 \cdot \cos \varphi - k \cdot \cos (\varphi + \varphi_s + \varphi_t + \kappa) \quad (5.41)$$

$$y_K(\varphi) = l_1 \cdot \sin \varphi - k \cdot \sin (\varphi + \varphi_s + \varphi_t + \kappa) \quad (5.42)$$

In Bezug auf das **straßenfeste p - q -Koordinatensystem**:

$$p_K(\varphi) = p_0 + x_K \cdot \cos \eta - y_K \cdot \sin \eta \quad (5.43)$$

$$q_K(\varphi) = q_0 + x_K \cdot \sin \eta + y_K \cdot \cos \eta \quad (5.44)$$

Die o. g. Algorithmen lassen sich einfach in Excel programmieren und bieten somit die Möglichkeit, den Bewegungsablauf der Radaufhängung mit dessen Auswirkungen auf die Radstellung (z. B. Sturz) beim Ein- und Ausfedern darzustellen.

Beispiel 5.4

Für einen Formel-3-Rennwagen wurden gemäß Abb. 5.22 folgende Werte ermittelt:

- Länge unterer Querlenker $l_1 = 470$ mm
- Länge Radträger (Upright) $l_2 = 230$ mm
- Länge oberer Querlenker $l_3 = 435$ mm
- Abstand der Querlenkerlager am Chassis $l_4 = 176$ mm
- Koppellänge $k = 171$ mm (Strecke AK)
- Winkel $\kappa = 165^\circ = 2,88$ rad
- Gedrehtes Koordinatensystem: $p_0 = 541$ mm, $q_0 = 105$ mm, $\eta = 98^\circ = 1,71$ rad
- Der statische Sturz beträgt $\varepsilon = -3,5^\circ$.

Beispiele für eine Analyse sind in den Abb. 5.24, 5.25, 5.26 und 5.27 gezeigt.

Die Steigung der Funktionen (Tangens) in den Abb. 5.24, 5.25, 5.26 und 5.27 liefert die genaue Charakteristik der Funktionsverläufe.

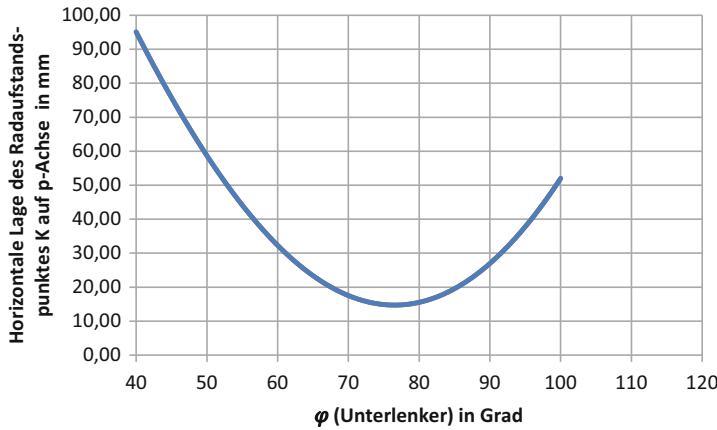


Abb. 5.24 Horizontale Lage des Radaufstandspunktes in Abhängigkeit des Federwinkels des unteren Querlenkers. Bei einem Winkel des unteren Querlenkers von etwa 75° ist die maximale Spurweite erreicht

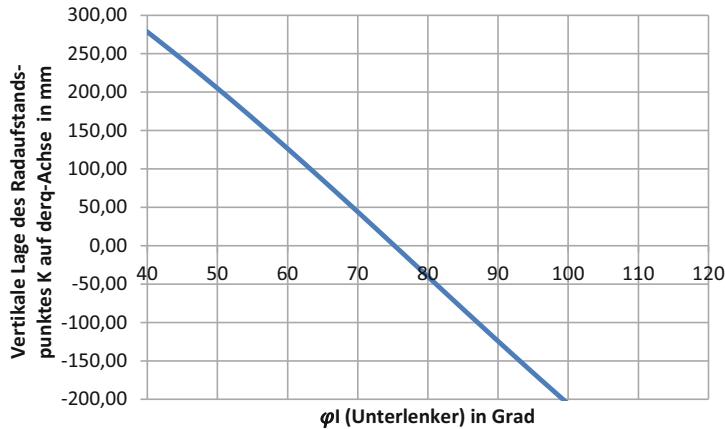


Abb. 5.25 Vertikale Lage des Radaufstandspunktes in Abhängigkeit des Federwinkels des unteren Querlenkers. Bei einem Winkel des unteren Querlenkers von etwa 75° stellt sich bei maximaler Spurweite der Radaufstandspunkt auf Straßenebene ein. Bei einem geringeren Unterlenkerwinkel findet folglich Einfederung statt

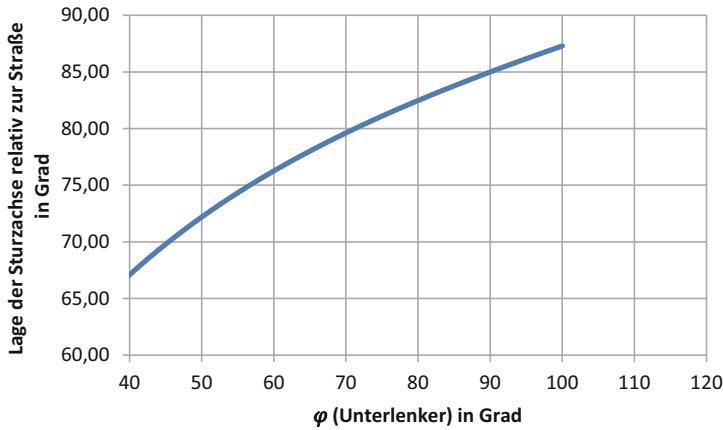


Abb. 5.26 Verlauf der Lage der Sturzachse zur Straße. Bei einem Winkel des unteren Querlenkers von etwa 75° stellt sich die maximale Spurweite bei statisch eingestelltem Sturz von $-3,5^\circ$ ein. Bei Einfederung nimmt der negative Sturz überproportional zu

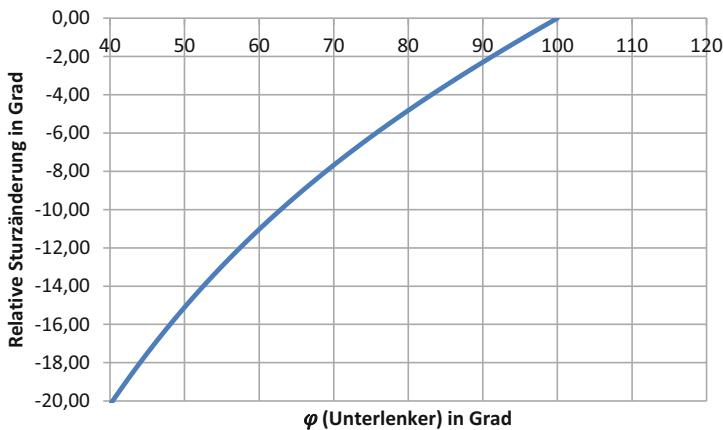


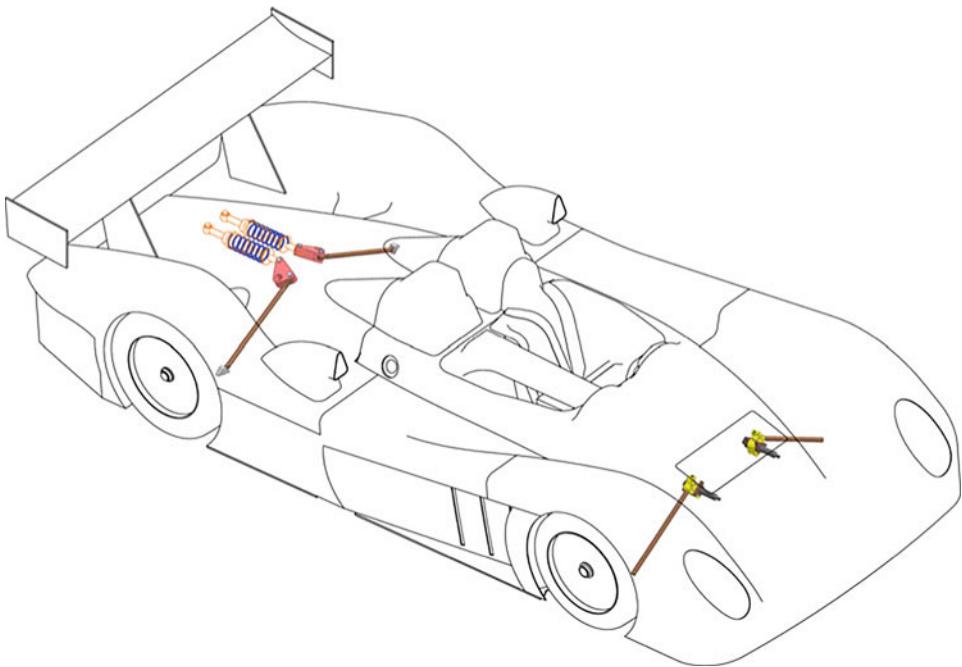
Abb. 5.27 Relative Sturzänderung. Bei einem Winkel des unteren Querlenkers von etwa 75° stellt sich die maximale Spurweite ein. Bei Einfederung nimmt der negative Sturz überproportional zu. Da es sich um einen Formel-3-Rennwagen handelt, wird der Winkel des Unterlenkers sehr klein bleiben. Bei Einfederung um $\Delta\varphi = 5^\circ$, d. h. von $\varphi = 75^\circ$ auf $\varphi = 70^\circ$, vergrößert sich der negative Sturz um 2° von $-3,5^\circ$ auf $-5,5^\circ$. Beim Ausfedern um $\Delta\varphi = 5^\circ$ verringert sich der negative Sturz nur um knapp $1,5^\circ$ von $-3,5^\circ$ auf $-2,0^\circ$, d. h. auch beim Ausfedern bleibt der negative Sturz erhalten, was auch erwünscht ist

Literatur References

1. Rouelle, C.: Racecar Dynamics. Seminar. OptimumG, Centennial (2017)

Federung *Springs*

6



6.1 Gründe für Federung *Reasons for Springs in Suspension*

Jedes Auto ist aus drei wesentlichen Gründen mit Federn ausgestattet:

- Reifen können nur ihre maximale Quer- und Längskraft liefern, wenn die Reifen stetig belastet sind, siehe Kap. 3. Die Reifen sollten also in der Lage sein, der Straßenoberfläche zu folgen. Dies wird durch Federn, in Zusammenarbeit mit den Stoßdämpfern, ermöglicht.
- Federn ermöglichen einen gewissen Komfort, auch wenn Komfort für einen Rennwagen weniger gefragt ist als für ein Straßenauto. Dennoch könnte Komfort, selbst wenn der Rennfahrer nicht um mehr Komfort nachfragt, dazu beitragen, die Straßenlage zu verbessern, da sich der Fahrzeugaufbau leichter bewegt. Damit wiederum können die Reifen besser der Straßenoberfläche folgen, so lange gewisse Grenzen eingehalten werden.
- Federn reduzieren die Belastung von Radaufhängung und Rahmen indem sie Stoßenergie von Unebenheiten zwischenspeichern.

Ein Rennwagen ohne Federung würde sich wie ein Kart verhalten, d. h. sehr „holperig“. Ein Kart unterscheidet sich aber in zwei Aspekten von einem Rennwagen: es hat eine sehr geringe Masse, so dass die Reifen schneller wieder Kontakt mit der Straße herstellen können, und der Rahmen eines Karts ist derart flexibel, dass er im Grunde genommen als Feder betrachtet werden kann. Man könnte daher behaupten: Jedes Kart hat doch eine Federung!¹

6.2 Federrate und Federarten *Spring Rate and Spring Types*

Ein Renningenieur muss in der Lage sein, die Federung berechnen zu können. Daher sollte er immer die Federraten der von ihm angewendeten Federn kennen.

Die Federrate ist wie folgt definiert:

$$c_F = \frac{F_F}{f_F} \quad (6.1)$$

Mit:

c_F Federrate, N/mm

F_F Kraft auf die Feder, N

f_F Federweg, mm

Die Federrate wird immer angegeben als eine Kraft oder ein Gewicht, dividiert durch den Federweg. Häufig vorkommenden Dimensionen sind Lbs/inch (Pounds/inch), N/mm oder kg/cm.

¹Siehe dazu auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5, Kap. 6.

Am häufigsten kommen drei Arten von Federn vor: Torsionsfeder, Schraubenfeder und Blattfeder.

Torsionsfeder Wesentliche Vorteile eines Torsionsstabes sind eine klare Federcharakteristik und zudem der problemlose Einbau an einer niedrigen Stelle im Fahrzeug. Demgegenüber steht der Nachteil eines stets erforderlichen Mechanismus, um die Ein- und Ausfederbewegung der Räder in eine Rotationsbewegung am Stab umzusetzen.

Die Federrate einer Torsionsfeder berechnet sich ähnlich der eines Stabilisators:

$$c_{F,t} = \frac{\pi \cdot G \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot L \cdot A^2} \quad (6.2)$$

mit:

$c_{F,t}$ Federrate der Torsionsfeder, N/mm

G Schubmodul, N/mm² (abhängig vom Material; für Federstahl 73.100–82.000 N/mm²)

D Außendurchmesser, mm

d Innendurchmesser, mm

L Länge des Torsionsstabes, mm

A Schenkellänge (Kraftarms), mm

In dieser Berechnung wird der Kraftarm A als nicht flexibel betrachtet. Der Schubmodul G ist ein Maß für den Widerstand, den der Werkstoff (Stahl) gegen die Schubverformung aufbaut. Um die Vorteile eines Torsionsstabs anwenden zu können, muss eine Stoßstange (Pushrod) oder Ziehstange (Pullrod) verwendet werden, welche mittels eines Kippehebels den Torsionsstab betätigt. Abb. 6.2 zeigt eine übliche Auslegung, welche in vielen Formel- und Sportrennwagen angewendet wird.

Schraubenfeder Der besondere Vorteil dieser Bauart ist die einfache Kombination mit einem Stoßdämpfer und damit die Realisierung eines Federbeins, englisch „Coil-over unit“.

Eine Schraubenfeder kann als eine gewundene Torsionsfeder betrachtet werden, wobei der Hebelarm A in Abb. 6.1 dem Hebelarm 0,5 D in Abb. 6.3 entspricht. Die Länge L der zu einer Schraubenfeder gewundenen Torsionsfeder beträgt näherungsweise:

$$L_{\text{Schraubenfeder}} = \pi \cdot D \cdot n \quad (6.3)$$

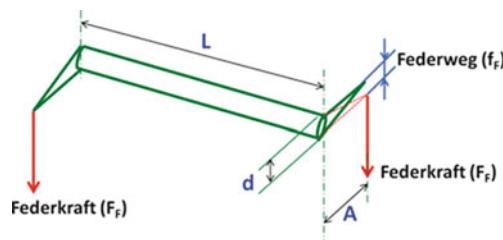


Abb. 6.1 Torsionsfeder. d = Durchmesser des Torsionsstabes, A = Kraftarm, L = Länge des Torsionsstabes, F_F = Kraft am Kraftarm, f_F = Federweg, relativ zum Kraftarm auf der gegenüberliegenden Seite im Abstand L . Die Lagerpunkte des Torsionsstabes, die Reaktionskräfte erzeugen, sind hier außer Acht gelassen

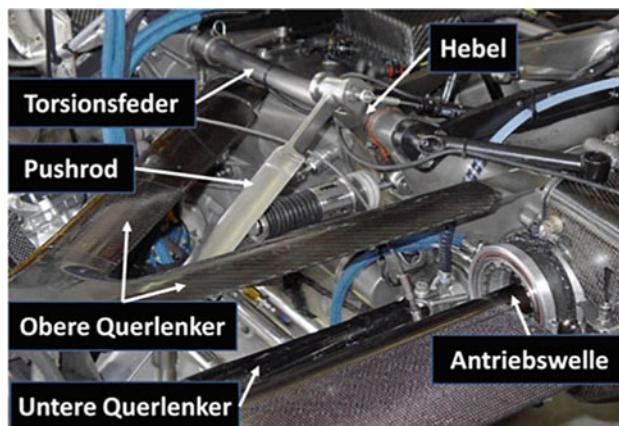


Abb. 6.2 Torsionsfeder mit Betätigungsmechanismus an einem Formel 1 Rennwagen links hinten

mit:

$L_{\text{Schraubenfeder}}$ Länge der Schraubenfeder, mm

D Durchmesser der Feder (Mitte-zu-Mitte des Drahtes), mm

n Anzahl der Windungen, –

Bei der Anwendung von Schraubenfedern muss man ein minimales äußerer Einbaumaß von $D + d$ berücksichtigen, ebenso ein maximales inneres Einbaumaß (z. B. des Dämpfers) von $D - d$.

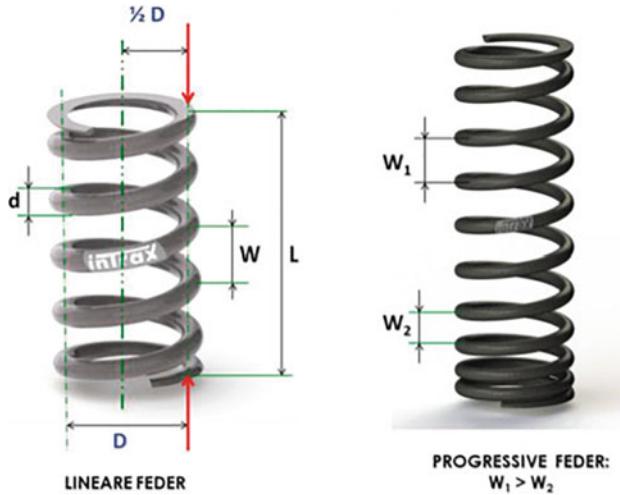


Abb. 6.3 Schraubenfeder. D = Durchmesser (Mitte-zu-Mitte), d = Drahtdicke, W = Windung, L = Federlänge. Eine Schraubenfeder ist dem Grunde nach eine gewundene Torsionsfeder. (Quelle: Intrax Suspension Systems)

Die Federrate berechnet sich wie folgt:

$$c_{F,s} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} [\text{N/mm}] \quad (6.4)$$

mit:

- $c_{F,s}$ Federrate der Schraubenfeder, N/mm
- G Schubmodul, N/mm^2 (abhängig vom Material; für Federstahl 73.100–82.000 N/mm^2)
- D Durchmesser der Feder (Mitte-zu-Mitte des Drahtes), mm
- d Drahtdicke, mm
- n Anzahl der Windungen, –

Im Grunde genommen kann eine Schraubenfeder als eine Reihenschaltung mehrerer Windungen betrachtet werden, die jede für sich eine Feder bilden. Wenn die Feder um eine Windung gekürzt wird, nimmt n um 1 ab, womit dann die Steifigkeit $c_{F,s}$ größer wird. Ähnlich verhält es sich, wenn die Länge L eines Torsionsstabes gekürzt wird (vgl. Abb. 6.1).

Ein zu beachtender Nachteil einer Schraubenfeder ist, dass die angreifenden Kräfte immer auch ein Biegemoment in der gesamten Feder verursachen und nur auf einen Punkt der Federschale arbeiten. Das verursacht bei einem Federbein ein Biegemoment im Stoßdämpfer. Deshalb ist es ratsam, die Feder links und rechts absolut symmetrisch zu installieren und beim Ein- und Ausbau immer zu markieren.

► **Tipp 6.1**

Wenn ein Straßenauto zu einem Rennwagen umgebaut wird ist es stets empfehlenswert, die Serienfedern durch reinrassige Rennfedern zu ersetzen, weil die Serienfedern oft aus billigem Stahl mit relativer Serienstreuung produziert sind. Das könnte sich in kleinen, aber im Renneinsatz spürbaren Unterschieden in den Federraten links und rechts auswirken.

Beispiel 6.1

Ein Renningenieur möchte die Qualität einer Schraubenfeder untersuchen. Dazu vermisst er in der Werkstatt zuerst die Federrate (= Kraft/Federweg) und stellt $c_{F,s} = 113 \text{ N/mm}$ fest. Die übrigen Daten der Schraubenfeder sind bekannt: $d = 15 \text{ mm}$, $D = 70 \text{ mm}$, $n = 10$ Windungen.

Aus (6.4) kann dann der Schubmodul G berechnet werden:

$$G = \frac{c_{F,s} \cdot 8 \cdot D^3 \cdot n}{d^4} = \frac{113 \cdot 8 \cdot 70^3 \cdot 10}{15^4} \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] = 61.248 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Die üblicherweise gebräuchlichen Werte für Federwerkstoffe sind:

Arten der Federwerkstoffe	Durchschnittlicher Schubmodul G	
Kalt gerollter Stahl	79.400	[N/mm ²]
Rostfreier Stahl	73.100	[N/mm ²]
Wärmebehandelter Karbonstahl	82.100	[N/mm ²]
Titan	41.400	[N/mm ²]

Es ist evident, dass der ermittelte Wert für den Schubmodul $G = 61.248 \text{ N/mm}^2$ qualitativ den Anforderungen an einen Rennwagen nicht genügt. Somit ist im vorliegenden Beispiel der Kauf neuer Federn mit signifikant besserer Qualität zu empfehlen.

Die je nach Werkstoff weit auseinander liegenden Werte für den Schubmodul G sind der Grund dafür, dass die Berechnung einer Feder ausschließlich basierend auf den Abmessungen d , D und n unmöglich ist. An sich wäre ein niedriger Schubmodul kein Problem, könnte aber bedeuten, dass die Feder nicht von ausreichender Qualität ist. Zumeist haben solche Federn deshalb auch unzulässig weite Streuungen in der Länge und/oder Federraten, was für den Autorennsport untauglich ist. Außerdem altern Federn mit niedriger Qualität sehr viel schneller, wodurch die Federrate rascher abnehmen wird.

Blattfeder In den historischen Rennserien sind viele Rennwagen mit Blattfedern ausgerüstet, vor allem an der Hinterachse. Ein Vorteil von Blattfedern ist, dass diese oft die Funktionen von Federn und tragenden Teilen der Radaufhängung (z. B. Längslenker) miteinander kombinieren. Das ist auch der Grund, warum selbst heute noch moderne Autos mit

Blattfedern ausgerüstet werden. Während ältere Fahrzeuge jedoch i. d. R. **Trapezfedern** mit konstanter Blattdicke einsetzen, die aufeinander liegen und damit auch eine Dämpfungsfunktion (Reibungsdämpfung) ermöglichen, setzen modernere Fahrzeuge zunehmend auf **Parabelfedern**, deren Blattdicke nach außen hin abnimmt. Parabelfedern liegen nicht aufeinander auf und ermöglichen kaum Dämpfungseffekte. Der Nachteil von Trapezfedern ist, dass bei nachlässiger Wartung sich die Blätter durch u. a. Rost nicht mehr ausreichend übereinander schieben können, was Dämpfung und Federung nachteilig beeinflusst.

Auch lassen sich Blattfedern nicht immer exakt berechnen. Die zuverlässigste Methode zur Ermittlung der Federrate an bestehenden Fahrzeugen ist daher eine experimentelle Prüfung gemäß dem Aufbau in Abb. 6.4. Die ermittelten Werte aus diesem Versuchsaufbau können dann in eine Tabelle übertragen und weiter verarbeitet werden (siehe Tab. 6.1).

Auch beim Kauf neuer Blattfedern ist es sinnvoll, diese initial zu vermessen, um deren Qualität zu ermitteln. Durch die jeweils aktuell gemessene Federrate kann diese mit den berechneten Federraten verglichen und damit die Degression der Qualität des Stahls analog Beispiel 6.2 festgestellt werden. Auch ist es wertvoll zu ermitteln, ob die Federn links und rechts gleiche Werte aufweisen, was bei Blattfedern nicht unbedingt der Fall ist!

Eine Blattfeder übt, wie erwähnt, auch eine tragende Funktion der Achse in Form eines Längslenkers aus und hat damit auch Einfluss auf die Fahrwerks-Geometrie. Aus diesem Grund sind bei manchen Autos die Blattfedern bewusst nicht symmetrisch angeordnet. In Abb. 6.5 ist das schematisch widergegeben. Weil der Drehpunkt D , um welchen die Achse gemäß der rot dargestellten Pfeile ein- und ausfedert, oberhalb des Punktes C liegt, an dem die Blattfeder an der Achse befestigt ist, bewegt sich die Achse beim Einfedern nach oben und auch nach hinten. Beim Ausfedern erfolgt der Achsbewegung nach unten und nach vorne.

Daraus folgt, dass in einer Kurve aufgrund der dynamischen Achslastverlagerung das kurvenäußere Rad sich nach hinten bewegt, und das kurveninnere Rad nach vorne. Deshalb lenkt die mit Blattfedern geführte Hinterachse das Heck des Autos nach außen, was die Kurvenläufigkeit verbessert und das Lenken in der Kurve erleichtert.

Die Berechnung einer Blattfeder, welche wegen vieler Kennzahlen komplizierter ist als bei einer Torsions- oder Schraubfeder, ist im Folgenden beschrieben, siehe Abb. 6.6.

Für die Berechnung des Federwegs f_F und der maximal zulässigen Kraft $F_{Z,\max}$ sollte zuerst die tatsächliche Spannung σ in der Blattfeder bei der auftretenden Achslast F_Z berechnet werden:

$$\sigma = \frac{6 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot F_Z}{B_2 \cdot h^3 \cdot E \cdot (l_1 + l_2)} \leq \sigma_{\text{zul}} = 0,5 \cdot R_m \quad (6.5)$$

Diese Spannung im Bauteil darf aus Sicherheitsgründen nicht größer als 50 % der Zugfestigkeit R_m des Werkstoffes sein. Wenn die Spannung zu groß wird, sollten z. B. ein oder mehrere Blätter zugefügt werden, was den Faktor B_2 vergrößert und damit die Spannung verringert. Die maximal zulässige Kraft wird dann:

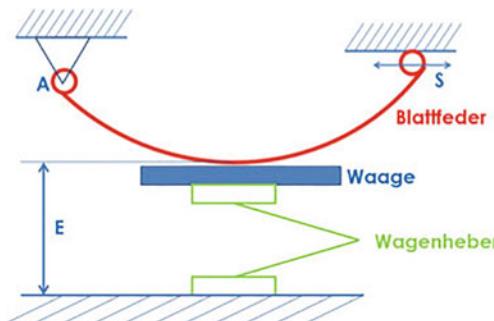


Abb. 6.4 Beispiel eines Versuchsaufbaus zur Messung der Federrate einer Blattfeder. Während die Feder im Punkt A fest gelagert ist, sollte sie sich im Punkt S frei ausdehnen können. Diese Ausdehnung ist im Einbauzustand am Rennwagen vielfach durch eine Federlasche realisiert. Die Blattfeder kann auch im eingebauten Zustand am Fahrzeug vermessen werden, wobei dann das Auto vertikal fixiert sein muss, damit es sich nicht anheben kann

Tab. 6.1 Beispiel für die Auswertung der Ergebnisse aus dem Versuchsaufbau in Abb. 6.4

Distanz E	Federweg f_F	Ablesewert Waage	Berechnung	Federrate
332 mm	0	15,1 kg		
342 mm	10 mm	55,9 kg	$(55,9 - 15,1) \text{ kg} \cdot 9,81/10 =$	40,0 N/mm
353 mm	21 mm	101,8 kg	$(101,8 - 15,1) \text{ kg} \cdot 9,81/21 =$	40,5 N/mm
362 mm	30 mm	140,8 kg	$(140,8 - 15,1) \text{ kg} \cdot 9,81/10 =$	41,1 N/mm
371 mm	39 mm	181,3 kg	$(181,3 - 15,1) \text{ kg} \cdot 9,81/21 =$	41,8 N/mm
usw.	usw.	usw.	usw.	usw.

Tabelle zur Vermessung einer Blattfeder. Weil die Waage Werte in kg ausgibt, müssen diese Werte mit $9,81 \text{ m/s}^2$ multipliziert werden, um die Kraft in Newton zu erhalten. Um die Masse der Blattfeder zu eliminieren, muss deren Masse von jedem Messergebnis subtrahiert werden.

Der Federweg muss nicht immer genau 10 mm/Stufe entsprechen, so lange die durchschnittliche Stufengröße in etwa konstant ist und mit dem aktuellen Federweg gerechnet wird.

Die fett gedruckten Werte sind die Messwerte, alle übrigen sind die berechneten Werte.

Abb. 6.5 Die geometrische Funktion einer Blattfeder bei Kurvenfahrt. Weil die Blattfedern auch die Funktion als Längslenker der Radaufhängung übernehmen, haben sie auch eine Funktion für die Fahrwerksgeometrie: Bei Rollen des Aufbaus wird die Hinterachse ein wenig gelenkt, wodurch das Auto einfacher durch die Kurve lenkt

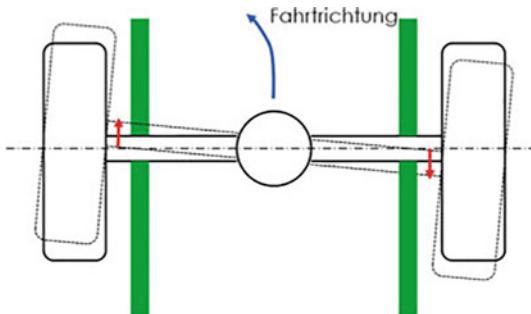
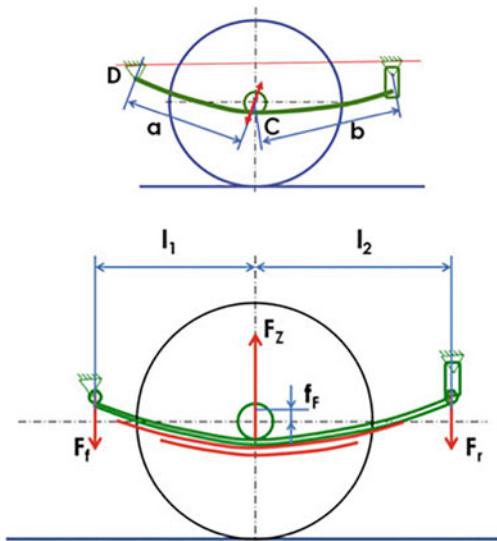


Abb. 6.6 Bei der Berechnung einer Blattfeder wird unterschieden zwischen der Anzahl der durchgehenden Blätter, die von Federauge zu Federauge verlaufen (n_1 , grün), und der Anzahl der nicht-durchgehenden Blätter (n_2 , rot)



$$F_{Z,\max} = \frac{B_2 \cdot h^2 \cdot (l_1 + l_2) \cdot \sigma_{zul}}{6 \cdot l_1 \cdot l_2} \quad (6.6)$$

Für den Federweg ergibt sich:

$$f_F = \frac{4 \cdot \gamma \cdot l_1^2 \cdot l_2^2 \cdot F_Z}{B_2 \cdot h^3 \cdot E \cdot (l_1 + l_2)} \quad (6.7)$$

Wobei:

$$F_Z = F_f + F_r$$

$$B_1 = n_1 \cdot b$$

$$B_2 = n \cdot b$$

$$n = n_1 + n_2$$

$$\gamma = B_1 / B_2$$

mit:

$F_{Z,\max}$	maximal zulässige Kraft, N
F_Z	Kraft der Feder aus Achslast, N
f_F	Federweg der Achse, mm
n_1	Anzahl der durchgehenden Blätter, –
n_2	Anzahl der übrigen Blätter ($= n - n_1$), –
b	Breite der Blätter, mm
h	Höhe der Blätter, mm
σ	maximal zulässige Zugspannung, N/mm ²

E	Elastizitätsmodul, N/mm ²
R_m	Zugfestigkeit, N/mm ²
$F_Z = F_f + F_r$	Gesamte Kraft an der Blattfeder, N
$B_1 = n_1 \cdot b$	Kennzahl für die durchgehenden Blätter (n_1), mm
$B_2 = n \cdot b$	Kennzahl für die nicht-durchgehenden Blätter, mm
$n = n_1 + n_2$	Total Anzahl Blätter (n_2), –
$\gamma = f(B_1/B_2)$	Faktor für die Verhältnis zwischen B_1 und B_2 , –; Siehe die Grafik in Abb. 6.7.

Die Federlasche (am rechten Federauge in Abb. 6.6) ist in obiger Rechnung nicht berücksichtigt, würde die Beanspruchung auch nur geringfügig verändern.

Diese Berechnung ist basiert auf der Voraussetzung, dass die Blätter ungehindert übereinander schieben können und folglich auch eine Reibungsdämpfung stattfindet. Das ist aber bei älteren Federn oft nicht mehr der Fall, insbesondere aufgrund von Rost zwischen den Blättern. Deshalb sollten Blattfedern stets gut gewartet werden, um die Blätter rostfrei zu halten, und mit Öl oder Fett eingeschmiert werden. Besser wäre es noch, Nylon-Schichten zwischen die Blätter zu legen.

Beispiel 6.2

Eine Blattfeder aus 50CrV4 ($E = 200.000$ N/mm², Zugfestigkeit $R_m = 1450$ N/mm² und Bauteilfestigkeit von $R_m/2 = 725$ N/mm²) hat die folgenden Werte: $n_1 = 1$, $n_2 = 4$, $l_1 = 500$ mm, $l_2 = 600$ mm, $b = 46$ mm, $h = 7$ mm. Die Blattfeder ist belastet mit $F_z = 2500$ N.

$$B_1 = 1 \cdot 46 = 46 \text{ mm}$$

$$n = 1 + 4 = 5$$

$$B_2 = 5 \cdot 46 = 230 \text{ mm}$$

$$B_1/B_2 = 46/230 = 0,2 \text{ [–]. Aus der Grafik in Abb. 6.7 folgt: } \gamma = 1,32 \text{ [–]}$$

Unter dieser Belastung ergibt sich folgende Normalspannung in der Feder:

$$\sigma = \frac{6 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot F_z}{B_2 \cdot h^2 \cdot (l_1 + l_2)} = \frac{6 \cdot 400 \cdot 600 \cdot 2500}{230 \cdot 7^2 \cdot (500 + 600)} = 363 \text{ N/mm}^2$$

Dieser Wert liegt deutlich unterhalb der zulässigen Bauteilspannung von 725 N/mm², was bedeutet, dass auch unter evtl. dynamischer Überhöhung keine unakzeptablen Spannungen auftreten.

Für den Federweg folgt:

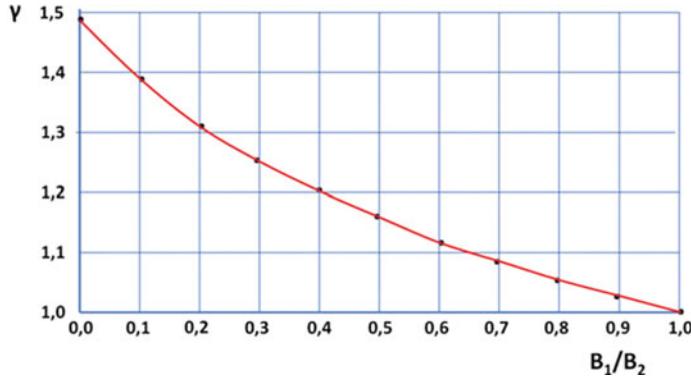


Abb. 6.7 Faktor für das Verhältnis zwischen B_1 und B_2

$$f_F = \frac{4 \cdot \gamma \cdot l_1^2 \cdot l_2^2 \cdot F_Z}{B_2 \cdot h^3 \cdot E \cdot (l_1 + l_2)} = \frac{4 \cdot 1,32 \cdot 500^2 \cdot 600^2 \cdot 2500}{230 \cdot 7^3 \cdot 200.000 \cdot (500 + 600)} = 68 \text{ mm}$$

Die Federrate ist also:

$$c_F = \frac{2500 \text{ N}}{68 \text{ mm}} = 36,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}} = 3,7 \frac{\text{kg}}{\text{mm}}$$

Es sei angemerkt, dass die o. g. Berechnungen sehr genau sind, wenn der Lieferant der Feder zuverlässige Informationen über den Werkstoff (Elastizitätsmodul und Zugfestigkeit) gibt. Es können jedoch in der Praxis Ungenauigkeiten in den im Folgenden genannten Fällen auftreten, so dass dann die Rechenergebnisse nur als eine Annäherung dienen können:

- Die Rechnung wird für eine bereits an einem Auto montierte Blattfeder durchgeführt, für die der Werkstoff der Feder nicht bekannt ist. Somit können Elastizitätsmodul und Zugfestigkeit nur angenommen werden, wodurch sich schnell ein Fehler von mehr als 10 % einstellen kann.
- Es tritt Rost zwischen den Blättern und Verschleiß in den drehenden Befestigungspunkten auf. Diese Effekte bewirken, dass die effektive Federsteifigkeit erheblich zunehmen kann.

In diesen Fällen ermöglicht allein die Vermessung, wie in Abschn. 6.2 beschrieben, ein objektives Ergebnis!

6.3 Berechnung der Federung *Calculation of Springs*²

A – Federrate

Die Federrate ist das Maß für die Kraft, welche eine Feder bei einem bestimmten Federweg liefert (siehe (6.1)). Die Federrate kann eine lineare oder progressive (und degressive) Charakteristik aufweisen, siehe Abb. 6.8. Bei linearer Federcharakteristik wächst die Federkraft proportional zur Einfederung, während sich bei progressiver Federcharakteristik eine exponentiell mit der Einfederung ansteigende Federkraft einstellt.

Eine progressive Federung ermöglicht, dass der Rennwagen bei normaler Fahrt relativ komfortabel abgefedorf ist, aber die Einfederung beim Rollen in der Kurve beim Bremsen an der Vorderseite und beim Beschleunigen an der Hinterseite exponentiell beschränkt wird.

Eine progressive Federrate kann auf unterschiedliche Weise erreicht werden:

- Die Windungen einer Schraubenfeder können stetig abnehmend gewunden sein. Das bedeutet, dass jede Windung eine zunehmende kleinere Steigung aufweist und das Maß W in Abb. 6.3 zunehmend kleiner wird. Wenn die Feder belastet wird, sind zunächst alle Windungen belastet, aber sobald die erste (also weichste) Windung „anliegt“, nimmt in (6.4) der Anzahl Windungen n zunächst um 1 ab, was eine höhere Federrate zur Folge hat. Wenn die folgende Windung anliegt, sinkt die Anzahl der Windungen wiederum um 1 mit der Folge einer weiter steigenden Federrate usw.
- Eine Feder kann aus zwei Teilen bestehen, die aus unterschiedlich gewalzten Windungen bestehen. Mathematisch wird das als zwei parallel geschaltete Federn betrachtet.
- Mit einer linearen Feder kann ebenfalls eine progressive Charakteristik durch die Geometrie des Mechanismus erzeugt werden, welcher die Feder betätigt. Dies wird weiter unten in diesem Kapitel beschrieben.

B – Parallel- und Reihenschaltung von Federn

Federn können auf zwei Arten miteinander verbunden sein: parallel oder in Reihe.

Parallel geschaltete Federn unterstützen sich gegenseitig, weshalb die Federraten addiert werden, siehe Abb. 6.9a:

$$c_{F,\text{parallel total}} = c_{F,A} + c_{F,B} \quad (6.8)$$

Wenn die Federn jedoch in Reihe geschaltet sind, dann sind die Kräfte auf jede einzelne Feder gleich groß, nur die Federwege unterscheiden sich pro Feder. Die Federraten werden dann wie folgt addiert:

²Die grundsätzliche Festlegung von Aufbaufedern wird im Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4, Kap. 3 behandelt.

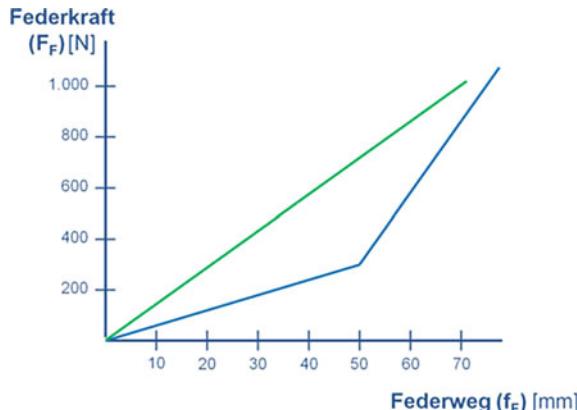


Abb. 6.8 Lineare (grün) und progressive (blau) Federcharakteristika. Die Federrate ist dabei der Tangens der jeweiligen Funktion (Federkraft/Federweg). Die progressive Federcharakteristik ist hier als Stufenfeder angenähert und zeigt während des ersten Teils des Federwegs bis 50 mm eine relativ weiche Federrate, aber im zweiten Teil eine härtere Federrate, welche den progressiven Verlauf ermöglicht

$$\frac{1}{c_{F,\text{Reihe total}}} = \frac{1}{c_{F,A}} + \frac{1}{c_{F,B}} \quad (6.9a)$$

Analog zur Reihenschaltung des Stabilisator-Rückens und der -Schenkel in Kap. 3 kann die **Reihenschaltung** von Federn wie folgt ausgedrückt werden:

$$c_{F,\text{Reihe total}} = \frac{c_{F,A} \cdot c_{F,B}}{c_{F,A} + c_{F,B}} \quad (6.9b)$$

In Abb. 6.9b sind zwei in Reihe geschaltete Federn abgebildet: $c_{F,A}$ und $c_{F,B}$ erfahren dieselbe Kraft, aber weil die Federn unterschiedliche Federraten aufweisen, sind die Federwege unterschiedlich. Nachdem die weichere Feder B vollständig anliegt (weil diese Feder länger ist, siehe (6.3)), ist nur noch Feder A wirksam. In diesem Fall ist die Federrate der gesamten Feder nur $c_{F,A}$. Ansonsten ist die Gesamt-Federrate $c_{F,\text{Reihe total}}$ immer weicher als die einzelnen Federraten $c_{F,A}$ und $c_{F,B}$.

Für den Fall, dass sogar drei Federn in Reihe geschaltet sind, können diese wie folgt addiert werden:

$$\frac{1}{c_{F,\text{Reihe total}}} = \frac{1}{c_{F,A}} + \frac{1}{c_{F,B}} + \frac{1}{c_{F,C}} \quad (6.10a)$$

woraus folgt:

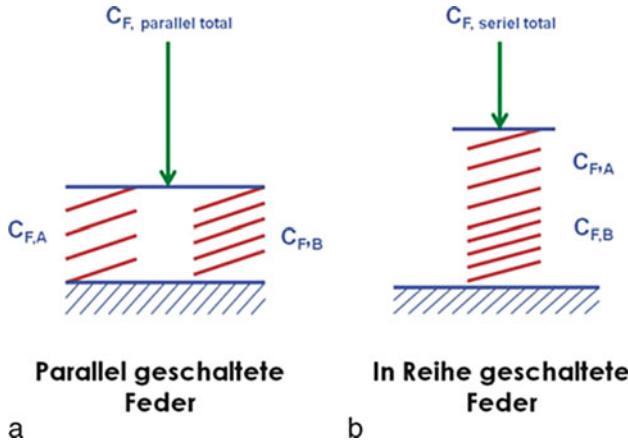


Abb. 6.9 Addition zur Gesamt-Federkonstanten von Parallel- (a) und in Reihe geschalteten (b) Federn

$$c_{F,\text{Reihe total}} = \frac{c_{F,A} \cdot c_{F,B} \cdot c_{F,C}}{(c_{F,A} \cdot c_{F,B}) + (c_{F,B} \cdot c_{F,C}) + (c_{F,A} \cdot c_{F,C})} \quad (6.10b)$$

► Tipp 6.2

Es ist in praxi bei ausgeführten Radaufhängungen nicht immer leicht zu identifizieren, ob zwei Federn in Reihe oder parallel geschaltet sind. Dazu folgende Hilfestellung:

Parallel geschaltete Federn entwickeln *unterschiedliche Kräfte* (es sei denn, es handelt sich um zwei identische Federn), haben aber *dieselbe Einfederung*.

In Reihe geschaltete Federn weisen *dieselben Kräfte* auf, haben aber *unterschiedliche Einfederungen*.

Folgende Beispiele sollen zur Erläuterung dienen:

- Federbein (Coil-over-Federung, also Feder um den Dämpfer angeordnet) mit Anschlagpuffer (Bumpstop): Diese entwickeln unterschiedliche Kräfte, haben aber – sobald der Puffer anliegt – dieselbe Einfederung. Es handelt sich dann also um eine Parallelschaltung.
- Eine Feder und der Stabilisator (beide auf das Rad bezogen) entwickeln unterschiedliche Kräfte, haben aber dieselbe Einfederung. Es handelt sich also um eine Parallelschaltung.

- Eine Feder (auf das Rad bezogen) und ein Reifen entwickeln dieselben Kräfte, haben aber unterschiedliche Einfederungen. Es handelt sich also um eine Reihenschaltung.
- Hauptfeder mit Hilfsfeder. So lange die beiden Federn nicht blockiert sind, entwickeln beide Federn dieselbe Federkraft. Sie sind also in Reihe geschaltet. Anmerkung: Hilfsfedern dienen dazu, die Hauptfeder bei Ausfederung in ihrer Position zu halten und sind meist sehr schwache Federn, die gleich blockieren, sobald das Rad die Straße wieder berührt.

Mitunter kommen auch Parallelschaltungen von Torsions- und Schraubenfedern vor, siehe Abb. 6.10. Insbesondere moderne Formel-1-Rennwagen nutzen diese Kombination (für die Berechnungsalgorithmen siehe die Formeln 6.2, 6.4 und 6.8).

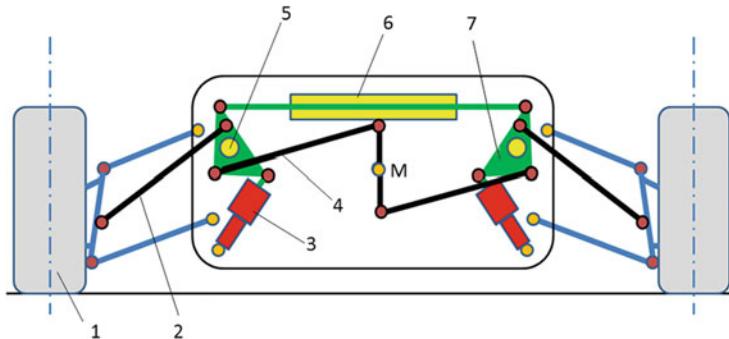


Abb. 6.10 Parallelschaltung von Schrauben- und Torsionsfedern bei einem Formel-1-Rennwagen. Dieses System weist den essenziellen Vorteil auf, dass Rollbewegung, Nickbewegung, und Motion Ratio unabhängig voneinander eingestellt werden können. Diese Auslegung ist zwar komplexer und schwieriger zu berechnen, bietet aber die Möglichkeit, eine stabile Belastung der Reifen im Latsch zu erreichen, was die Reifenleistung erhöht

1. Radfedern: Die Reifen sind in der heutigen Formel 1 ein wesentlicher Bestandteil der Gesamt-Federrate
2. Schubstangen: Betätigen die Kipphebel (7). Weil die Kipphebel sich drehen, ändert sich auch die Motion Ratio. Deshalb bestimmen die Anlenkpunkte der Schubstangen an den Kipphebeln die Motion Ratio
3. Dämpfer: Außer der Dämpfung von Unebenheiten beeinflusst der Dämpfer auch die Roll- und Nickgeschwindigkeit
4. Stabilisator: Ist hier eine Torsionsfeder (die in diesem Bild senkrecht zu M steht), und die von dem Mechanismus der Schubstangen beim Rollen des Aufbaus betätigt wird. Bei beidseitig gleichem Ein- und Ausfedornt bewegt sich diese Torsionsfeder in M nicht
5. Torsionsfedern: Sind die Hauptfedern (die senkrecht zur Zeichenebene stehen). Diese Federn haben Einfluss auf sowohl die Ein-/Ausfederung als auch auf die Rollbewegung
6. Schraubenfeder: Diese Hilfsfeder kontrolliert nur die senkrechte Ein-/Ausfederung, also die Nickbewegung unter Bremsen und Beschleunigen

C – Motion Ratio (Federübersetzung)

Eine Feder, ein Stoßdämpfer und ein Stabilisator werden nie ein Rad direkt auf seiner Mittellinie beaufschlagen. Aufgrund der Kinematik einer Radaufhängung wird die Kraft auf das Rad entweder direkt am Radträger oder auf den Querlenker etc. ausgeübt. Das bedeutet, dass stets eine Art von Übersetzung zwischen den Bewegungen am Rad und jenen an Feder/Dämpfer/Stabilisator auftritt. Dieses Übersetzungsverhältnis wird im Englischen „Motion Ratio“ MR genannt und ist wie folgt definiert:

$$MR = \frac{\text{Federweg am Rad}}{\text{Federweg an der Feder}} = \frac{f_{\text{F,Rad}}}{f_{\text{F}}} \quad (6.11)$$

Das Übersetzungsverhältnis MR ist dimensionslos. Abb. 6.11 zeigt zwei Beispiele für MR bei häufig im Rennsport vorkommenden Arten von Radaufhängungen.

Die Motion Ratio MR ist nicht immer ein konstanter Wert. Zum Beispiel ändert sich MR bei einer Pushrod-Auslegung kontinuierlich mit der Drehung des Kipphebels, da sich die Längen der effektiven Hebelarme ändern. Es gibt Rechnerprogramme – wie ChassisSim – die eine dynamische MR -Veränderung mittels eines Polynom-Ansatzes berücksichtigen. In Tipp 9.3 (Testfahrten) wird erläutert, wie solche Polynome mit Hilfe von MS Excel generiert werden können.

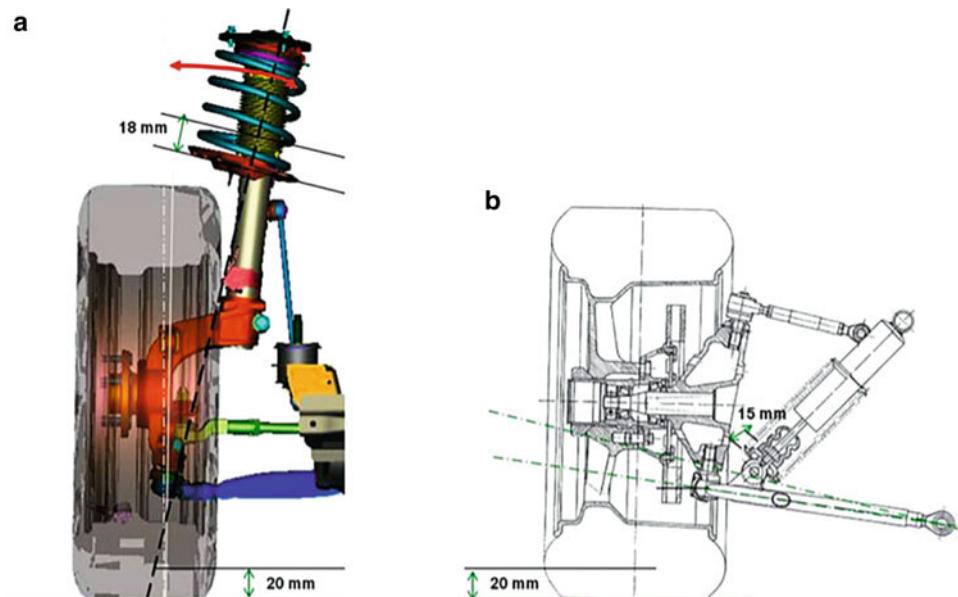


Abb. 6.11 Beispiele des Übersetzungsverhältnisses MR (Motion Ratio) bei häufig vorkommenden Arten von Radaufhängungen. Am Federbein (a) beträgt der Federweg an der Feder 18 mm wenn sich das Rad in vertikaler Richtung um 20 mm bewegt. An der Doppelquerlenker-Radaufhängung (b) beträgt der Federweg 15 mm bei einer vertikalen Radbewegung von 20 mm

Beispiel 6.3

Am Federbein (Abb. 6.11a) erfährt die Feder eine Eindrückung von 18 mm, wenn das Rad um 20 mm einfedert, deshalb ist das Übersetzungsverhältnis *MR*:

$$MR = \frac{20 \text{ mm}}{18 \text{ mm}} = 1,11$$

An der Doppelquerlenker-Aufhängung (Abb. 6.11b) erfährt die Feder lediglich eine Eindrückung von 15 mm, wenn das Rad 20 mm einfedert, deshalb ist hier das Motion Ratio *MR*:

$$MR = \frac{20 \text{ mm}}{15 \text{ mm}} = 1,33$$

Das Übersetzungsverhältnis „Motion Ratio“ wird benutzt, um die Kräfte von Feder, Stoßdämpfer und Stabilisator auf die Kontaktfläche zwischen Reifen und Straße umzurechnen, da der Renningenieur immer daran interessiert ist, was diese Kräfte für die Reifen bedeuten bzw. dort bewirken (siehe Kap. 3).

Aus dem Momentengleichgewicht in Abb. 6.12 folgt:

$$\frac{F_{F,Rad}}{F_F} = \frac{b}{a} = \frac{1}{MR}$$

Für die Bewegung der Hebelkinematik gilt:

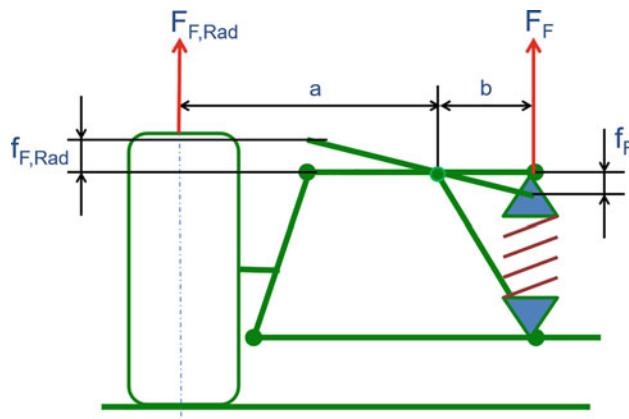


Abb. 6.12 Ermittlung der auf das Rad bezogenen Feder- und Dämpferraten. $f_{F,Rad}$ = Federweg am Rad, f_F = Federweg an der Feder, $F_{F,Rad}$ = Federkraft am radseitigen Hebel a , F_F = Federkraft bzw. Kraft am federseitigen Hebel b

$$\frac{f_{F,Rad}}{f_F} = \frac{a}{b} = MR$$

mit:

$F_{F,Rad}$	Kraft der Feder am radseitigen Hebel a , N
F_F	Federkraft = Kraft am federseitigen Hebel b , N
$f_{F,Rad}$	Federweg, bezogen auf das Rad, mm
f_F	Federweg an der Feder, mm
MR	Motion Ratio, $-$; siehe (6.11)
a	radseitiger Hebelarm, mm
b	federseitiger Hebelarm, mm

Zudem gilt:

$$F_{F,Rad} = c_{F,Rad} \cdot f_{F,Rad}$$

$$F_F = c_F \cdot f_F$$

Obige Gleichungen ineinander eingesetzt ergeben dann:

$$c_{F,Rad} \cdot f_{F,Rad} \cdot a = c_F \cdot f_F \cdot b$$

$$c_{F,Rad} = \frac{f_F}{f_{F,Rad}} \cdot \frac{b}{a} \cdot c_F = \frac{1}{MR} \cdot \frac{1}{MR} \cdot c_F$$

$$c_{F,Rad} = \frac{c_F}{MR^2} \quad (6.12)$$

Analog gilt auch für die auf das Rad bezogene Dämpferrate:

$$k_{D,Rad} = \frac{k_D}{MR^2} \quad (6.13)$$

mit:

$C_{F,Rad}$	Federrate, auf das Rad bezogen, N/mm
k_D	Dämpferrate des Stoßdämpfers, N/(m/s)
$k_{D,Rad}$	Dämpferrate des Stoßdämpfers, auf das Rad bezogen, N/(m/s)

Daraus folgt, dass bei der Berechnung der **auf das Rad bezogenen** Feder- und Dämpferraten die Motion Ratio MR zweifach Einfluss nimmt: zum einen hinsichtlich der Kraftübertragung und zum anderen für die Bewegungsübertragung. Deshalb wirkt die Motion Ratio hier quadratisch, also überproportional!

Bei einen Federbein (Coil-over-System, Feder und Dämpfer in einer Einheit) sind die Motion Ratios für Feder und Dämpfer identisch. Der Stabilisator wirkt jedoch oft über ein anderes Motion Ratio als die Feder, weil der Stabilisator i. d. R. an einen anderen Punkt am Querlenker angreift als die Feder.

Beispiel 6.4

1. Die Feder am Federbein (siehe Abb. 6.11a) hat eine Federrate von 250 [N/mm]. (6.12) zufolge ist die auf das Rad bezogene Federrate:

$$c_{F, \text{Rad}} = \frac{c_F}{MR^2} = \frac{250}{1,11^2} = 203 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

2. Ein Renningenieur möchte bei einer Doppelquerlenker-Radaufhängung (siehe Abb. 6.11b) eine auf das Rad bezogene Dämpferrate von 12.500 [N/(m/s)] anwenden. (6.13) zufolge ergibt sich für die Dämpferrate:

$$k_D = k_{D, \text{Rad}} \cdot MR^2 = 12.500 \cdot 1,33^2 = 22.111 [\text{N}/(\text{m}/\text{s})]$$

Es wird deutlich, welch großen Einfluss die Motion Ratio auf die Feder- und Dämpferraten (auf dem Rad bezogen) hat, da die Motion Ratio quadratisch eingeht!

► Tipp 6.3

Der Begriff „Motion Ratio“ wird in der Literatur UND in einschlägigen Computerprogrammen sehr unterschiedlich verwendet, d. h. sowohl als „Federweg_{Rad}/Federweg_{Feder}“ als auch als „Federweg_{Feder}/Federweg_{Rad}“. An sich sind beide Definitionen korrekt, aber die Autoren befürworten die in (6.11) gewählte Definition.

Beim Anwenden von Computerprogrammen, z. B. Simulationssoftware für Rundenzeiten, ist es stets ratsam zu kontrollieren, welche Definition für Motion Ratio angewendet wird. Wenn die Motion Ratio falsch angewendet wird, wird das erste Beispiel in Beispiel 6.3 als Ergebnis nicht $c_{F, \text{Rad}} = 203$ [N/mm] liefern, sondern $c_{F, \text{Rad}} = 250 \cdot 1,11^2 = 308$ [N/mm]. Das bedeutet einen Fehler von 52%! In diesem Fall würde die Simulationssoftware ein Resultat liefern, das vom Fahrer auf der jeweiligen Strecke nicht reproduzierbar ist.

Die jeweiligen Motion Ratios für die beiden Beispiele in Abb. 6.11 sind anhand einer Zeichnung oder eines Fotos einfach zu ermitteln. Komplexer stellt sich aber ein System dar, welches das Feder-/Dämpfer-System über eine Stoßstange (Push-Rod) oder Zugstange

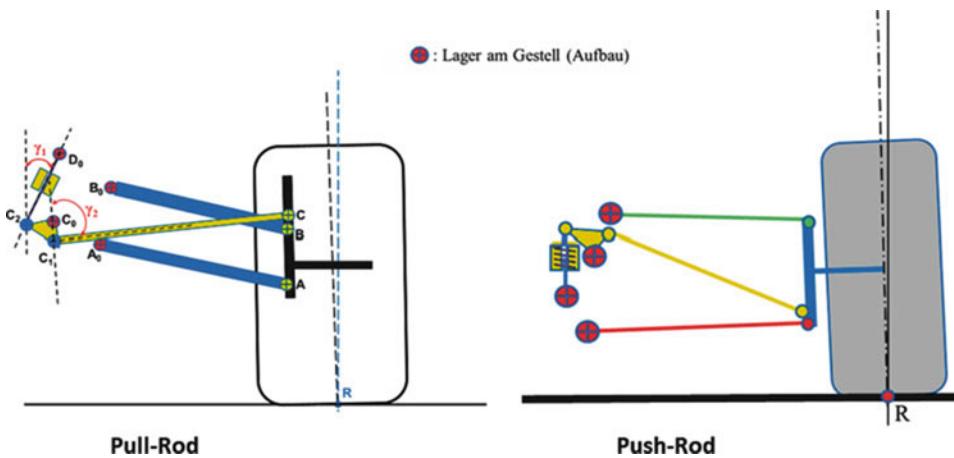


Abb. 6.13 Betätigung von Feder/Dämpfer-Systemen über Zugstange (Pull-Rod) oder Stoßstange (Push-Rod)

(Pull-Rod) betätigt, siehe Abb. 6.13. In der Praxis kann man, völlig unabhängig von der Konstruktion des Feder/Dämpfer-Systems, die Motion Ratio wie folgt feststellen (Beispiel: Push-Rod):

Step 1:	Entfernen der Feder und Entkoppeln des Stabilisators, damit das Rad ohne Aufwand auf und ab bewegen kann. Der Stoßdämpfer muss eingebaut bleiben.
Step 2:	Rad bis zum Anschlag nach unten hängen lassen, dann Vermessen der maximalen Stoßdämpfer-Länge.
Step 3:	Rad um ungefähr 10 mm anheben. Dazu kann z. B. ein Holzblöckchen von 10 mm Höhe oder ein ähnliches Hilfsmittel angewendet werden. Erneute Vermessung der Stoßdämpfer-Länge. Der Unterschied zu der in Step 2 gemessenen Länge ist die Federweg an der Feder.
Step 4:	Wiederholung von Step 3 mit einem weiteren Holzblöckchen von 10 mm Höhe. Auf diese Weise kann eine Grafik für die Motion Ratio erstellt werden.

Beispiel 6.5

Beispiel einer Tabelle für die Ermittlung der Motion Ratio an einem Tourenwagen. Fettgedruckt ist die Situation bei normaler Fahrthöhe.

Federweg am Rad	Schrittgröße	Länge des Dämpfers	Δ Federweg an Feder	Motion Ratio
0	10	427		
10	10	421	6	1,67
20	10	414	7	1,43

(Fortsetzung)

Federweg am Rad	Schrittgröße	Länge des Dämpfers	Δ Federweg an Feder	Motion Ratio
30	10	406	8	1,25
40	10	397	9	1,11
50	10	387	10	1,00
60	10	376	11	0,91
70	10	364	12	0,83

Alle Maße in mm

Offensichtlich hat diese Radaufhängung keinen linearen Verlauf der Motion Ratio. Bei Einfederung des Rades nimmt in diesem Beispiel die Motion Ratio ab, was jedoch bedeutet, dass der Federweg der Feder mit jedem Schritt zunimmt. Das Rad beansprucht die Feder quasi immer mehr. In der Folge nimmt die auf das Rad bezogene Federrate quadratisch zu, siehe (6.12).

Fazit: eine degressive Motion Ratio hat eine progressive Federrate bezogen auf das Rad zur Folge!

Wie erläutert, trifft dies auch auf die Dämpferrate zu.

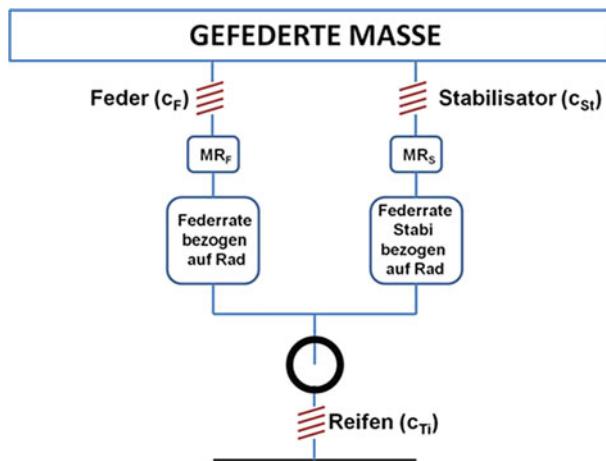


Abb. 6.14 Schematische Darstellung eines Viertel-Fahrzeug-Modells (Englisch: Quarter car model) mit den jeweiligen Federraten von Feder, Stabilisator und Reifen

Beispiel 6.6

Wenn die Motion Ratio und die Federkräfte bekannt sind, können die resultierenden Kräfte auf die Kontaktfläche des Reifens berechnet werden. Abb. 6.14 verdeutlicht dies schematisch anhand eines Viertel-Fahrzeug-Modells.

Anhand dieses Schemas kann die Federrate der gefederten Masse berechnet werden. Für ein Auto sind die folgende Werte bekannt:

- a) Feder: $c_F = 200 \text{ N/mm}$, $MR_F = 1,12$
- b) Stabilisator: $c_{St} = 10 \text{ N/mm}$, $MR_{St} = 1,20$
- c) Reifen: $c_T = 500 \text{ N/mm}$

$$c_{F,Rad} = \frac{c_F}{MR_F^2} = \frac{200}{1,12^2} = 159,4 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

$$c_{St,Rad} = \frac{c_{St}}{MR_{St}^2} = \frac{10}{1,20^2} = 6,9 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

Die Feder und der Stabilisator sind parallel geschaltet, und die Summe aus diesen beiden Federraten (siehe (6.8)) sind mit der Federrate des Reifens in Reihe geschaltet (siehe (6.9a) und (6.9b)). Damit können diese drei Federraten addiert werden zu:

$$c_{\text{Gefederte Masse}} = \frac{(c_{F,Rad} + c_{St,Rad}) \cdot c_T}{c_{F,Rad} + c_{St,Rad} + c_T} = \frac{(159,4 + 6,9) \cdot 500}{159,4 + 6,9 + 500} = 124,8 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

Wenn die Motion Ratio nicht linear ist, also im Falle eines degressiven oder progressiven Verlaufs der Motion Ratio, sind die Federrate und die Dämpferrate bezogen auf das Rad auch nicht linear.

In dem Fall, dass die gewünschte Federrate bei Geradeausfahrt (d. h. wenn der Stabilisator nicht aktiv ist) von der gefederten Masse $c_{\text{Feder, Reihe total}}$ auf die Federrate am Rad umgerechnet werden soll, ist die folgende Formel anzuwenden, siehe (6.9b):

$$\frac{1}{c_{F,\text{Reihe total}}} = \frac{1}{c_T} + \frac{1}{c_{F,Rad}}, \quad \text{woraus folgt: } c_{F,Rad} = \frac{c_T \cdot c_{F,\text{Reihe total}}}{c_T - c_{F,\text{Reihe total}}}$$

Es ist durchaus interessant, die äußerst wichtige Rolle der Kipphebel(Kniehebel)-Kinematik einer Stoßstangen-Auslegung (Push-Rod) näher zu betrachten. In Abb. 6.15 ist die Push-Rod-Kinematik an einem Formel-3-Rennwagen dargestellt.

Die Momentenbilanz des Kipphebels in Abb. 6.15 lautet:

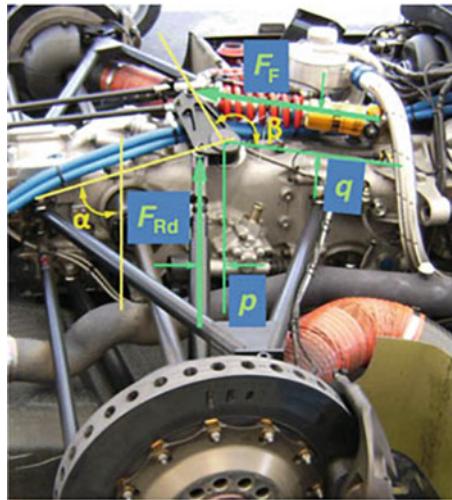


Abb. 6.15 Kipphebel-Kinematik mit Push-Rod an einem Formel-3-Rennwagen. F_F = Federkraft, F_{Rd} = Kraft an der Stoßstange, p = Hebelarm der Stoßstange, q = Hebelarm der Feder, α = Winkel zwischen Stoßstange und der Verbindungsleitung des Stoßstangenangriffspunktes mit der Drehachse des Kipphebels. Dieser Winkel ist für die Charakteristik der Kipphebelkinematik entscheidend! Beträgt der Winkel $\alpha = 90^\circ$, entsteht durch die Übersetzung eine näherungsweise lineare Federcharakteristik. Bei spitzem Winkel α ist die Übertragungscharakteristik progressiv, obwohl vielleicht die Feder eine lineare Charakteristik aufweist! Bei progressiver Feder ergibt sich eine weitere Steigerung der Progressivität. Ebenso ist der Winkel β entscheidend: Ist dieser $> 90^\circ$, wird beim Einfedern ebenfalls die Progressivität zunehmen

$$F_F \cdot q = F_{Rd} \cdot p, \quad \text{oder} \quad \frac{F_{Rd}}{F_F} = \frac{q}{p}$$

Im vorliegenden Beispiel ergibt sich folglich aufgrund des größeren Hebelarms q eine Verringerung der Federkraft. Der Kipphebel ist jedoch nur ein Teil der Stoßstangen-Kinematik, also ist die Übersetzung q/p nur die Motion Ratio des Kipphebels. Dennoch hat dieses Element großen Einfluss auf die Charakteristik des gesamten Übertragungssystems. Eine selbst kleine Verdrehung des Kipphebels ändert das Verhältnis q/p sehr schnell, was erhebliche Folgen für die Motion Ratio der gesamten Stoßstangen (Push-Rod)-Kinematik haben kann. Deshalb sollte bei Arbeiten an der Radaufhängung stets die Position der Kipphebel markiert werden, sodass diese später wieder in exakt derselben Position verbaut werden.

Die Bedeutung des Winkels α in Abb. 6.15 auf die Charakteristik der Übertragungs-Kinematik ist an dieser Stelle hervorzuheben. Da sich im vorliegenden Beispiel ein spitzer Winkel ergibt, erzeugt die Übertragung eine progressive Charakteristik an der Feder, selbst wenn diese selbst eine lineare Charakteristik aufweist!

Eine Push-Rod-Kinematik hat den entscheidenden Vorteil, dass die folgenden Größen völlig unabhängig voneinander eingestellt werden können und sich kaum beeinflussen:

1. Fahrthöhe: Einstellung über die Länge der Stoßstange. Damit bleibt die Motion Ratio unverändert.
2. Motion Ratio: Einstellung über die Lage des Kipphebels. Bei einer modifizierten Position des Kipphebels muss die Fahrthöhe mittels der Stoßstange neu eingestellt werden.
3. Vorspannung der Feder: Einstellung durch den Federteller am Dämpfer. Um die Fahrthöhe entsprechend zu kompensieren, muss der Kipphebel in seine ursprüngliche Lage zurückgestellt werden. Dies geschieht durch Verlagerung der Befestigung des Dämpfers am Chassis. Die Stoßstangenlänge muss in diesem Fall nicht verändert werden.

Beispiel 6.7

Die Ermittlung der Motion Ratio MR kann auf einfache, zeichnerische Weise auch über die Bestimmung der Kräfte erfolgen (vgl. auch Formel 6.11), wenn die Geometrie der Radaufhängung in einer Zeichnung gegeben ist. Die Vorgehensweise eignet sich insbesondere für komplexere Radaufhängungs-Kinematiken und wird nachfolgend mit Bezug zu Abb. 6.16 vorgestellt. Zu beachten ist hierbei, dass stets zwischen **Lageplan** (Zeichnung) und **Kräfteplan** differenziert werden muss! Für Kräftegleichgewicht an einem Bauteil schneiden sich im Lageplan die Wirklinien der angreifenden Kräfte in einem Punkt, während diese Kräfte im Kräfteplan einen geschlossenen Polygonzug bilden.

- 1) Zunächst werden wieder die wesentlichen Lagerpunkte im statischen Zustand identifiziert:
 - Aufbaufeste Lager: $A_{1;0}$ bis $A_{4;0}$ (in Rot; Index 0 für Bezugssystem).
 - Lager am Federbein (In-Coil-Damper): $A_{2;0}$ und C.
 - Untere und obere Lager am Radträger U_1 und U_2 (in Hellblau).
 - Lager an der Schubstange B_1 und B_2 und am Kniehebel C (in Hellblau).
 - Mittlerer Radaufstandspunkt R.
- 2) Im weiteren werden die einzelnen Glieder der Doppelquerlenker-Radaufhängung nummeriert, welche aus dem primären Koppelgetriebe $A_{4;0} - U_1 - U_2 - A_{3;0}$ besteht und mit einem sekundären, gegenläufigen Koppelgetriebe $A_{1;0} - B_1 - B_2 - A_{3;0}$ verbunden ist:
 - Element 1: Unterer Querlenker ($A_{4;0} - U_1$).
 - Element 2: Radträger mit Rad ($U_1 - U_2$).
 - Element 3: Oberer Querlenker ($U_2 - A_{3;0} - B_2$).
 - Element 4: Koppelstange ($B_1 - B_2$).
 - Element 5: Kniehebel ($A_{1;0} - B_1 - C$).
 - Element 6: Federbein ($A_{2;0} - C$).
 - Element 7: Gestell (= Aufbau/Chassis)
- 3) Nun wird als erstes das **Element 2** (Radträger mit Rad = Koppel des primären Koppelgetriebes) betrachtet und im mittleren Radaufstandspunkt R eine vertikale Kraft F_L in z-Richtung angesetzt. Der Radaufstandspunkt R ist wie die

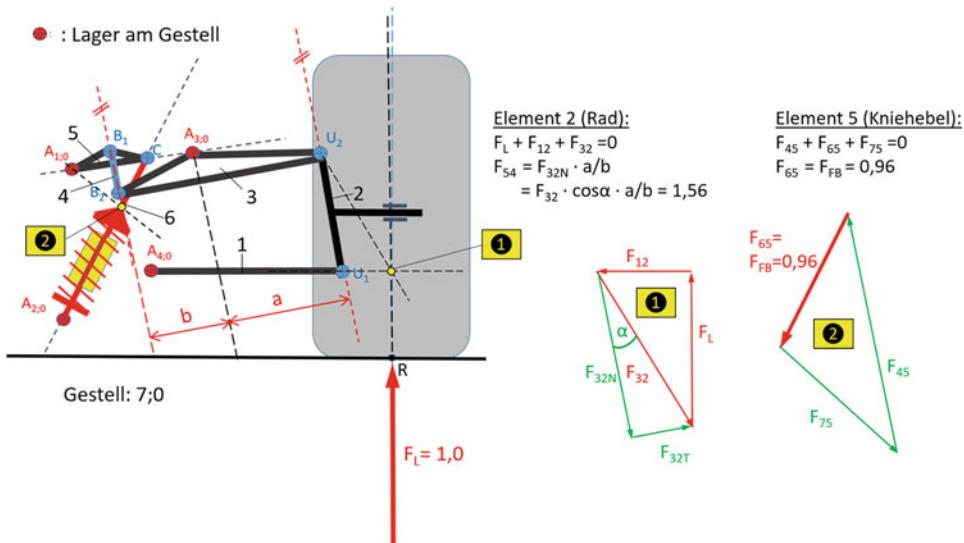


Abb. 6.16 Beispiel für die Ermittlung der Motion Ratio MR über die am Rad in z-Richtung angreifende Kraft F_L . Bei einer normierten Kraft $F_L = 1,0$ ergibt sich hier eine Kraft am Federbein von $F_{FB} = 0,96$ und somit $MR = 0,96$

Anlenkpunkte U_1 und U_2 ein Teil dieses Elements 2 (Koppel). Die eingeleitete Kraft F_L (Radlast) dient als Referenz für die zu ermittelnde Kraft F_{FB} am Federbein. Folglich wird deren Länge auf $F_L = 1,0$ normiert (die Einheit, z. B. kN, spielt hier keine Rolle). Die zu ermittelnde Kraft F_{FB} am Federbein wird also später im Verhältnis zur normierten Kraft F_L angegeben.

Für das Kräftegleichgewicht am Element 2 müssen sich im Lageplan die Wirklinien der Kräfte aus der Radlast F_L , vom unteren Querlenker F_{12} (von Element 1 auf Element 2) und vom oberen Querlenker F_{32} (von Element 3 auf Element 2) in einem Punkt **1** schneiden. Da die Wirklinien der Kräfte F_L und F_{12} bekannt sind, ergibt sich in der Folge die Wirklinie der Kraft F_{32} . Nunmehr wird mit diesen Krafrichtungen und der dabei bekannten, normierten Länge der Kraft F_L der Kräfteplan für den Punkt **1** gezeichnet. Die Kräfte F_L , F_{12} und F_{32} müssen im Kräfteplan einen geschlossenen Polygonzug bilden, womit die Richtung der Kräfte festgelegt ist.

Die ermittelte Kraft am oberen Querlenker F_{32} , die im Punkt U_2 angreift und durch den Punkt **1** verläuft, wird anschließend in ihre Komponenten F_{32N} (in Richtung des Radträgers $U_1 - U_2$) und F_{32T} (rechtwinklig zum Radträger) zerlegt.

- 4) Die Komponente der Radträgerkraft F_{32N} (in Richtung des Radträgers $U_1 - U_2$) wird durch die Hebelarme a und b in die Kraft $F_{45} = -F_{54}$ an der Koppelstange übersetzt. Im Beispiel in Abb. 6.16 ergibt sich für die Kraft in der Koppelstange (Element 4) hier das 1,56-fache der Radlast F_L .
- 5) Nunmehr wird als nächstes das **Element 5** (Kniehebel) betrachtet. Die Kräfte an der Koppelstange F_{45} , am Federbein $F_{FB} = F_{65}$ und am Chassis F_{75} (greift im Punkt $A_{1,0}$

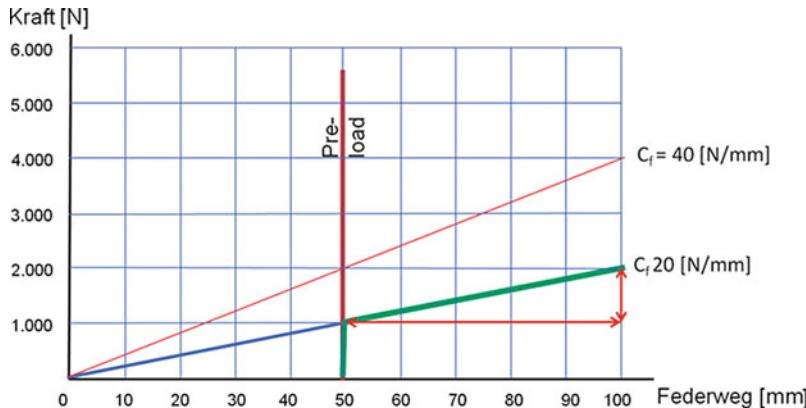


Abb. 6.17 Federraten und Vorspannung (Preload). Die Feder mit der blauen Kennlinie ist um 50 mm vorgespannt, was einer Kraft von 1000 N entspricht. Damit wird diese Feder erst ab einer Belastung > 1000 N eine weitere Eindrückung (Federweg) erfahren

an) schneiden sich im Lageplan aufgrund der Gleichgewichtsbedingung im Punkt ❷. Im Kräfteplan bilden diese Kräfte folglich wiederum einen geschlossenen Polygonzug. Damit ergibt sich im Beispiel in Abb. 6.16 eine Kraft am Federbein $F_{FB} = 0,96$. Es stellt sich hier somit nach Formel 6.11 eine Motion Ratio $MR = 0,96$ ein.

D – Vorspannung der Feder

Die Vorspannung einer Feder ermöglicht es, trotz einer relativ geringen Federrate (weiche Feder) dennoch eine niedrige Fahrthöhe zu realisieren. Dies wäre mit einer weichen Feder ohne Vorspannung nicht möglich.

Abb. 6.17 verdeutlicht die Zusammenhänge. Die Federrate der Feder mit der blauen Kennlinie, die in die grüne Kennlinie übergeht, beträgt bei einer Federkraft von 2000 N pro 100 mm Federweg somit 20 N/mm. Die Federrate entspricht der Steigung dieser Linie. Die härtere Feder mit der roten Kennlinie hingegen weist bei einer Federkraft von 4000 N pro 100 mm Federweg eine Federrate von 40 N/mm auf. Je größer der Steigungswinkel, desto härter ist die Feder.

Wenn der Renningenieur bevorzugt, das Fahrzeug mit der weicheren Feder mit einer Federrate von nur 20 N/mm auszurüsten, damit die Räder bequemer sich der Straße anpassen, kann das jedoch bedeuten, dass die Räder beim Rollen des Aufbaus oder beim Bremsnicken zu stark einfedern und dann an den Gummipuffern anliegen, was das Handling signifikant verschlechtert. Als Lösung kann er sich einerseits für eine härtere Feder entscheiden, womit die Gummipuffer nicht beansprucht werden, was aber den Komfort verschlechtert. Andererseits könnte auch die Vorspannung der weicheren Feder das Problem lösen: Das Fahrzeug kann dann unter Beibehaltung des Fahrkomforts tiefergelegt werden. Die fett gedruckte grüne Linie in Abb. 6.17 zeigt diese Variante: Die gewählte Vorspannung beträgt 1000 N (ungefähr 100 kg). Zwischen 0 und 1000 N Belastung wird das Rad nicht einfedern; erst ab 100 kg wird der Feder einfedern, und

zwar mit einer Federrate von lediglich 20 N/mm. Auf diese Weise kann ein niedrige Fahrthöhe, die vor allem der Verbesserung der Aerodynamik unter dem Wagen und dem Gewichtstransfer zu Gute kommt, mit einem angemessenen Fahrkomfort kombiniert werden.

Vorspannung wird durch das Verdrehen des Federtellers (Federschlüssel) am Federbein bzw. Dämpfer erreicht. Solange der Dämpfer noch nicht seine größte Länge erreicht hat, wird das Verdrehen des Federtellers nur die Dämpferlänge vergrößern. Erst wenn die maximale Länge erreicht ist, wird bei weiterem Verdrehen des Federtellers die Feder belastet und baut somit die Vorspannung auf. Deshalb ist es bei Radaufhängungen wie in Abb. 6.11 gezeigt mitunter schwierig, wenn nicht gar unmöglich, die richtige Vorspannung in Kombination mit der richtigen Fahrthöhe zu finden. Oft benötigt man dort Federn, die genau in den benötigten Abmessungen gewunden sind. Auch sind Dämpfer mit Vorkehren verfügbar, um beides zu kombinieren. Demgegenüber dürfte dies bei einem Push-Rod-System absolut unproblematisch sein, weil Vorspannung, Fahrthöhe und Motion Ratio unabhängig voneinander einstellbar sind.

Die Feder mit Vorspannung auszustatten bringt die potenzielle Gefahr mit sich, dass es verführerisch ist, Dämpfer einzusetzen, die einen zu kurzen Hub aufweisen. Dadurch könnte der Ausschlag zu kurz sein, wodurch das kurveninnere Rad in der Kurve abhebt und plötzlich alle Haftung verliert. Das ist oft die Ursache von sogenanntem ‚snap oversteer‘ oder ‚snap understeer‘.

► **Tipp 6.4**

Wenn an einem Push-Rod-System mehr Vorspannung an der Feder eingestellt oder eine weichere bzw. härtere Feder montiert wird und dabei die Fahrthöhe und Motion Ratio unverändert bleiben sollen, sollten die Stoßstangenlänge und die Lage des Kipphebels unverändert bleiben. Der Fahrthöhe sollte in diesem Fall mittels Verlagerung der Befestigung des Dämpfers am Chassis kompensiert werden, denn jede Verdrehung des Kipphebels verändert das Motion Ratio!

6.4 Roll- und Nickwiderstand *Roll and Pitch Resistances*

Es ist die Aufgabe der Federn, einerseits die Räder komfortabel der Fahrbahn folgen zu lassen, und andererseits, zusammen mit Stabilisator und Stoßdämpfer, Widerstand gegenüber Roll- und Nickbewegungen zu bieten.

Widerstandsanteil gegen Rollen

Die Verteilung des Widerstands gegen das Rollmoment auf Vorder- und Hinterachse (siehe Kap. 5), auch als Widerstandsanteil gegen das Rollen bezeichnet, bestimmt in großem Maße das Verhalten eines Rennwagens in den Kurven, weil dies den Gewichtstransfer auf die Reifen direkt bestimmt.

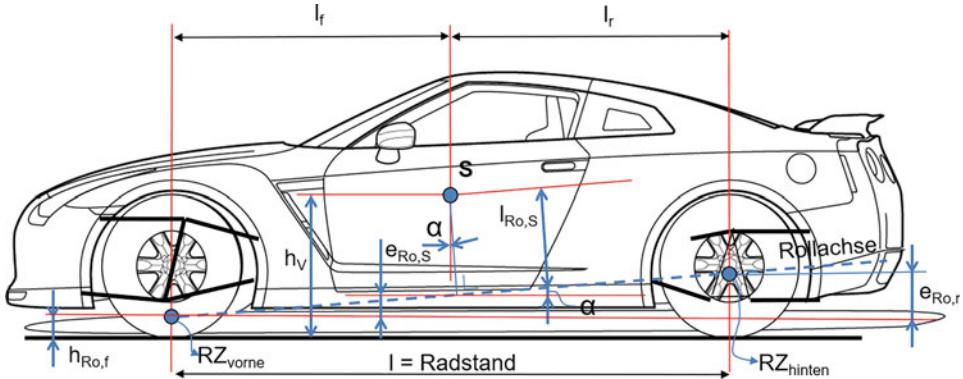


Abb. 6.18 Widerstandsanteil gegen Rollen. l_f = Abstand des Schwerpunkts zur Vorderachse, l_r = Abstand des Schwerpunkts zur Hinterachse, $h_{Ro,f}$ = Höhe des Rollzentrums der Vorderachse, $e_{Ro,r}$ = Höhe des Rollzentrums der Hinterachse über der Höhe des Rollzentrums der Vorderachse, h_v = Schwerpunktthöhe, $l_{Ro,S}$ = Rollarm im Schwerpunkt, $h_{Ro,S}$ = Höhe der Rollachse im Schwerpunkt = $h_{Ro,f} + e_{Ro,S}$. Die Zentrifugalkraft steht im Schwerpunkt S senkrecht zur Zeichenebene

Die Berechnung des Rollarms $l_{Ro,S}$ im Schwerpunkt erfolgt gemäß Abb. 6.18:

$$\frac{e_{Ro,r}}{l} = \frac{e_{Ro,S}}{l_f} \quad \text{oder:} \quad e_{Ro,S} = \frac{e_{Ro,r} \cdot l_f}{l}$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{e_{Ro,S}}{l_f}\right)$$

$$l_{Ro,S} = \cos \alpha \cdot (h_v - e_{Ro,S} - h_{Ro,f}) = \cos \alpha \cdot \left(h_v - \frac{e_{Ro,r} \cdot l_f}{l} - h_{Ro,f} \right) \quad (6.14)$$

mit:

$l_{Ro,S}$ Rollarm im Schwerpunkt, mm

h_v Schwerpunktthöhe, mm

l Radstand, mm

Rein theoretisch sollte mit dem wirksamen Rollarm $l_{Ro,S}$ gerechnet werden, der senkrecht zu seiner Rollachse im Winkel α zur Vertikalen steht. Ein Rennwagen mit Doppelquerlenker vorne und hinten wird allerdings Rollzentren RZ_f und RZ_r haben, die sich kaum in der Höhe unterscheiden, so dass hier der Faktor $\cos(\alpha)$ vernachlässigt werden kann. Aber in den historischen Rennklassen gibt es Autos mit z. B. Doppelquerlenker vorne und einer Starrachse hinten (letztere mit relativ hohem Rollzentrum), wo der Winkel α 8° bis 10° betragen kann. Der Fehler in der Berechnung des Rollmoments ist dadurch dennoch auf ungefähr nur 1 % beschränkt.

Unter der Voraussetzung, dass die aerodynamischen Kräfte vernachlässigt werden und die Widerstandsanteile gegen Rollen sich proportional zur Gewichtsverteilung verhalten, können die **Widerstandsanteile gegen Rollen pro Achse** ermittelt werden.

Das gesamte Rollmoment beträgt: $M_{Ro} = a_y \cdot m_{V,G} \cdot l_{Ro,S}$.

Die Gewichtsverteilung auf die Vorderachse beträgt l_r/l und auf die Hinterachse l_f/l .

Damit können die Widerstandskräfte an Vorder- und Hinterachse wie folgt ermittelt werden:

Vorderachse:

$$F_{RW,f} = \frac{a_y \cdot m_{V,G} \cdot l_{Ro,S}}{b_f} \cdot \frac{l_r}{l} \quad (6.15)$$

Hinterachse:

$$F_{RW,r} = \frac{a_y \cdot m_{V,G} \cdot l_{Ro,S}}{b_r} \cdot \frac{l_f}{l} \quad (6.16)$$

mit:

- $F_{RW,f}$ Widerstandskraft gegen Rollen an der Vorderachse, N
- $F_{RW,r}$ Widerstandskraft gegen Rollen an der Hinterachse, N
- a_y Querbeschleunigung, m/s^2
- $l_{Ro,S}$ Rollarm im Schwerpunkt, mm
- $m_{V,G}$ gefederte Fahrzeugmasse, kg
- l Radstand, mm
- l_r/l Massenverteilung auf die Vorderachse, –
- l_f/l Massenverteilung auf die Hinterachse, –

Der Federweg am kurvenäußersten Rad einer Achse beträgt nach (6.1) (Index i = f, Vorderachse bzw. r, Hinterachse):

$$f_{F,Rad,i,o} = \frac{F_{RW,i,o}}{c_{F,Rad,i}}$$

mit:

- $F_{RW,i,o}$ Widerstandskraft gegen Rollen am kurvenäußersten Rad einer Achse, N; (i = f, Vorderachse; r, Hinterachse)
- $f_{F,Rad,i,o}$ Federweg am kurvenäußersten Rad einer Achse, mm; (i = f, Vorderachse; r, Hinterachse)
- $c_{F,Rad,i}$ radbezogene Federsteifigkeit der Feder einer Achse, N/mm; (i = f, Vorderachse; r, Hinterachse)

Beispiel 6.8

Der Renningenieur eines GT-Rennwagens mit den Werten $m_{V,G} = 1450 \text{ kg}$, $l_{Ro,S} = 450 \text{ mm}$, $b_v = b_h = 1400 \text{ mm}$, Radstand $l = 2550 \text{ mm}$, $l_f = 1150 \text{ mm}$ und $l_r = 1400 \text{ mm}$, beabsichtigt im Mittelteil der Kurve (Phase 3) bei $a_y = 15 \text{ m/s}^2$ den Widerstandsanteil gegen Rollen zu 80 % über die Federn und zu 20 % über den Stabilisator zu realisieren.

Die Kräfte in Feder- und Stabilisator werden dann:

An der Vorderachse, siehe (6.15):

$$F_{RWf} = \frac{a_y \cdot m_{V,G} \cdot l_{Ro,S}}{b_f} \cdot \frac{l_r}{l} = \frac{15 \cdot 1450 \cdot 450}{1400} \cdot \frac{1400}{2550} = 3838 \text{ N}$$

Der Anteil der gefederten Masse an der Vorderachse beträgt: $m_{G,f} = m_{V,G} \cdot l_r/l$.

Der von der Feder aufzubringende Anteil ist: 80 % · 3838 N = 3070 N.

Der vom Stabilisator aufzubringende Anteil ist: 20 % · 3838 N = 768 N.

An der Hinterachse ergibt sich mit (6.16):

$$F_{RWr} = \frac{a_y \cdot m_{V,G} \cdot l_{Ro,S}}{b_r} \cdot \frac{l_f}{l} = \frac{15 \cdot 1450 \cdot 450}{1400} \cdot \frac{1150}{2550} = 3153 \text{ N}$$

Der von der Feder aufzubringende Anteil ist: 80 % · 3153 N = 2522 N.

Der vom Stabilisator aufzubringende Anteil ist: 20 % · 3153 N = 631 N.

Alle Kräfte in diesem Beispiel sind auf das Rad bezogen und können mit Hilfe von (6.12) auf die Kräfte an Feder und Stabilisator umgerechnet werden.

Der Renningenieur hat diese Verteilung zwischen Feder und Stabilisator bewusst gewählt, um den Stabilisator nicht schwerer zu beladen als notwendig. Die Hauptlast soll folglich durch die Federung übernommen werden, wobei der Stabilisator lediglich für die Feinabstimmung sorgen sollte. Diese Berechnung dient als Ausgangsbasis, mit der der Rennwagen schon eine akzeptable Balance hat. Unter dynamischer Belastung kommen freilich noch die aerodynamischen Kräfte hinzu, die indes nur belastbar mittels der Datenaufzeichnung zu bestimmen sind.

Auch die Widerstandskräfte der Stoßdämpfer sind hier nicht berücksichtigt und auch vernachlässigbar, da sich dieses Beispiel auf Phase 3 der Kurve und damit auf konstanten Rollwinkel bezieht.

Nickwiderstand

Der Massenträgheit zufolge greift beim Bremsen eine Kraft im Schwerpunkt S an, welche so groß wie die gesamten Bremskräfte an den Reifen, aber diesen entgegengerichtet ist. Weil der Fahrzeugschwerpunkt S immer oberhalb des Nickzentrums NZ liegt, entsteht ein nach vorne gerichtetes Drehmoment. Die Federung bietet dagegen eine Widerstandskraft. Während der Nickbewegung, bei Kurvenfahrt in den Phasen 1 und 2, bieten auch die Stoßdämpfer zusätzlich eine Widerstandskraft gegen die Nickbewegung.

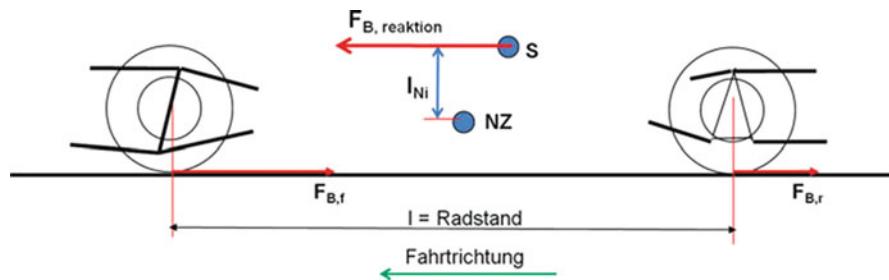


Abb. 6.19 Nickwiderstand beim Bremsen. $F_{B,\text{Reaktion}}$ = Reaktionskraft auf die Bremskräfte $F_{B,f}$ und $F_{B,r}$ aufgrund der Massenträgheit. l_{Ni} = Nickarm zwischen Schwerpunkt S und Nickzentrum NZ (siehe Kap. 5 für die Ermittlung dieses Punktes)

Abb. 6.19 zur Folge kann das Nickmoment beim Bremsen wie folgt berechnet werden:

$$M_{Ni} = a_x \cdot m_{V,G} \cdot l_{Ni} \quad (6.17)$$

Die Widerstandskraft der vorderen Federn gegen dieses Nickmoment beträgt:

$$F_{NW} = \frac{a_x \cdot m_{V,G} \cdot l_{Ni}}{l} \quad (6.18)$$

mit:

- M_{Ni} Nickmoment, N mm
- F_{NW} Nickwiderstandskraft an der Vorderachse, N
- a_x Bremsverzögerung, m/s^2
- l_{Ni} Nickarm, mm
- $m_{V,G}$ gefederte Fahrzeugmasse, kg
- l Radstand, mm

Diese Widerstandskraft F_{NW} ist die Kraft, welche die beiden Vorderräder liefern. Pro Rad ist folglich nur die Hälfte von F_{NW} anzusetzen.

Die Einfederung an jedem der Vorderräder beim Bremsnicken beträgt gemäß (6.1):

$$f_{F,Rad,f} = \frac{F_{NW}}{2 \cdot c_{F,Rad,f}}$$

mit:

- $f_{F,Rad,f}$ Federweg an den Rädern der Vorderachse, mm
- $c_{F,Rad,f}$ radbezogene Federsteifigkeit der Federn der Vorderachse, N/mm

Beispiel 6.9

Ein Formel Rennwagen mit den folgenden Maßen: $l_{Ni} = 300 \text{ mm}$, $m_{V,G} = 750 \text{ kg}$, Radstand $l = 2,7 \text{ m}$, Federrate am Vorderachse $c_{F,f} = 100 \text{ N/mm}$, $MR = 1$, bremst mit 3g. Der Renningenieur möchte wissen, wie viel die Vorderräder tauchen:

- *Nickmoment durch Bremsen* $M_{Ni} = a_x \cdot 9,81 \cdot m_{V,G} \cdot l_{ni} = 3 \cdot 9,81 \cdot 750 \cdot 0,3 = 6622 \text{ Nm}$
- *Nickwiderstand F_{NW} pro Rad* $= \frac{M_{Ni}}{2l} = \frac{6622}{2 \cdot 2,7} = 1226 \frac{\text{N}}{\text{Rad}}$
- *Federrate bezogen auf das Rad* $c_{F,Rad} = \frac{c_F}{MR^2} = \frac{100}{1,1^2} = 82,6 \text{ N/mm}$
- *Federweg pro Vorderrad f_{Rad}* $= \frac{F_{NW}}{c_{F,Rad}} = \frac{1226}{82,6} = 14,8 \text{ mm}$

► **Tipp 6.5**

Bei der Berechnung des Roll- und Nickwiderstandes wird lediglich die Masse des Aufbaus, also die gefederte Masse, herangezogen. Die Massenträgheitsreaktionen der ungefederten Massen (wie Räder und Achsen) werden nämlich nicht durch Feder, Stabilisator und Stoßdämpfer „wahrgenommen“. Deshalb wird bei der Berechnung des Roll- und Nickwiderstandes nur mit der gefederten Masse statt der gesamten Fahrzeugmasse gerechnet! Der Hebelarm l_{Ni} berücksichtigt auch nur den elastischen Anteil des Nickmoments analog zur Radlastverlagerung, vgl. Kap. 5.

Beispiel 6.10: Berechnung des Rollwinkels

Der Rollwinkel wird wie folgt berechnet, siehe Abb. 6.20:

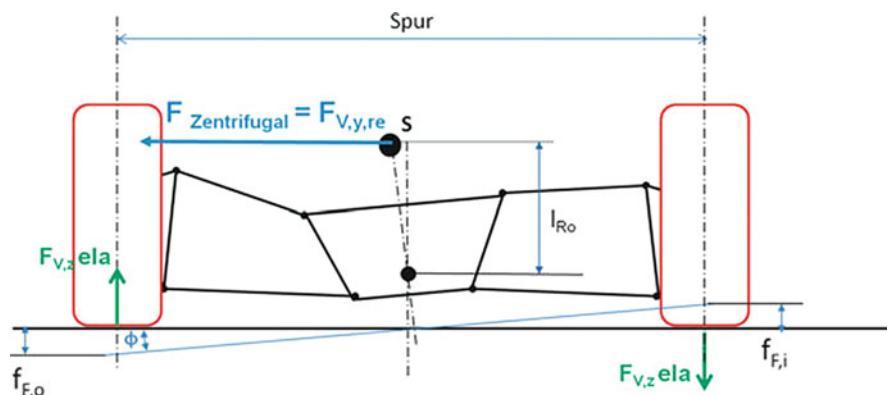


Abb. 6.20 Ermittlung des Rollwinkels ϕ

$$f_{F,o} = \frac{F_{V,z,ela}}{(C_{F,Rad} + C_{St,Rad})} = \frac{M_{Ro}}{(C_{F,Rad} + C_{St,Rad}) \cdot b} [\text{mm}]$$

$$\Phi = \frac{f_{F,o}}{0,5 \cdot b} = \frac{M_{Ro}}{0,5 \cdot b \cdot (C_{F,Rad} + C_{St,Rad}) \cdot b} = \frac{M_{Ro}}{(C_{F,Rad} + C_{St,Rad}) \cdot b^2} \cdot \frac{360}{\pi} [^\circ]$$

$$Rollrate = \frac{M_{Ro}}{\Phi} = \frac{M_{Ro} \cdot (C_{F,Rad} + C_{St,Rad}) \cdot b^2}{2 \cdot M_{Ro}} \cdot \frac{\pi}{180}$$

$$= (C_{F,Rad} + C_{St,Rad}) \cdot b^2 \cdot \frac{\pi}{360} [\text{Nm}/^\circ]$$

Mit:

$f_{F,o}$	Einfederung am kurvenäußeren Rad, mm
M_{Ro}	Rollmoment (folgt aus (5.5)), N mm
$C_{F,Rad}$	Federrate der Feder, auf das Rad bezogen, N/mm
$C_{St,Rad}$	Federrate des Stabilisators, auf das Rad bezogen, N/mm
b	Spurweite der Achse, mm; Index i = f (front, vorne) oder r (rear, hinten)
$F_{V,z,ela}$	Elastischer Gewichtstransfer (folgt aus (5.6)), N
Φ	Rollwinkel, $^\circ$

6.5 Wiegen Weighing

Rennwagen sind mit härteren Federn als PKW ausgestattet, da Roll- und Nickbewegungen möglichst beschränkt werden sollen. Das bedeutet aber, dass jeder Millimeter Unterschied in den Federwegen große Folgen nach sich zieht. Unterschiedliche Radlasten links und rechts an einer Achse sind daher höchst unerwünscht. Die exakte Wägung eines Rennwagens kommt folglich der Stabilität zugute (siehe auch Abschn. 1.2).

Wenn die Ergebnisse des Wiegens geschickt dokumentiert werden, erhält man rasch eine Übersicht: Aus Abb. 6.21 geht klar hervor, dass es sich hier um ein rechtsgelenktes Auto handelt, weil die Radlasten rechts (inklusive Fahrer) mit 56 % dominieren. Da die



Abb. 6.21 Ergebnisse der Wägung eines Rennwagens mit Rechtslenker, inklusive Fahrer. Alle Massen in kg

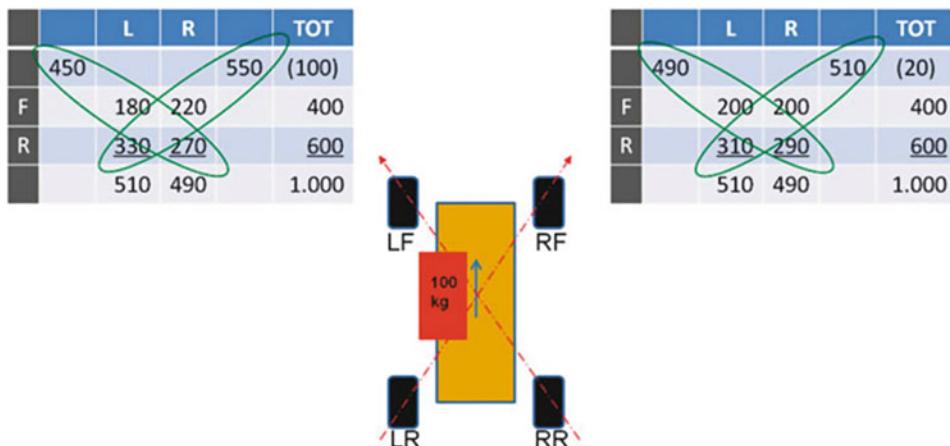


Abb. 6.22 Diagonales Wiegen. Ergebnisse der Wägung eines Linkslenker-Fahrzeugs (inklusive Fahrer)

meisten Rennstrecken im Uhrzeigersinn befahren werden, sind auch die meisten Kurven Rechtskurven. Ein geringfügiger Gewichtsüberschuss auf der rechten Fahrzeugseite hilft dann sogar, die negativen Folgen des Gewichtstransfers auszugleichen.

Wird die Gewichts-Differenz zwischen links und rechts jedoch zu groß, dann kann das der Grund dafür sein, dass das Fahrzeug beim Bremsen nach einer Seite zieht. Und wenn die Differenz weiter zunimmt, kann sogar ein unterschiedliches Verhalten zwischen Links- und Rechtskurven entstehen.

Es ist ein weitverbreitetes Missverständnis, dass mit der Vorspannung der Federn links vorne und links hinten die linken Räder mehr Radlast bekommen, und dass damit die Balance wieder ausgeglichen ist, siehe Abb. 6.22. In diesem Fall wird nur die Fahrthöhe verstellt, die Massenverteilung bleibt jedoch unverändert! Erst wenn schwerere Bauteile wie Feuerlöscher, Batterie, Tank usw. nach links verschoben werden, wird die Radlast rechts ab- und links zunehmen.

Aus der linken Tabelle in Abb. 6.22 ist ersichtlich, dass der Massenunterschied zwischen links und rechts nur 20 kg beträgt. Diese Differenz ist zwar vordergründig klein, aber es gibt dennoch einen Grund zur Sorge: Die Radlasten auf der Diagonalen LH–RV betragen zusammen 550 kg, und jene auf der Diagonalen RH–LV 450 kg. Der Unterschied zwischen beiden Diagonalen beträgt 100 kg, was signifikant zu viel ist. Dieses Auto kann mit einem Tisch verglichen werden, der wackelt, weil ein Bein zu lang bzw. ein anderes Bein zu kurz ist.

Nun muss zwischen den folgenden Strategien entschieden werden: die Radlasten auf der Diagonalen LH–RV verkleinern, oder auf der Diagonalen RH–LV vergrößern? Und sollen dabei nur an einem Rad oder an zwei Rädern zugleich Änderungen vorgenommen werden? Und wenn an zwei Rädern zugleich, sollen dann die Änderungen an beiden proportional

oder unterschiedlich vorgenommen werden? Die Antwort könnte gefunden werden in eventuellen Unterschieden zwischen den gemessenen Fahrthöhen.

Das Resultat aus dieser Entscheidung sollte aussehen wie in der rechten Tabelle in Abb. 6.22: der Unterschied zwischen der linken und rechten Seite beträgt zwar immer noch 20 kg, aber die Differenz zwischen den beiden Diagonalen ist nun nur noch 20 kg!

► **Tipp 6.6**

Vermessungsarbeiten sollten immer nur auf einem zu 100 % ebenen und horizontalen Untergrund durchgeführt werden. Kein Boden in einer Box oder Werkstatt ist zu 100 % flach. Es wird deshalb empfohlen, immer sogenannte „Level Pads“ anzuwenden, weil bei einem Rennwagen aufgrund der hohen Federraten bereits 1 mm Unterschied in der Bodenhöhe an einer Achse oder diagonal bereits 10 kg Radlastunterschied bewirken können.

Bei diesen Vermessungen ist zudem immer der Stabilisator zu entkoppeln und dieser anschließend spannungslos wieder zu montieren.

Beispiel 6.11

Am Rennwagen aus Abb. 6.22 sind die Ergebnisse der Fahrthöhevermessung wie folgt:

Links vorne: 46 mm	Rechts vorne: 41 mm
Links hinten: 63 mm	Rechts hinten: 60 mm

Folgerung: Das Auto „wackelt“ nach rechts hinten, weil es rechts hinten niedriger steht als links hinten, und links vorne höher als rechts vorne. Der Mechaniker stellt folglich die Feder am Rad rechts hinten so weit ein, bis der Unterschied zwischen beiden Diagonalen minimal ist.

Beispiel 6.12: Berechnungen der Federwege

Das Zusammenspiel zwischen den Federn und Stabilisatoren bestimmt, wie viel die Räder beim Bremsen, Beschleunigen und Aufbaurollen ein- bzw. ausfedern. Daraus ergeben sich brauchbare Informationen über die Bewegungen des Autos. Zur besseren Übersicht ist nachfolgend in geschweiften Klammern { } stets die Referenz zur jeweiligen Stelle im Buch angegeben. Zunächst sollen die folgenden, erforderlichen Daten über das Fahrzeug zusammengestellt werden, siehe dazu die Tab. 6.2, 6.3 und 6.4.

Die fett gedruckten Daten sind die Eingabe-Werte, alle anderen Daten sind Zwischen- oder Endresultate der Berechnungen.

Alle u. a. Rechenbeispiele basieren auf stetigen Bewegungen, das heißt stetiges Bremsen und Beschleunigen sowie stetige Kurvenfahrt (vgl. Phase 3; siehe Abb. 2.2).

Tab. 6.2 Daten zu Massen

m_V (Masse total)	1400 kg			
Vorderachse	45 %	630 kg	$m_{u,f}$ (Ungefederter Masse pro Vorderrad)	35 kg
Hinterachse	55 %	770 kg	$m_{u,r}$ (Ungefederter Masse pro Hinterrad)	40 kg
$m_{V,G}$ (gefederter Masse)		1250 kg	$= m_V - (2 \cdot m_{u,f} + 2 \cdot m_{u,r})$	

Tab. 6.3 Daten zu Federn und Stabilisatoren

Vorderachse			Hinterachse		
$C_{F,f}$ Federrate	100	[N/mm]	$C_{F,r}$ Federrate	120	[N/mm]
MR_F	1,2	[–]	MR_F	1,15	[–]
$C_{F,f,Rad}$	69,4	[N/mm]	$C_{F,r,Rad}$	90,7	[N/mm]
$C_{St,f}$ Stabilisator	30	[N/mm]	$C_{St,r}$ Stabilisator	40	[N/mm]
MR_{St}	1,3	[–]	MR_{St}	1,3	[–]
$C_{St,rad,f}$	17,8	[N/mm]	$C_{St,rad,r}$	23,7	[N/mm]
{(6.11)}					

Tab. 6.4 Übrige (Geometrie-)Daten

Nickarm zwischen Schwerpunkt und Nickzentrum	400	[mm]	{Abb. 6.19}
Radstand	2700	[mm]	{Abb. 1.2}
Rollarm zwischen Schwerpunkt und Rollachse	420	[mm]	{Abb. 6.18}
Spur vorne & hinten	1750	[mm]	{Abb. 1.2}
Nickarm bei Beschleunigung	175	[mm]	{Abb. 5.17}

Die Stoßdämpfer sind hierbei außer Acht gelassen, weil der Federweg des Rades ausschließlich von Feder und Stabilisator bestimmt wird, während die Dämpfer die Geschwindigkeit dieser Bewegung bestimmen. Somit werden hier nur die Federwege berechnet.

1) STATISCHER FEDERWEG

Vorderachse:

- Gefederter Masse pro Vorderrad: $(630/2) - 35 = 280$ kg
- Kraft pro Feder: $280\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2 = 2747$ N
- Einfederung: $2747\text{N}/69,4\text{N/mm} = 39,6$ mm

Hinterachse:

- Gefederter Masse pro Hinterrad: $(770/2) - 40 = 345$ kg
- Kraft pro Feder: $345\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2 = 3384$ N
- Einfederung: $3384\text{N}/90,7\text{N/mm} = 37,3$ mm

2) FEDERWEG DER VORDERRÄDER BEIM BREMSEN {Abb. 5.16}

Verzögerung:

- Geschwindigkeit bei Beginn der Bremsung: **220 km/h**

- Geschwindigkeit am Ende der Bremsung: **95 km/h**
- Dauer der Bremsung: **2,5 sec**
- Bremsverzögerung a_x : $(220 - 95)/(3,6 \cdot 2,5) = 13,9 \text{ m/s}^2 (= 13,9/9,81 \text{ m/s}^2 = 1,41 g)$
(Die Umrechnung mit Bezug auf die Erdbeschleunigung g ist deshalb zielführend, um schnell bewerten zu können, ob die Bremsverzögerung innerhalb der zu erwartenden Werte liegt. Eine Verzögerung von $1,4g$ ist durchaus realistisch. Ein Ergebnis von $14g$ wäre indes unrealistisch gewesen, so dass in der Folge die Berechnungen und Daten zu überprüfen wären.)
- Nickmoment: $m_{V,G} \cdot a_x \cdot \text{Nickarm} = 1250 \cdot 13,9 \cdot 400 = 6.950.000 \text{ N mm}$
(Die ungefederte Masse trägt nicht zur Nickbewegung bei!)
- Widerstand der Vorderräder gegen Nicken (= Nickmoment/Radstand):

$$6.950.000 / 2700 = 2574 \text{ N}$$

- $\Delta F_{v,z,f}$ Widerstand gegen Nicken pro Vorderrad: $2754/2 = 1287 \text{ N}$
- Federweg pro Vorderrad: $\Delta F_{v,z,f} / C_{F,r,f} = 1287 / 69,4 = 18,5 \text{ mm}$

3) FEDERWEG DER HINTERRÄDER BEIM BESCHLEUNIGEN {Abb. 5.17}

- Geschwindigkeit bei Beginn der Beschleunigung: **0 km/h**
- Geschwindigkeit am Ende der Beschleunigung: **95 km/h**
- Dauer der Beschleunigung: **3,1 sec**
- Beschleunigung a_x : $(95 - 0)/(3,6 \cdot 3,1) = 8,5 \text{ m/s}^2 (= 8,5/9,81 \text{ m/s}^2 = 0,87 g)$
(Auch hier wird a_x als Referenz auf die Erdbeschleunigung g normiert.)
- Nickmoment (Aufbüumen): $m_{V,G} \cdot a_x \cdot \text{Nickarm}$ {Abb. 5.17} = $1250 \cdot 8,5 \cdot 175 = 1.859.375 \text{ N mm}$
(Die ungefederte Masse trägt nicht zur Nickbewegung bei!)
- Widerstand der Hinterräder gegen Nicken (= Nickmoment/Radstand):

$$1.859.375 / 2700 = 689 \text{ N}$$

- $\Delta F_{v,z,r}$ Widerstand gegen Nicken (Aufbüumen) pro Hinterrad: $689/2 = 345 \text{ N/Rad}$
- Einfederung pro Hinterrad: $\Delta F_{v,z,r} / C_{F,r,r} = 345 / 90,7 = 3,8 \text{ mm}$

4) FEDERWEG DER ÄUßEREN RÄDER IN DER KURVE {Abb. 6.20}

- $F_{V,y}$ Zentrifugalkraft bei einer Querbeschleunigung von $1g = a_y \cdot m_{V,G} = 9,81 \cdot 1250 = 12.263 \text{ N}$
- Rollmoment = $F_{V,y} \cdot \text{Rollarm} = 12.263 \cdot 420 = 5.150.250 \text{ N mm}$

Vorderachse:

Es wird hier ein Rollwiderstand angesetzt, der pro Achse dieselbe Verteilung hat wie die Masse. In der Praxis kann das jedoch durchaus abweichen, um die richtige Balance bei der Kurvenfahrt zu ermöglichen. Das betrifft vor allem Fahrzeuge mit viel aerodynamischem Abtrieb.

- Federrate $C_{\text{tot},f}$ eines Rad beim Aufbaurollen = $C_{F,f,\text{rad},f} + C_{St,f,\text{rad}} = 69,4 + 17,8 = 87,2 \text{ N/mm}$ {(6.8)}
- Federweg am kurvenäußerem Vorderrad durch Aufbaurollen: $\text{Rollmoment}_{\text{tot}} \cdot \%_{\text{vorne}} / (C_{\text{tot},f} \cdot b_f) = 5.150.250 \cdot 0,45 / (87,2 \cdot 1750) = 15,2 \text{ mm}$
- Rollwinkel = $(\text{Rollmoment} \cdot \%_{\text{vorne}} / C_{\text{tot},f} \cdot t^2) \cdot (360/\pi) = 5.150.250 \cdot 0,45 / (87,2 \cdot 1750^2) \cdot (360/\pi) = 1,0^\circ$

Hinterachse:

- Federrate $C_{\text{tot},r}$ eines Rades beim Aufbaurollen = $C_{F,r,\text{rad},f} + C_{St,r,\text{rad}} = 90,7 + 23,7 = 114,4 \text{ N/mm}$
- Federweg am kurvenäußerem Hinterrad durch Aufbaurollen: $\text{Rollmoment}_{\text{tot}} \cdot \%_{\text{hinten}} / (C_{\text{tot},rf} \cdot \text{Spur}) = 5.150.250 \cdot 0,55 / (114,4 \cdot 1750) = 20,4 \text{ mm}$
- Rollwinkel = $(\text{Rollmoment} \cdot \%_{\text{hinten}} / C_{\text{tot},f} \cdot t^2) \cdot (360/\pi) = 5.150.250 \cdot 0,55 / (114,4 \cdot 1750^2) \cdot (360/\pi) = 0,9^\circ$

Hier wird nur der Einfluss der Zentrifugalkraft berücksichtigt, die Einflüsse der Aerodynamik und die statischen Federwege werden außer Acht gelassen.

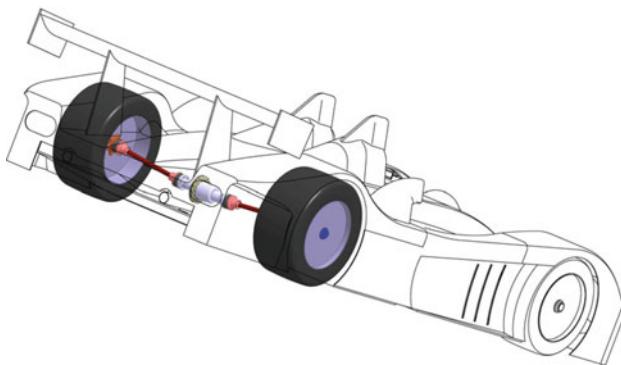
Es kann tatsächlich einen Unterschied zwischen den Rollbewegungen vorne und hinten geben. Wenn die Feder- und Stabilisatorraten zu wenig aufeinander abgestimmt sind, wird Torsion im Chassis die Folge sein! Das Auto nimmt dann beim Aufbaurollen eine Mittelstellung ein.

Literatur References

1. Intrax Suspension Technology: www.intraxracing.nl.

Differenziale (Ausgleichsgetriebe) *Differentials*

7



7.1 Notwendigkeit für Differenziale bei Kurvenfahrt *Need for Differentials while Cornering*

Differenziale sind ein essenzielles, aber oftmals viel zu wenig beachtetes Subsystem eines Rennwagens. Ein Differential ist erforderlich, da bei Kurvenfahrt das kurvenäußere Rad der Antriebsachse eine um Δv größere, das kurveninnere Rad eine um Δv kleinere Geschwindigkeit aufweist als der Mittelpunkt der Antriebsachse. Ein Ausgleich ist folglich erforderlich. Ohne Differential (Ausgleichsgetriebe) würde sich eine kaum tolerierbare Belastung der Achsantriebswellen und Gelenke einstellen, die letztendlich zum Ausfall des Antriebs – und damit des Fahrzeugs – führen kann (eine Differenz erfordert ein Differential).

In Abb. 7.1 sind die Geschwindigkeitsverhältnisse an der Antriebsachse am Beispiel eines Heckantriebs in einer Rechtskurve dargestellt (Indizes: r für Hinterachse; o: kurven-

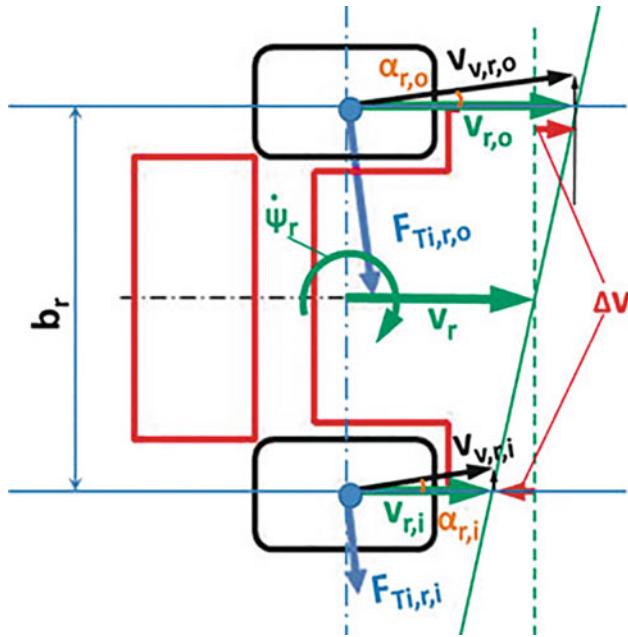


Abb. 7.1 Geschwindigkeitsverhältnisse an der Antriebsachse am Beispiel eines Heckantriebs (Index: r). Die Längskräfte an den Reifen sind aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt. Mit: $v_{v,r,o}$: Fahrzeuggeschwindigkeit am kurvenäußeren Rad (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) [m/s], $v_{r,o}$: Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeuglängsrichtung am kurvenäußeren Rad (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) [m/s], $v_{v,r,i}$: Fahrzeuggeschwindigkeit am kurveninneren Rad (Index: r = hinten) [m/s], $v_{r,i}$: Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeuglängsrichtung am kurveninneren Rad (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) [m/s], v_r : Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeuglängsrichtung im Achsmittelpunkt (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) [m/s], Δv : Geschwindigkeitsdifferenz in Fahrzeuglängsrichtung zwischen dem jeweiligen Rad und dem Achsmittelpunkt [m/s], Δv : Gierwinkelgeschwindigkeit um den Achsmittelpunkt (Index: r = hinten) [1/s], b_r : Spurweite (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) [m], $F_{Ti,r,o}$: Resultierende Kraft am kurvenäußeren Reifen (hier Index: r = hinten) [N], $F_{Ti,r,i}$: Resultierende Kraft am kurveninneren Reifen (hier Index: r = hinten) [N], $\alpha_{r,o}$: Schräglauwinkel am kurvenäußeren Reifen (hier Index: r = hinten) [rad], $\alpha_{r,i}$: Schräglauwinkel am kurveninneren Reifen (hier Index: r = hinten) [rad]

außen; i: kurveninnen). Aufgrund des Reifenschräglaufs sind für die Ausgleichswirkung des Differenzials die jeweiligen Geschwindigkeitskomponenten in Fahrzeuglängsrichtung maßgebend ($v_r, v_{v,r,o}, v_{r,i}$; grüne Vektoren in Abb. 7.1). Für das kurvenäußere Rad gilt dann:

$$v_{r,o} = v_r + \Delta v = v_{v,r,o} \cdot \cos \alpha_{r,o} \quad (7.1)$$

und für das kurveninnere Rad:

$$v_{r,i} = v_r - \Delta v = v_{v,r,i} \cdot \cos \alpha_{r,i} \quad (7.2)$$

Die durch das Differential auszugleichende Geschwindigkeitsdifferenz zwischen kurvenäußerem und kurveninnerem Rad ist dann $(2 \cdot \Delta v)$. Für Δv folgt aus der Gierinkelbeschleunigung im Zentrum der Antriebsachse $\dot{\psi}_r$ und der Spurweite b_r an der Antriebsachse (hier: Index r für Heckantrieb):

$$\Delta v = \frac{\dot{\psi}_r \cdot b_r}{2} \quad (7.3)$$

Die Darstellung in Abb. 7.1 ist vereinfacht, denn eine exakte Modellierung der Differentialwirkung ist sehr komplex, da sie auch die Veränderungen der Längskräfte durch unterschiedlichen Reifenschlupf und Querkräfte durch unterschiedliche Normalkraftänderungen sowie unterschiedliche dynamische Radhalbmesser und die Elastizitäten des Fahrwerks und der Antriebswellen berücksichtigen müsste (siehe auch Kap. 3 und 5).¹

7.2 Sperrdifferenziale versus offene Differenziale *Torque Bias/locked Differentials versus open Differentials*

7.2.1 Allgemeines *General Information*

Grundsätzlich können Differenziale sowohl als Kegelrad- als auch als Planetenrad-Differenziale ausgeführt werden, um die erforderliche Drehzahldifferenz zwischen der kurveninneren und kurvenäußereren Antriebswelle sicherzustellen (siehe Abb. 7.2).

Ergänzend zu (7.1), (7.2) und (7.3) gelten für die Drehzahlen am kurvenäußereren und kurveninneren Rad (Indizes: r für Heckantrieb; o: kurvenaußen; i: kurveninnen)

$$n_{r,o} = n_{RG} + \Delta n = \frac{n_{PN}}{i_{FD}} + \Delta n = n_{fast} \quad (7.4)$$

$$n_{r,i} = n_{RG} - \Delta n = \frac{n_{PN}}{i_{FD}} - \Delta n = n_{slow} \quad (7.5)$$

mit:

- $n_{r,o}$ Drehzahl am kurvenäußereren Rad (hier Index: r = hinten/Heckantrieb), 1/min oder 1/s
- n_{fast} Drehzahl am schnellsten drehenden Rades, 1/min oder 1/s
- $n_{r,i}$ Drehzahl am kurveninneren Rad (hier Index: r = hinten/Heckantrieb), 1/min oder 1/s
- n_{slow} Drehzahl am langsamsten drehenden Rades, 1/min oder 1/s
- n_{PN} Drehzahl des Trieblings, 1/min oder 1/s
- n_{RG} Drehzahl des Tellerades, 1/min oder 1/s

¹Siehe dazu auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 3, Kap. 5.

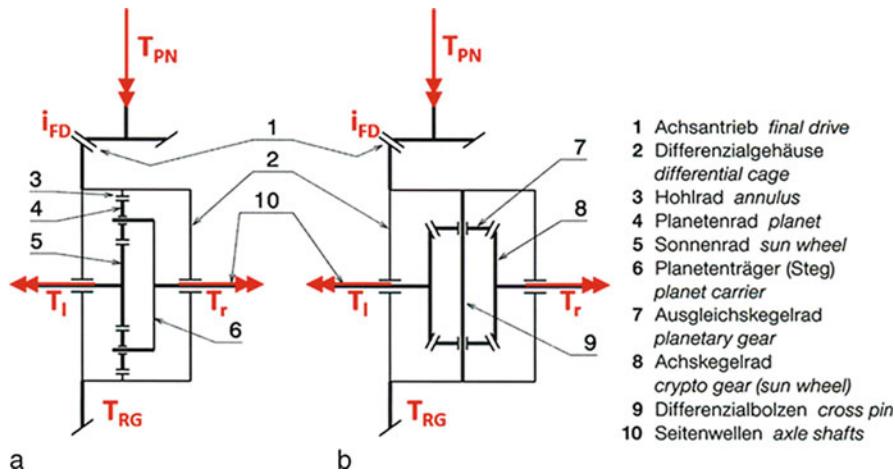


Abb. 7.2 Bauarten von Differenzialen: **a** Planetenrad-Differenzial **b** Kegelrad-Differenzial; hier als „offene“ Differenziale ohne Sperrwirkung mit: T_{PN} : Antriebsdrehmoment am Triebling [N m], T_{RG} : Drehmoment am Tellerrad [N m], T_I : Drehmoment an der linken Antriebswelle bzw. am linken Rad [N m], T_{rs} : Drehmoment an der rechten Antriebswelle bzw. am rechten Rad [N m]

Δn Drehzahlendifferenz zwischen kurvenäußerem und kurveninnerem Rad, 1/min oder 1/s
 i_{FD} Antriebsachsübersetzung, –

Bei Differenzialen gilt für die Drehmomentverteilung allgemein:

$$T_{RG} = T_{PN} \cdot i_{FD} = T_I + T_{rs} = T_{slow} + T_{fast} = M_A \quad (7.6)$$

mit:

- T_{RG} Drehmoment am Tellerrad, N m
- M_A Antriebsmoment an der Achse, N m
- T_{PN} Antriebsdrehmoment am Triebling, N m
- T_I Drehmoment an der linken Achsantriebswelle bzw. am linken Rad, N m
- T_{rs} Drehmoment an der rechten Achsantriebswelle bzw. am rechten Rad, N m
- T_{slow} Drehmoment an der am langsamsten drehenden Achsantriebswelle bzw. am langsamsten drehenden Rad, N m
- T_{fast} Drehmoment an der am schnellsten drehenden Achsantriebswelle bzw. am schnellsten drehenden Rad, N m

Bei Geradeausfahrt verteilen Differenziale das Drehmoment am Tellerrad T_{RG} gleichmäßig auf beide Seiten:

$$\frac{T_{RG}}{2} = T_1 = T_{rs} = \frac{M_A}{2} \quad (7.7)$$

Bei Kurvenfahrt findet eine Leistungsverzweigung der Leistung am Tellerad $T_{RG} \cdot n_{RG}$ auf die Antriebsachsenwellen wie folgt statt:

$$T_{RG} \cdot n_{RG} = T_{slow} \cdot n_{slow} + T_{fast} \cdot n_{fast} = M_A \cdot n_{RG} \quad (7.8)$$

7.2.2 Nachteile offener Differenziale *Disadvantages of open Differentials*

Offene Differenziale haben den Nachteil, dass, wenn ein Reifen aufgrund mangelhaften mechanischen Grips oder Verlust an Bodenkontakt durchdreht, das **übertragbare Drehmoment auf den durchdrehenden Reifen übertragen** wird, was den Reifen der anderen Seite zum Stillstand bringt ($n_{slow} = 0$) und dort eine Übertragung von Drehmoment bzw. Zugkraft verhindert. Aus (7.5) und (7.4) folgt dann:

$$n_{slow} = 0 = n_{RG} - \Delta n = \frac{n_{PN}}{i_{FD}} - \Delta n \quad (7.9)$$

$$\Delta n = n_{RG} = \frac{n_{PN}}{i_{FD}} \quad (7.10)$$

$$n_{fast} = 2 \cdot n_{RG} \quad (7.11)$$

Aus (7.8) folgt dann das Drehmoment T_{fast} am durchdrehenden Rad ($T_{slow} = 0$):

$$T_{fast} = \frac{T_{RG} \cdot n_{RG}}{n_{fast}} = \frac{T_{RG}}{2} = \frac{M_A}{2} \quad (7.12)$$

Ein – wenn auch nur partiell – durchdrehendes Antriebsrad limitiert folglich das an der Antriebsachse übertragbare Drehmoment und ist völlig inakzeptabel für einen Rennwagen, insbesondere bei hoher Motorleistung, denn eine Ausschöpfung der Motorleistung und positive Beeinflussung der Straßenlage sind mit offenen Differenzialen nicht realisierbar.

Beispiel 7.1: Phänomene im Rennbetrieb bei offenen Differenzialen

- Ein Rennfahrzeug mit Heckantrieb und offenem Differenzial fährt aus einer engen Rechtskurve heraus. Aufgrund der Rollbewegung nimmt die Normalkraft am kurveninneren Antriebsrad in **Phase 4 der Kurve** (Beginn des Herausbeschleunigens, vgl. Abb. 2.2) immer mehr ab, so dass dieses Rad den Bodenkontakt verliert und durchdreht. Der kurvenäußere Reifen der Antriebsachse überträgt dann ebenfalls keine Zugkraft mehr. Ein Unterbrechen der Zugkraft führt zu einer spontanen Zunahme an übertragbarer Seitenkraft an diesem Reifen (siehe Kap. 3), was ein Untersteuern zur Folge hat.

- Ein Tourenwagen mit Frontantrieb beschleunigt am Ausgang einer Linkskurve, so dass das kurveninnere angetriebene Vorderrad im Verlauf der **Phase 4 der Kurve** abhebt (vgl. Abb. 2.2). Der kurvenäußere Vorderreifen kann dann keine Zugkraft mehr übertragen, wodurch eine Zunahme an Seitenkraft erfolgt, was eine Übersteuertendenz hervorruft.
- Ein Sportwagen mit Heckantrieb hebt an einem Sprunghügel mit allen Rädern ab. Aufgrund des höheren Achslastanteils hinten ($Ant_r > Ant_f$) und geringfügig höherer Achslast hinten rechts ($Ant_{r,r} > Ant_{r,l}$) setzt er bei der Landung schräg und zuerst hinten rechts auf. Aufgrund trotz Volllast fehlender Traktion tritt hinten rechts ein dominierender Seitenkraft-Impuls auf, die das Fahrzeug destabilisiert.

7.2.3 Sperrdifferenziale *Torque Bias/Locked Differentials*

Da bei Rennfahrzeugen jedoch eine in der jeweiligen Fahrsituation stets optimale Drehmomentverteilung auf die Räder unverzichtbar ist, haben sich Sperrdifferenziale heute durchgesetzt. Es ist nicht Gegenstand dieses Buches, auf die Unterschiede in den vielfältigen Bauarten von Sperrdifferenzialen einzugehen (Lamellenkupplungen, axiale Druckringe) oder radiale Kurvenbahnen und Gleitsteine, „Torque-Sensing“ (Torsen)-Differenziale mit Schneckenrädern, elektrisch aktivierte Differenziale oder gar Momentenverteilende-Differenziale (sogenanntes „Torque-Vectoring“).² Hervorgehoben sei hier lediglich die Unterscheidung nach den verschiedenen Wirkprinzipien „Drehzahl-Sensierung“ (Limited Slip-Differenzial, z. B. Lamellenkupplungen) oder „Drehmoment-Sensierung“ (Automatic Torque Biasing, z. B. Torsen-Differenzial), siehe Tab. 7.1.

Allen Sperrdifferenzialen gemein – gleich ob Drehmoment- oder Drehzahl-sensiert – ist jedoch die Realisierung einer Drehmomenten-Umverteilung vom am schnellsten drehenden zum am langsamsten drehenden Antriebsrad. Diese Umverteilung des Drehmoments wird durch den sogenannten Sperrwert S (Angabe meist in Prozent) ausgedrückt:

$$S = \frac{T_{\text{slow}} - T_{\text{fast}}}{T_{\text{slow}} + T_{\text{fast}}} \cdot 100 = \frac{T_{\text{slow}} - T_{\text{fast}}}{T_{\text{RG}}} \cdot 100 = \frac{T_{\text{slow}} - T_{\text{fast}}}{M_A} \cdot 100 \quad (7.13)$$

mit:

S Sperrwert, %

T_{slow} Drehmoment am langsamst drehenden Rad, N m

T_{fast} Drehmoment am schnellst drehenden Rad, N m

T_{RG} Drehmoment am Tellerrad (= Antriebsmoment an der Achse M_A), N m

M_A Antriebsmoment an der Achse, N m

²Siehe dazu Handbuch Rennwagentechnik Bd. 3, Kap. 5 und 8.

Tab. 7.1 Ausführung und prinzipielle Wirkprinzipien von Differenzial-Sperren

Typ	Ausführung	Beispiel	Eignung	Wirk-Charakter
Drehmoment-Sensierung (Automatic Torque Biasing; ATB)	Schneckenräder		Flache Rundstrecken	reibunglos, kaum spürbar
Drehzahl-Sensierung (Limited Slip-Differential; LSD)	Kupplungsscheiben		Rallye	abrupt, holperig (wenn nicht korrekt abgestimmt)

Beispiel 7.2

Bei einem Sperrwert von z. B. $S = 30\%$ werden folglich 30 % des Drehmoments vom am schnellsten drehenden Antriebsrad auf das am langsamsten drehende Antriebsrad umverteilt. Daraus folgt, dass 65 % des Moments am Tellerrad auf den Reifen mit dem höchsten Grip geleitet werden, 35 % verbleiben am zum Durchdrehen neigenden Rad:

$$T_{\text{slow}} = (T_{\text{slow}} - T_{\text{fast}})/S - T_{\text{fast}} = (0,65 - 0,35)/0,3 - 0,35 = 0,65$$

Das Extremum des Sperrwertes $S = 100\%$ – also ein blockiertes Differenzial – bedeutet, dass das gesamte verfügbare Drehmoment auf das am langsamsten drehende Rad umgeleitet wird. Unterschiedliche Drehzahlen an den Antriebsrädern werden somit vollständig verhindert. Dies bewirkt z. B. bei einem Heckantrieb bei Kurvenfahrt in **Phase 4 der Kurve** (vgl. Abb. 2.2) eine maximale Traktion am kurvenäußersten Hinterrad, aber auch einen Verlust an Seitenkraft, was vordergründig Übersteuern zur Folge hätte. Da jedoch durch die Beschleunigung die Vorderachse entlastet wird, kann auch Untersteuern eintreten.

7.3 Analyse der Wirkung von Sperrdifferenzialen Analysis of the Effect of Torque Bias/Locked Differentials

Zunächst sollen die an den Antriebsrädern übertragbaren Längskräfte betrachtet werden. In Abb. 7.3 ist der Kraftfluss vom Motor zur Antriebsachse bei Geradeausfahrt dargestellt. Das an der Antriebsachse übertragbare Moment M_A errechnet sich aus dem Motordrehmoment M_M wie folgt:

$$M_A = M_M \cdot i_G \cdot i_D \cdot \eta_{\text{ges}} = F_{W,x,A} \cdot r_{\text{dyn}} = T_{RG} \quad (7.14)$$

mit:

- M_A Antriebsmoment an der angetriebenen Achse (= Drehmoment T_{RG} am Tellerrad), N m
- M_M Motordrehmoment, N m
- i_G Getriebeübersetzung des jeweiligen Gangs, –
- i_D Übersetzung des Achsantriebs, –
- η_{ges} Gesamtwirkungsgrad der Kraftübertragung vom Motor zur Antriebsachse, –
- $F_{W,x,A}$ Zugkraft an der Antriebsachse (Summe aus den Zugkräften an beiden Antriebsrädern bzw. gesamter äußerer Fahrwiderstand), N
- r_{dyn} dynamischer Radhalbmesser, m; hier für beide Antriebsräder gleich angenommen

Mit der effektiven Motorleistung P_e und der Motordrehzahl n_M berechnet sich das Moment an der Antriebsachse zu:

$$M_A = \frac{P_e}{2 \cdot \pi \cdot n_M} \cdot i_G \cdot i_D \cdot \eta_{\text{ges}} = F_{W,x,A} \cdot r_{\text{dyn}} = T_1 + T_{rs} \quad (7.15)$$

$$T_1 = F_{W,x,a,1} \cdot r_{\text{dyn}} \quad (7.16)$$

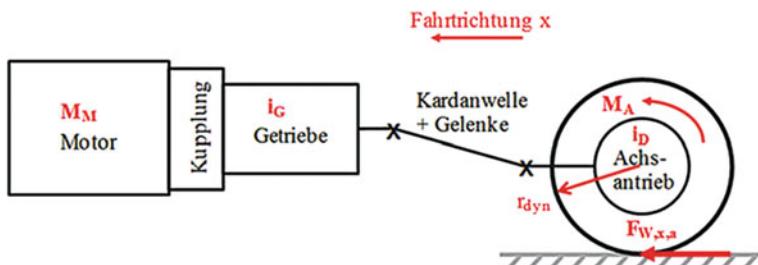


Abb. 7.3 Übersetzung des Motormoments zur Zugkraft an der Antriebsachse

$$T_{rs} = F_{W,x,a,r} \cdot r_{dyn} \quad (7.17)$$

mit:

P_e	effektive Motorleistung, W
n_M	Motordrehzahl, 1/s (= Motordrehzahl, 1/min)/60)
T_l	Drehmoment an der linken Achsantriebswelle bzw. am linken Rad, N m
T_{rs}	Drehmoment an der rechten Achsantriebswelle bzw. am rechten Rad, N m
$F_{W,x,a,l}$	Zugkraft am linken Antriebsrad, N
$F_{W,x,a,r}$	Zugkraft am rechten Antriebsrad, N

Unterschiede im dynamischen Radhalbmesser zwischen beiden Antriebsräder werden hier vernachlässigt. Für die Raddrehzahl der Antriebsachse bei Geradeausfahrt gilt:

$$n_A = \frac{n_M}{i_G \cdot i_D} = \frac{v_V}{2 \cdot \pi \cdot r_{dyn}} = n_r = n_l = n_{RG} \quad (7.18)$$

mit:

n_A	Drehzahl der Antriebsachse, 1/s (= Drehzahl des Tellerades n_{RG})
n_r	Drehzahl an der rechten Achsantriebswelle bzw. am rechten Rad, 1/s
n_l	Drehzahl an der linken Achsantriebswelle bzw. am linken Rad, 1/s
v_V	Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s (= Fahrzeuggeschwindigkeit, (km/h)/3,6)

Bei **Geradeausfahrt** wird das Antriebsmoment M_A zu gleichen Teilen auf die Antriebsräder übertragen: $T_l = T_{rs} = M_A/2$. Die Zugkraft $F_{W,x,A}$ an der Antriebsachse ist gleich der Summe der wirkenden Fahrwiderstände aus Luft-, Roll-, Steigungs- und Beschleunigungswiderstand. Jeder Reifen der Antriebsachse überträgt folglich die halbe Zugkraft ($F_{W,x,a,l} = F_{W,x,a,r} = F_{W,x,A}/2$, wenn beide Reifen den gleichen dynamischen Radhalbmesser aufweisen).

Bei **Kurvenfahrt** oder sonstigem **Eingreifens eines Differenzials** sind jedoch weder die Drehzahlen noch die Drehmomente an den beiden Antriebsräder einer Achse gleich. Die gesamte Zugkraft $F_{W,x,A}$ an der Antriebsachse wird folglich nicht mehr von den Rädern beider Seiten zu gleichen Teilen aufgebracht. Mit (7.13) berechnet sich die im Differenzial mit Sperrwirkung umverteilte Zugkraft zu:

$$F_{slow} - F_{fast} = \frac{S}{100} \cdot F_{W,x,A} \quad (7.19)$$

$$\Delta F_{Diff} = \frac{F_{slow} - F_{fast}}{2} \quad (7.20)$$

mit:

S	Sperrwert, %
F_{slow}	Zugkraft am langsamsten drehenden Rad, N
F_{fast}	Zugkraft am schnellsten drehenden Rad, N
ΔF_{Diff}	umverteilter Zugkraftanteil je Rad, N
$F_{W,x,A}$	Zugkraft an der Antriebsachse (Summe aus den Zugkräften an beiden Antriebsrädern bzw. gesamter äußerer Fahrwiderstand), N

Damit folgt für die Zugkräfte an den Antriebsrädern:

$$F_{\text{slow}} = \frac{F_{W,x,A}}{2} + \Delta F_{\text{Diff}} = \frac{F_{W,x,A}}{2} + \frac{S}{100} \cdot \frac{F_{W,x,A}}{2} = \frac{F_{W,x,A}}{2} \cdot \left(1 + \frac{S}{100}\right) \quad (7.21)$$

$$F_{\text{fast}} = \frac{F_{W,x,A}}{2} - \Delta F_{\text{Diff}} = \frac{F_{W,x,A}}{2} \cdot \left(1 - \frac{S}{100}\right) \quad (7.22)$$

Das am langsamsten drehende Rad bekommt also eine zusätzliche Zugkraft ΔF_{Diff} übertragen, während vom zum Durchdrehen neigenden Rad derselbe Zugkraftanteil abgezogen wird, so dass der Zugkraftunterschied zwischen beiden Seiten der Antriebsachse $2 \cdot \Delta F_{\text{Diff}}$ beträgt.

Ein Sperrdifferential kann jedoch in der Kurve bei zu hoher Last bzw. geringer Querbeschleunigung an der Vorderachse Untersteuern bewirken (Power-Understeering).

► Tipp 7.1

Für das Differentialsetup und die Traktionskontrolle kann eine präzise Echtzeit-Messung von Drehmoment, Kraft und Drehzahl zielführend sein. Berührungslose Sensoren sind verfügbar und kommen bereits in zahlreichen professionellen Rennserien (Formel 1, MotoGP oder Rallye-WM) zum Einsatz. Die wartungsfreien Sensoren werden an Antriebswellen, im Getriebe, Kupplungen und an Systemen zur Energierückgewinnung wie KERS (Kinetic Energy Recovery System; System zur Rückgewinnung kinetischer Energie) und HERS (Heat Energy Recovery System; Wärmeenergie-Rückgewinnungssystem) sowie auch in Schlagschraubern beim Boxenstopp verwendet, siehe Abb. 7.4. Zusätzliche Komponenten wie Dehnungsmessstreifen sind dabei nicht erforderlich.

Beispiel 7.3

Ein Rennwagen mit Heckantrieb und Hinterreifen mit einem dynamischen Radhalbmesser von rund 300 mm fährt mit Volllast im 2. Gang durch eine Kurve. Das Volllastdrehmoment des Motors beträgt 320 N m bei 6000 Umdrehungen pro Minute. Die Übersetzung des Getriebes im 2. Gang beträgt 1,8, jene des Achsantriebs 3,1. Das

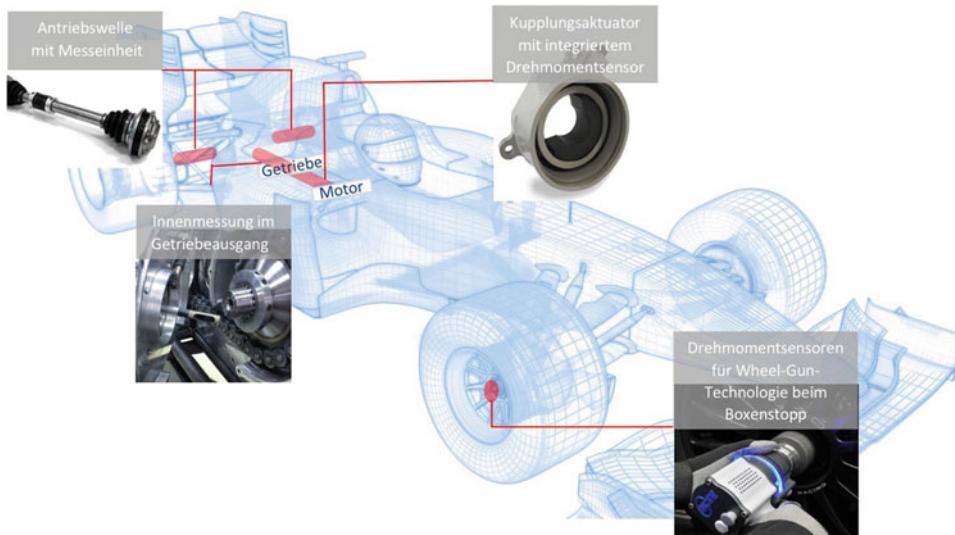


Abb. 7.4 Anwendung von berührungslosen Drehmoment-/Drehzahlsensoren zur Traktionskontrolle.
(Quelle: NCTE)

Differenzial weist einen Sperrwert von 30 % auf. Es wird ein mechanischer Gesamt-wirkungsgrad des Antriebsstrangs von 90 % angenommen.

Das Drehmoment am Tellerrad des Differenzials, also das gesamte Antriebsmoment an der Achse beträgt:

$$M_A = M_M \cdot i_G \cdot i_D \cdot \eta_{ges} = 320 \text{ Nm} \cdot 1,8 \cdot 3,1 \cdot 0,9 = \mathbf{1607 \text{ Nm}}$$

Daraus folgt die gesamte Zugkraft an der Antriebsachse (Summe der Fahrwiderstände), die durch das Differenzial auf die Antriebsräder gemäß Sperrwert verteilt werden muss:

$$F_{W,x,A} = \frac{M_A}{r_{dyn}} = \frac{1607 \text{ N m}}{0,3 \text{ m}} = \mathbf{5356,7 \text{ N}}$$

Die Zugkräfte am schnelleren (kurveninneren, da entlastet) und langsameren (kurvenäußereren, da belastet) Rad lauten:

$$\begin{aligned} F_{fast} &= \frac{F_{W,x,A}}{2} \cdot \left(1 - \frac{S}{100}\right) = \frac{5356,7 \text{ N}}{2} \cdot \left(1 - \frac{30}{100}\right) \\ &= 1874,8 \text{ N} \text{ (entspricht } 35\% \text{ der Traktion)} \\ F_{slow} &= \frac{F_{W,x,A}}{2} \cdot \left(1 + \frac{S}{100}\right) = \frac{5356,7 \text{ N}}{2} \cdot \left(1 + \frac{30}{100}\right) \\ &= 3481,9 \text{ N} \text{ (entspricht } 65\% \text{ der Traktion)} \end{aligned}$$

Die gesamte im Differenzial umverteilte Kraft beträgt:

$$\begin{aligned} 2 \cdot \Delta F_{\text{Diff}} &= F_{\text{slow}} - F_{\text{fast}} = 3481,9 - 1874,8 \\ &= 1607,1 \text{ N (entspricht } 30 \% \text{ der Traktion)} \end{aligned}$$

Der Geschwindigkeitsunterschied zwischen dem am schnellsten und am langsamsten drehenden Rad berechnet sich mit (7.3) (vgl. auch Abb. 7.1) am Beispiel eines **Heckantriebs** (Index: r) zu:

$$v_{\text{fast}} - v_{\text{slow}} = v_{r,o} - v_{r,i} = 2 \cdot \Delta v = \dot{\psi}_r \cdot b_r = \frac{b_r \cdot a_{y,r}}{v_r} \approx \frac{b_r \cdot a_y}{v_v} \quad (7.23)$$

mit:

- v_{fast} Geschwindigkeit in Längsrichtung am schnellsten drehenden Rad, m/s
- v_{slow} Geschwindigkeit in Längsrichtung am langsamsten drehenden Rad, m/s
- $v_{r,o}$ Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeuglängsrichtung am kurvenäußersten Rad (hier Index: r = hinten/Heckantrieb), m/s
- $v_{r,i}$ Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeuglängsrichtung am kurveninneren Rad (hier Index: r = hinten/Heckantrieb), m/s
- v_r Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeuglängsrichtung im Achsmittelpunkt (hier Index: r = hinten/Heckantrieb), m/s
- Δv Geschwindigkeitsdifferenz in Fahrzeuglängsrichtung zwischen dem jeweiligen Rad und dem Achsmittelpunkt, m/s
- $\dot{\psi}_r$ Gierwinkelgeschwindigkeit um den Achsmittelpunkt (Index: r = hinten), 1/s
- b_r Spurweite (hier Index: r = hinten/Heckantrieb), m
- $a_{y,r}$ Querbeschleunigung des Fahrzeugs im Achsmittelpunkt (hier Index: r = hinten/Heckantrieb), m/s²
- a_y Querbeschleunigung des Fahrzeugs, m/s²
- v_v Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s

Für **Frontantrieb** folgt analog:

$$v_{\text{fast}} - v_{\text{slow}} = v_{f,o} - v_{f,i} = 2 \cdot \Delta v = \dot{\psi}_f \cdot b_f = \frac{b_f \cdot a_{y,f}}{v_f} \approx \frac{b_f \cdot a_y}{v_v} \quad (7.24)$$

mit:

- $v_{f,o}$ Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeuglängsrichtung am kurvenäußersten Rad (hier Index: f = vorne/Frontantrieb), m/s
- $v_{f,i}$ Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeuglängsrichtung am kurveninneren Rad (hier Index: f = vorne/Frontantrieb), m/s
- Δv Geschwindigkeitsdifferenz in Fahrzeuglängsrichtung zwischen dem jeweiligen Rad und dem Achsmittelpunkt, m/s

- v_f Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeulgängsrichtung im Achsmittelpunkt (hier Index: f = vorne/Frontantrieb), m/s
- $\dot{\psi}_f$ Gierwinkelgeschwindigkeit um den Achsmittelpunkt (Index: f = vorne), 1/s
- b_f Spurweite (hier Index: f = Vorderachse), m
- $a_{y,f}$ Querbeschleunigung des Fahrzeugs im Achsmittelpunkt (hier Index: f = vorne/Frontantrieb), m/s²

► **Tipp 7.2**

Durch Applikation von Gierratensensoren an der Vorderachse (beim Frontantrieb) und Hinterachse (beim Heckantrieb) kann der Geschwindigkeitsunterschied zwischen dem am schnellsten und am langsamsten drehenden Antriebsrad ermittelt und somit die Wirkung des Differenzials beurteilt werden (vgl. (7.23) und (7.24)).

Beispiel 7.4

Ein Rennwagen mit Heckantrieb fährt mit 100 km/h in **Phase 3** (konstanter Rollwinkel; vgl. Abb. 2.2) um eine Kurve. Der im Bereich des Fahrzeugschwerpunktes eingebaute Beschleunigungssensor misst eine Querbeschleunigung von etwa 1,3g (12,8 m/s²). Die Spurweite an der Antriebsachse beträgt 1300 mm. Es werden Reifen mit einem dynamischen Radhalbmeß von rund 300 mm gefahren.

Die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen kurvenäußerem und -innerem Rad beträgt dabei näherungsweise:

$$v_{r,o} - v_{r,i} \approx \frac{b_r \cdot a_y}{v_V} = \frac{1,3 \text{ m} \cdot 12,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{100.000 \frac{\text{m}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}} = 0,6 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 2,16 \text{ km/h}$$

Die durch das Differenzial umverteilte Geschwindigkeitsdifferenz je Rad lautet:

$$\Delta v = \frac{v_{r,o} - v_{r,i}}{2} = 0,3 \text{ m/s}$$

Die Differenz der Raddrehzahlen außen und innen lautet:

$$n_{r,o} - n_{r,i} = \frac{v_{r,o} - v_{r,i}}{2 \cdot \pi \cdot r_{dyn}} = \frac{2 \cdot \Delta v}{2 \cdot \pi \cdot r_{dyn}} = \frac{0,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2 \cdot \pi \cdot 0,3 \text{ m}} = 0,321/\text{s} = 19,11/\text{min}$$

Das Differenzial ermöglicht dem kurvenäußereren Rad eine Drehzahlerhöhung um knapp 10 Umdrehungen pro Minute und dem kurveninneren Rad eine Drehzahlverringerung um denselben Betrag. In diesen vereinfachten Berechnungen ist

jedoch ein möglicher Reifenschlupf nicht berücksichtigt. Dieser könnte durch die Erfassung der Raddrehzahlen mit einbezogen werden.

Bei Geradeausfahrt würden die Antriebsräder folgende, identische Drehzahlen aufweisen:

$$n_A = \frac{v_V}{2 \cdot \pi \cdot r_{dyn}} = \frac{100.000 \frac{\text{m}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}}{2 \cdot \pi \cdot 0,3 \text{ m}} = \mathbf{14,741 / \text{s} = 884,21 / \text{min}}$$

Das Schlupfverhältnis SL_A ergibt sich dann zu:

$$SL_A = \frac{n_A + \frac{n_{r,o} - n_{r,i}}{2}}{n_A - \frac{n_{r,o} - n_{r,i}}{2}} - 1 = \frac{14,74 + \frac{0,32}{2}}{14,74 - \frac{0,32}{2}} - 1 = \mathbf{0,022}$$

Das Schlupfverhältnis ist ein indirekter Indikator für die Ausnutzung der Traktion am kurveninneren Rad. Bei Geradeausfahrt (ohne Ausgleich) ist das Schlupfverhältnis $SL_A = 0$. Mit zunehmendem Schlupfverhältnis nimmt die Traktion am kurveninneren Rad ab.

Für die Gierwinkelgeschwindigkeit um die Mitte der Antriebsachse folgt:

$$\dot{\psi}_r = \frac{a_y}{v_V} = \frac{12,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{100.000 \frac{\text{m}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}} = \mathbf{0,461 / \text{s}}$$

bzw.

$$\dot{\psi}_r = \frac{v_{r,o} - v_{r,i}}{b_r} = \frac{0,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1,3 \text{ m}} = \mathbf{0,461 / \text{s}}$$

Im Folgenden soll nun eine erweiterte Analyse unter Berücksichtigung der am Reifen in Abhängigkeit der jeweiligen Radlasten $F_{W,z}$ übertragbaren Längs- $F_{W,x}$ und Querkräfte $F_{W,y}$ erfolgen. Abb. 7.5 verdeutlicht dies am Beispiel eines Heckantriebs (Index $i = r; r$: hinten) und stellt eine Erweiterung von Abb. 7.1 dar. Die Kräfte-Ellipsen als Grenzen der Kraftübertragung in Abhängigkeit der jeweiligen Normalkräfte müssen hierfür bekannt sein.

Alternativ kann auch der in Abschn. 3.4 mit guter Näherung berechnete Kamm'sche Ersatzradius TCT_{Radius} in Abhängigkeit der jeweiligen Radlast $F_{W,z}$ für die Ellipse angesetzt werden (siehe (3.10)), was nachfolgend geschieht.

Unter Berücksichtigung der bekannten Achslastverteilung am Fahrzeug folgt in Anlehnung an (3.7) die maximal übertragbare Seitenkraft am kurvenäußersten Reifen der Hinterachse:

$$\begin{aligned} F_{W,Y,r,o} &= \frac{m_{V,dr,r} \cdot v_V^2}{R} \cdot \frac{F_{Ti,r,o,max}}{F_{Ti,r,i,max} + F_{Ti,r,o,max}} \\ &= \frac{Ant_{V,dr,r} \cdot m_{V,dr} \cdot v_V^2}{R} \cdot \frac{F_{Ti,r,o,max}}{F_{Ti,r,i,max} + F_{Ti,r,o,max}} \end{aligned} \quad (7.25)$$

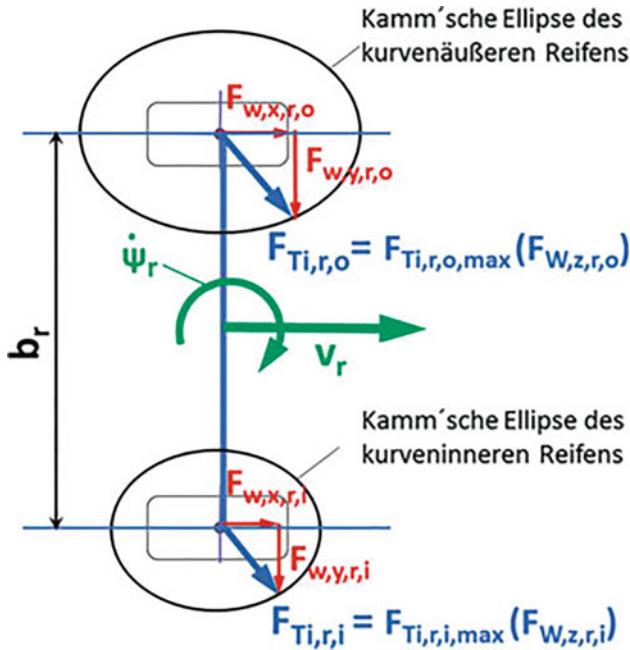


Abb. 7.5 Kräfteverhältnisse an den Reifen der Antriebsachse am Beispiel eines Heckantriebs (Index: r) in einer Kurve. Mit: $F_{Ti,r,:}$: resultierende am kurvenäußeren Rad übertragene Kraft (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) [m/s], $F_{w,x,r,:}$: am kurvenäußeren Rad übertragene Längskraft (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) [m/s], $F_{w,y,r,:}$: am kurvenäußeren Rad übertragene Querkraft (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) [m/s], $F_{Ti,r,i,:}$: resultierende am kurveninneren Rad übertragene Kraft (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) [m/s], $F_{w,x,r,i,:}$: am kurveninneren Rad übertragene Längskraft (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) [m/s], $F_{w,y,r,i,:}$: am kurveninneren Rad übertragene Querkraft (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) [m/s], v_r : Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeulängsrichtung im Achsmittelpunkt, (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) [m/s], $\dot{\psi}_r$: Gierwinkelgeschwindigkeit um den Achsmittelpunkt (Index: r = hinten) [1/s], b_r : Spurweite (hier Index: r = hinten/Heckantrieb) [m]

mit:

$F_{W,Y,r,o}$	übertragbare Seitenkraft am kurvenäußeren Rad der Hinterachse, N
$F_{Ti,r,o,max}$	maximal übertragbare Reifenkraft am kurvenäußeren Rad der Hinterachse, N
$F_{Ti,r,i,max}$	maximal übertragbare Reifenkraft am kurveninneren Rad der Hinterachse, N
$m_{V,dr,r}$	Hinterachslast des betriebsfertigen Rennfahrzeugs inkl. Fahrer, kg
$Ant_{V,dr,f}$	Anteilige Vorderachslast des betriebsfertigen Rennfahrzeugs inkl. Fahrer, %
v_v	Fahrzeuggeschwindigkeit in der Kurve, m/s
R	Kurvenradius, m

Da der Kurvenradius R in der Regel nicht bekannt ist, jedoch im Motorsport oftmals Beschleunigungssensoren eingesetzt werden, wird in (7.25) alternativ a_y verwendet:

$$F_{W,Y,r,o} = Ant_{V,dr,r} \cdot m_{V,dr} \cdot a_y \cdot \frac{F_{Ti,r,o,max}}{F_{Ti,r,i,max} + F_{Ti,r,o,max}} \quad (7.26)$$

Die maximal übertragbaren Reifenkräfte in Abhängigkeit der jeweiligen Radlast $F_{W,z}$, können schließlich durch die Kamm'schen Ersatzradien $TCT_{Radius,r,o} = f(F_{W,Z,r,o})$ und $TCT_{Radius,r,i} = f(F_{W,Z,r,i})$ ausgedrückt werden, womit folgt:

$$F_{W,Y,r,o} = Ant_{V,dr,r} \cdot m_{V,dr} \cdot a_y \cdot \frac{TCT_{Radius,r,o}}{TCT_{Radius,r,i} + TCT_{Radius,r,o}} \quad (7.27)$$

mit:

$TCT_{Radius,r,o}$ maximal übertragbare Reifenkraft am kurvenäußeren Rad der Hinterachse als Ersatzradius des Kamm'schen Kreises, N

$TCT_{Radius,r,i}$ maximal übertragbare Reifenkraft am kurveninneren Rad der Hinterachse als Ersatzradius des Kamm'schen Kreises, N

Analog ergibt sich die maximal übertragbare Seitenkraft am kurveninneren Reifen der Hinterachse:

$$F_{W,Y,r,i} = Ant_{V,dr,r} \cdot m_{V,dr} \cdot a_y \cdot \frac{TCT_{Radius,r,i}}{TCT_{Radius,r,i} + TCT_{Radius,r,o}} \quad (7.28)$$

Für die maximal übertragbaren Längskräfte am kurvenäußeren und kurveninneren Reifen der Hinterachse folgt dann:

$$F_{W,X,r,o} = \sqrt{TCT_{Radius,r,o}^2 - F_{W,Y,r,o}^2} \quad (7.29)$$

$$F_{W,X,r,i} = \sqrt{TCT_{Radius,r,i}^2 - F_{W,Y,r,i}^2} \quad (7.30)$$

Damit kann nun der kritische Sperrwert S_{krit} des Differenzials für die jeweiligen Lastverhältnisse berechnet und mit dem vom Hersteller angegebenen Sperrwert S verglichen werden. Der **kritische Sperrwert S_{krit} charakterisiert den Zustand der optimalen Verteilung der Längskräfte bei Kurvenfahrt** in Bezug auf die dann übertragbaren Reifenkräfte und damit die Trennlinie zwischen zu großen und zu kleinen Sperrwerten, siehe Tab. 7.2. Er ist das Maß für die optimale Umverteilung der Längskräfte:

$$S_{krit} = \left(\frac{F_{W,X,r,o}}{F_{W,X,r,o} + F_{W,X,r,i}} \right) - 0,5 \quad (7.31)$$

Tab. 7.2 Bewertung des Sperrwertes

	Wirkung	Folge
$S > S_{\text{krit}}$	Zugkraft wird nicht mehr zum kurvenäußereren Rad übertragen, also gesperrtes Differenzial!	„over-locked“: Traktionseinbußen und signifikantes Untersteuern
$S = S_{\text{krit}}$	Optimale Verteilung der Längskräfte auf kurvenäußeres und -inneres Rad!	Erreichbares Optimum!
$S < S_{\text{krit}}$	Zu viel Zugkraft am kurvenäußereren Rad	„under-locked“: Traktionseinbußen und Übersteuern

Ein Sperrwert im Bereich des kritischen Sperrwertes ist also anzustreben!

Es ist stets lohnend, die Kamm'schen Kreise am kurvenäußereren und -inneren Reifen in der jeweiligen Fahrsituation mit dem bei der optimalen Radlast $F_{W,Z,\text{opt}}$ maximal erreichbaren Grenzwert zu vergleichen, um die Reifenausnutzung zu beurteilen. Die im Rechenbeispiel in Abschn. 3.4 berechnete optimale Radlast zur vollständigen Ausnutzung des Kamm'schen Kreises $TCT_{\text{Radius,max}}$ beträgt:

$$F_{W,Z,\text{opt}_{1,2}} = \frac{\frac{k_{Fr,0}}{k_{Fr,0} \cdot k_{Fr,L}} \pm \sqrt{\frac{k_{Fr,0}}{k_{Fr,0} \cdot k_{Fr,L}}^2 - 4 \cdot \frac{TCT_{\text{Radius,max}}}{k_{Fr,0} \cdot k_{Fr,L}}}}{2} \quad (7.32)$$

$$TCT_{\text{Radius,max}} = \frac{k_{Fr,0}}{4 \cdot k_{Fr,L}} \quad ((3.11), \text{ siehe Abschn. 3.4})$$

$$F_{W,Z,\text{opt}_{1,2}} = \frac{\frac{k_{Fr,0}}{k_{Fr,0} \cdot k_{Fr,L}} \pm \sqrt{\frac{k_{Fr,0}}{k_{Fr,0} \cdot k_{Fr,L}}^2 - \frac{1}{k_{Fr,L}^2}}}{2} \quad (7.33)$$

mit:

- $TCT_{\text{Radius,max}}$ maximaler Traktionsradius (maximale übertragbare Kraft!) eines Reifens, N
- $F_{W,Z,\text{opt}}$ optimale Radlast zum Erreichen von $TCT_{\text{Radius,max}}$, N
- $k_{Fr,0}$ anfänglicher Reibungskoeffizient (Startwert), –
- $k_{Fr,L}$ Koeffizient für die Abnahme des Reibungskoeffizienten unter Radlast (erfolgt linear mit der Radlast), 1/N

Beispiel 7.5

Für einen Formel-3-Rennwagen soll der kritische Sperrwert des Differenzials für eine bestimmte Fahrsituation berechnet werden. Es handelt sich um dasselbe Fahrzeug wie im vorangegangenen Beispiel und um dieselbe Fahrsituation (Fahrgeschwindigkeit 100 km/h) in **Phase 3** der Kurve (konstantes Aufbaurollen bzw. konstanter Rollwinkel). Der im Bereich des Fahrzeugschwerpunktes eingebaute Beschleunigungssensor misst eine Querbeschleunigung von etwa 1,3g (12,8 m/s²). Dabei tritt am kurvenäußersten Rad eine Radlast von 2950 N (300,7 kg) auf, am kurveninneren Rad von 1265 N (129,0 kg).

Die Spurweite an der Antriebsachse beträgt 1300 mm. Es werden Reifen mit einem dynamischen Radhalbmesser von rund 300 mm gefahren.

Es handelt sich um einen Rennwagen mit relativ hohem Abtrieb: $k_{Fr,0} = 2,5$ und $k_{Fr,L} = 6,5 \cdot 10^{-5}$ [1/N].

Bei der Vermessung des Rennwagens wurden die Massen in Tab. 7.3 ermittelt (siehe Abschn. 1.2).

Zunächst wird der Achslastanteil der Hinterachse (Antriebsachse) berechnet:

$$Ant_r = \frac{F_{Z,V,r}}{F_{Z,V,t}} = \frac{m_{V,r}}{m_{V,dr}} = \frac{310 \text{ kg}}{536 \text{ kg}} = \mathbf{0,578} (= 57,8 \%)$$

Die in der aktuellen Lastsituation maximal übertragbaren Reifenkräfte am kurvenäußersten und kurveninneren Rad der Antriebsachse lauten:

$$\begin{aligned} TCT_{Radius,r,o} &= k_{Fr,0} \cdot (1 - k_{Fr,L} \cdot F_{W,Z,r,o}) \cdot F_{W,Z,r,o} \\ TCT_{Radius,r,o} &= 2,5 \cdot \left(1 - 6,5 \cdot 10^{-5} \left[\frac{1}{N}\right] \cdot 2950 \text{ N}\right) \cdot 2950 \text{ N} = \mathbf{5961 \text{ N}} \\ TCT_{Radius,r,i} &= k_{Fr,0} \cdot (1 - k_{Fr,L} \cdot F_{W,Z,r,i}) \cdot F_{W,Z,r,i} \\ TCT_{Radius,r,i} &= 2,5 \cdot \left(1 - 6,5 \cdot 10^{-5} \left[\frac{1}{N}\right] \cdot 1265 \text{ N}\right) \cdot 1265 \text{ N} = \mathbf{2903 \text{ N}} \end{aligned}$$

Tab. 7.3 Werte aus der Wägung des rennfertigen Fahrzeugs (inkl. Fahrer und halber Tankfüllung für Renndistanz)

Radlast vorne rechts (mit Fahrer)	$m_{V,f,r}$	kg	120
Radlast vorne links (mit Fahrer)	$m_{V,f,l}$	kg	106
Vorderachslast (mit Fahrer)	$m_{V,f}$	kg	226
Radlast hinten rechts (mit Fahrer)	$m_{V,r,r}$	kg	153
Radlast hinten links (mit Fahrer)	$m_{V,r,l}$	kg	157
Hinterachslast (mit Fahrer)	$m_{V,r}$	kg	310
Gesamtmasse (mit Fahrer)	$m_{V,dr}$	kg	536

Damit folgen die maximal übertragbaren Seitenkräfte am kurvenäußerem und kurveninneren Reifen der Hinterachse:

$$F_{W,Y,r,o} = Ant_{V,dr,r} \cdot m_{V,dr} \cdot a_y \cdot \frac{TCT_{Radius,r,o}}{TCT_{Radius,r,i} + TCT_{Radius,r,o}}$$

$$F_{W,Y,r,o} = 0,578 \cdot 536 \text{ kg} \cdot 12,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{5961 \text{ N}}{2903 \text{ N} + 5961 \text{ N}} = \mathbf{2668,5 \text{ N}}$$

$$F_{W,Y,r,i} = Ant_{V,dr,r} \cdot m_{V,dr} \cdot a_y \cdot \frac{TCT_{Radius,r,i}}{TCT_{Radius,r,i} + TCT_{Radius,r,o}}$$

$$F_{W,Y,r,i} = 0,578 \cdot 536 \text{ kg} \cdot 12,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{2903 \text{ N}}{2903 \text{ N} + 5961 \text{ N}} = \mathbf{1299,5 \text{ N}}$$

Die maximal übertragbaren Längskräfte am kurvenäußerem und kurveninneren Reifen der Hinterachse ergeben sich dann zu:

$$F_{W,X,r,o} = \sqrt{TCT_{Radius,r,o}^2 - F_{W,Y,r,o}^2} = \sqrt{5961 \text{ N}^2 - 2668,5 \text{ N}^2} = \mathbf{5330,4 \text{ N}}$$

$$F_{W,X,r,i} = \sqrt{TCT_{Radius,r,i}^2 - F_{W,Y,r,i}^2} = \sqrt{2903 \text{ N}^2 - 1299,5 \text{ N}^2} = \mathbf{2595,9 \text{ N}}$$

Für den kritischen Sperrwert S_{krit} des Differenzials, also die optimale Einstellung zwischen zu großen und zu kleinen Sperrwerten, folgt schließlich:

$$S_{\text{krit}} = \left(2 \cdot \frac{F_{W,X,r,o}}{F_{W,X,r,o} + F_{W,X,r,i}} \right) - 1 = \left(2 \cdot \frac{5330,4 \text{ N}}{5330,4 \text{ N} + 2595,9 \text{ N}} \right) - 1$$

$$= \mathbf{0,345} (= 34,5 \%)$$

Die in diesem Beispiel in der aktuellen Lastsituation an der Antriebsachse maximal übertragbaren Reifenkräfte am kurvenäußerem $TCT_{Radius,r,o}$ und kurveninneren Rad $TCT_{Radius,r,i}$ können nun noch mit dem Maximum der übertragbaren Reifenkraft $TCT_{Radius,r,o,\max} = f(F_{W,Z,\text{opt}})$ verglichen werden:

$$TCT_{Radius,r,o,\max} = \frac{k_{Fr,0}}{4 \cdot k_{Fr,L}} = \frac{2,5}{4 \cdot 6,5 \cdot 10^{-5} [1/\text{N}]} = \mathbf{9615 \text{ N}}$$

$$F_{W,Z,\text{opt}_{1,2}} = \frac{\frac{k_{Fr,0}}{k_{Fr,0} \cdot k_{Fr,L}} \pm \sqrt{\left(\frac{k_{Fr,0}}{k_{Fr,0} \cdot k_{Fr,L}}\right)^2 - \frac{1}{k_{Fr,L}^2}}}{2}$$

$$F_{W,Z,\text{opt}_{1,2}} = \frac{\frac{2,5}{2,5 \cdot 6,5 \cdot 10^{-5} [1/\text{N}]} + \sqrt{\frac{2,5}{2,5 \cdot 6,5 \cdot 10^{-5} [1/\text{N}]}^2 - \frac{1}{(6,5 \cdot 10^{-5} [\frac{1}{\text{N}}])^2}}}{2} = \mathbf{7754 \text{ N}}$$

Folglich werden selbst am kurvenäußersten Rad lediglich 62 % (= 5961 N/9615 N) des Kraftpotenzials ausgenutzt. Dabei erreicht die Radlast auch nur rund 38 % des erforderlichen Optimums. Das Erreichen des Optimums der Radlast (790,4 kg!) ist für dieses Fahrzeug indes völlig ausgeschlossen!

► **Tipp 7.3**

Es wird empfohlen, die Einhaltung des kritischen Sperrwertes möglichst für jede Fahrsituation auf der Rennstrecke zu überprüfen, um optimale Rundenzeiten zu ermöglichen.

Im Falle eines „Over-locked“-Differenzials ($S > S_{\text{krit}}$) können folgende Maßnahmen das Problem des Untersteuerns reduzieren:

- Stabilisator an der Hinterachse auf härter stellen (und/oder Stabilisator vorne auf weicher). Diese Maßnahme bewirkt eine forcierte Verlagerung von mehr Querkraft auf die Vorderachse (siehe Kap. 3).
- Große Nachlaufwinkel rechts $\tau_{f,r}$ und links $\tau_{f,l}$ an der Vorderachse einstellen. Diese Maßnahme bewirkt eine Verlängerung der Nachlaufstrecke und damit einen größeren Hebelarm für die Querkraft an der Vorderachse (siehe Abb. 1.12). Ebenso ergibt sich durch die Vergrößerung des Nachlaufwinkels auch mehr Sturz und so mehr Querkraft an der Vorderachse (siehe Kap. 5).
- Erhöhung des Rollzentrums an der Hinterachse, um ein relatives Ausbrechen hinten zu provozieren (siehe auch Kap. 5). Durch ein höheres Rollzentrum werden mehr Jacking-Forces (Aufstützkräfte) kreiert, wodurch die Querkräfte abnehmen.

Andererseits kann ein „Over-locked“-Differenzial bei ungleichen Grip-Bedingungen ($\mu_{W,l} \neq \mu_{W,r}$) auch Vorteile bieten, da ein nicht kalkulierbarer Ausgleich verhindert wird. Somit wird dem Fahrer eine Art „Beherrschbarkeit“ vermittelt, wodurch diese Anwendung bei Rallye- und Rallycross-Fahrzeugen ggf. sinnvoll erscheint.

Beispiel 7.6

Nachfolgend ist in Abb. 7.6 das Anbremsen einer Rechtskurve anhand von aufgezeichneten Sensorsdaten dargestellt. In der gekennzeichneten Situation tritt beim Bremsnicken in Geradeausfahrt (kaum Querbeschleunigung) und neutralem Fahrzustand eine signifikante Geschwindigkeitsdifferenz an den Antriebsrädern (Hinterachse) auf: $v_{r,o} - v_{r,i} = 35,5 \text{ km/h}$.

Durch das Ausfedern werden die Radlasten auf den Rädern der Hinterachse reduziert. Das rechte Hinterrad federt mehr aus als das linke und hat besseren Bodenkontakt. Daher

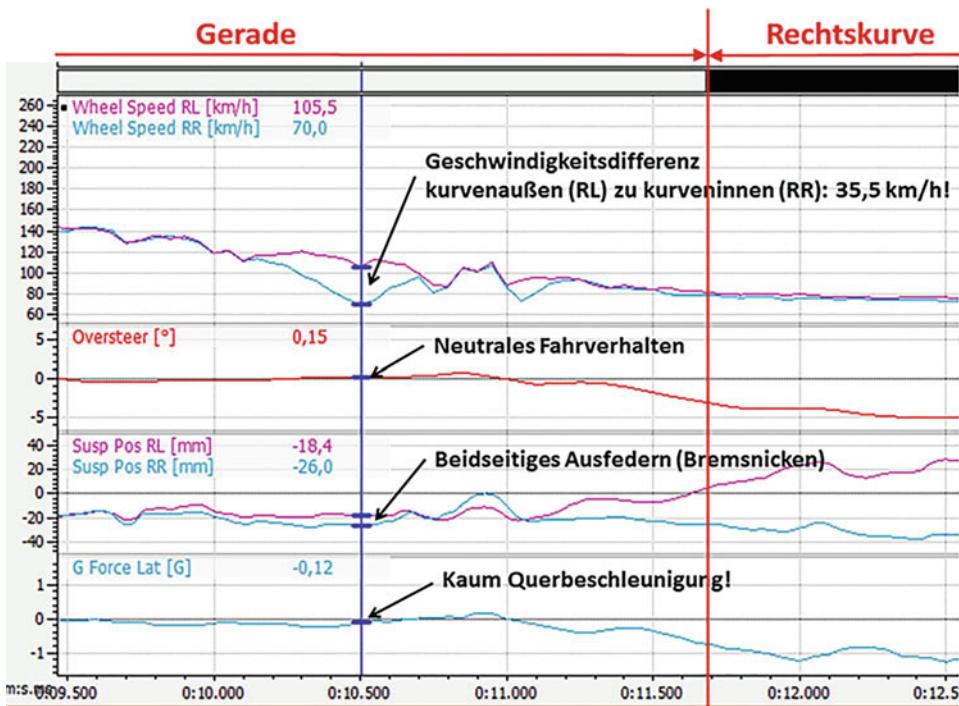


Abb. 7.6 Aufzeichnung von Sensordaten beim Anbremsen einer Rechtskurve

ist die Geschwindigkeit dort auch am niedrigsten. Das linke Hinterrad scheint den Bodenkontakt jedoch zu verlieren, weshalb dessen Drehzahl signifikant erhöht ist. Die Differenzialsperre wirkt jedoch adäquat, so dass sich die Raddrehzahlen rasch – innerhalb einer Viertelsekunde – aneinander angleichen. In der folgenden Rechtskurve ist die Geschwindigkeit des kurvenäußersten Rades (RL) dann der gewünschten Differenzialwirkung entsprechend größer. Es handelt sich folglich um ein Differenzial mit adäquat gewähltem Sperrwert.

Beispiel 7.7

Differenzialwirkung bei elektrischen Einzelradantrieben

Bei Fahrzeugen mit elektrischen Einzelradantrieben, z. B. Radnabenmotoren, muss die Differenzialfunktion durch elektronische Regelung sichergestellt werden. Dies ist jedoch nicht für Zentralmotorantriebe erforderlich, bei denen Elektromotoren lediglich die Kardanwelle antreiben. Die elektronisch geregelte Ausgleichsfunktion bei elektrischen Einzelradantrieben ist im Folgenden beschrieben:

Velocity Vectoring (individuelle Regelung der Raddrehzahlen)

Bei vier angetriebenen Rädern ist ein erheblicher Aufwand für Messung der einzelnen Parameter und Regelung erforderlich, um sicher zu stellen, dass die Radgeschwindigkeiten und Drehmomente dem aktuellen Fahrzustand entsprechen. Auf

der anderen Seite bieten sich dadurch verschiedene Möglichkeiten, das Handling des Fahrzeugs zu beeinflussen und zu verbessern. Die Methode des Torque Vectoring, d. h. Drehmomentverteilung, regelt die einzelnen Raddrehmomente individuell, um das Fahrverhalten zu optimieren. Alternativ können die Raddrehzahlen individuell geregelt werden, was dann als Velocity Vectoring (Drehzahlverteilung) bezeichnet wird.

Für den aktuellen Fahrzeugzustand (charakterisiert durch Fahrzeuggeschwindigkeit, Gierrate, Schräglaufwinkel und Lenkwinkel der Räder) können die kinematischen Raddrehzahlen direkt bestimmt werden. Dieses Prinzip kann unmittelbar als Basis für eine Verteilung der Raddrehzahlen eingesetzt werden. Wenn die Radgeschwindigkeiten mit diesen kinematischen Werten geregelt werden wird die Differenzialfunktion erfüllt und unerwünschter Radschlupf dadurch minimiert. Jedoch sofern die Raddrehzahlen immer den aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeiten angepasst werden, kann das Fahrzeug weder beschleunigen noch bremsen. Um dieses Problem zu lösen, können die Radgeschwindigkeiten an den erwünschten statt an den aktuellen Fahrzustand angepasst werden. Das gewünschte Fahrverhalten kann direkt auf den Fahreranforderungen (User Input) und dem gemessenen Fahrzustand basieren.

Wenn die gewünschte Fahrzeuggeschwindigkeit höher als die aktuelle ist, ist ein positiver Reifenschlupf in Bezug zur Straße zu verzeichnen, so dass das Fahrzeug beschleunigt. Ebenso wird, wenn die gewünschte Geschwindigkeit niedriger als die aktuelle Geschwindigkeit ist, ein negativer Reifenschlupf verursacht, was zu einer Verzögerung des Fahrzeuges führt. Das gleiche Prinzip gilt auch für die Gierrate: Wenn die absolute Gierrate zu hoch ist (Übersteuern), werden die auf die gewünschten Gierrate angepassten Raddrehzahlen automatisch einen positiven Radschlupf an den kurveninneren Reifen und einen negativen Radschlupf an den kurvenäußeren Reifen erzeugen, woraus ein korrigierendes Giermoment folgt, was das Übersteuern verringert. Auf die gleiche Weise kann Untersteuern begegnet werden. Verkürzt bedeutet das, dass der Fahrzustand des Fahrzeugs unmittelbar durch Velocity Vectoring angepasst werden kann. Wenn der gewünschte Fahrzeugzustand jeweils entsprechend exakt definiert wird und die Radgeschwindigkeiten entsprechend korrekt geregelt werden, können ein übermäßiger Reifenschlupf oder gar Rutschen in jeder Situation wirkungsvoll vermieden werden. Außerdem erkennt das Fahrzeug automatisch an den aktuellen Raddrehzahlen auch den jeweiligen Fahrzustand (innerhalb gewisser Grenzen). Ein Beispiel dafür zeigt Abb. 7.7, wo das stationäre Handling-Verhalten eines Formula-Student-Rennwagens mit unterschiedlichen gewünschten Untersteuerungsgradienten dargestellt ist.

Die ungeregelte Fahrzeugverhalten ist fast neutral. Dies bedeutet, dass die Untersteuergradient nahezu Null beträgt. Wenn sich der gewünschte Untersteuerungsgradient (gestrichelte Linie) verändert, wird die aktuelle Untersteuerung (durchgezogene Linie) in gleicher Richtung verändert. Es ist zu beachten, dass je mehr das gewünschte Fahrzeugverhalten sich vom ungeregelten Fahrzeugverhalten unterscheidet, desto schwieriger wird das Erreichen dieses gewünschten Fahrverhaltens.

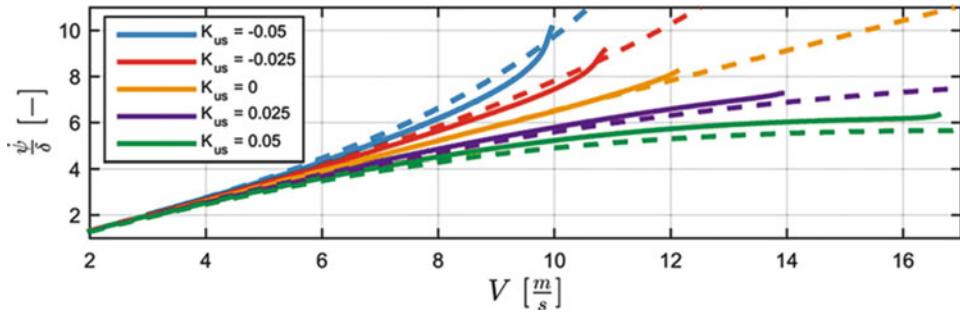


Abb. 7.7 Diagramm zum Stationärfahrt-Handling für unterschiedliche Untersteuerungseinstellungen.
(Quelle: Von der Drift 1); (gestrichelte Linien = erwünschtes Verhalten, durchgezogene Linien = aktuelles Verhalten)

Obwohl alternativ auch Torque Vectoring zum Erreichen einer korrekten Gierrate und damit zur Veränderung des Fahrzeugverhaltens angewendet werden kann, würde ein rückgekoppeltes Regelungssystem benötigt, welches auf dem Gierratenfehler basiert. Da die Darstellung der Rückkopplungsschleife durch unterschiedliche Faktoren begrenzt wird (hauptsächlich durch Gierraten-Messungsrauschen und Verzögerungen in den Rückkopplungsschleifen), wird die Fahrzeugeistungsfähigkeit dadurch limitiert. Dagegen ermöglicht Velocity Vectoring das Erreichen der gewünschten Gierrate (bis zu einem gewissen Grade) ohne dass die Gierrate überhaupt gemessen werden muss, was die Gesamtsystemleistung signifikant steigert. Der Nachteil von Velocity Vectoring ist, dass es sich auf die Ermittlung der gewünschten Fahrzeuggeschwindigkeiten abstützt, welche schwer zu bestimmen sind, wenn letztendlich optimale Längsbeschleunigungen und die erwünschte regenerative Bremsleistung erreicht werden sollen.

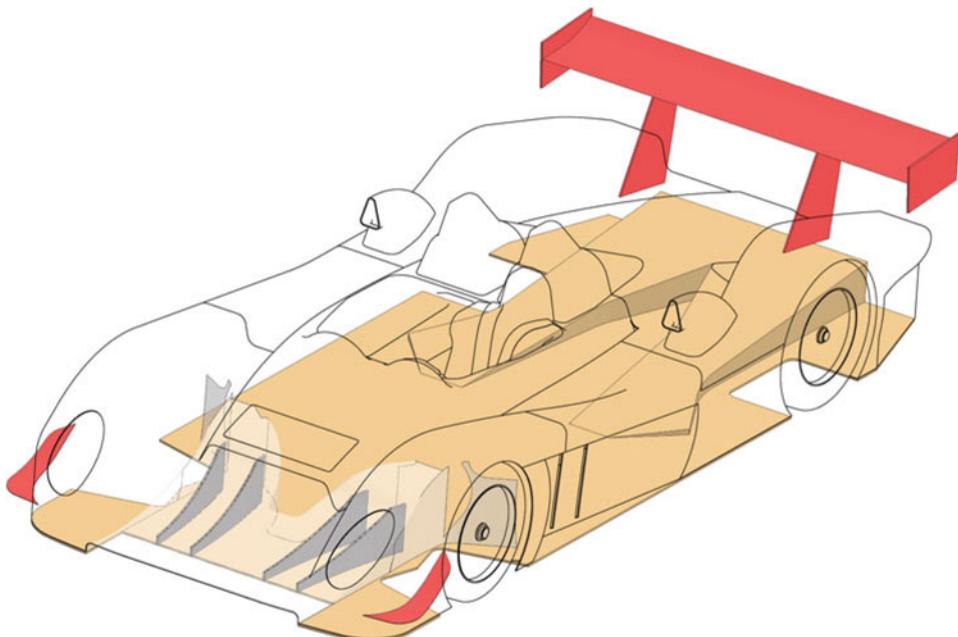
Literatur References

1. Van der Drift, M.T.A.: Velocity Vectoring Overview. ,University Racing Eindhoven‘, Eindhoven University of Technology (2/2017)
2. Rouelle, C.: Racecar Dynamics. Seminar. OptimumG, Centennial (2017)
3. Nowlan, D.: The Dynamics of the Race Car. E-Book, Sydney (2010). <https://www.chassissim.com>
4. Trzesniowski, M.: Rennwagentechnik, Bd. 2–5. Springer-Vieweg, Wiesbaden (2014)



Aerodynamik Aerodynamics

8



Die Anwendung und kontinuierliche Weiterentwicklung aerodynamischer Maßnahmen an Rennwagen hat während der vergangenen fünfzig Jahre eine entscheidende Rolle gespielt, um die Rundenzeiten signifikant zu verbessern. So nimmt heute die Aerodynamik-

timierung eine Schlüsselrolle ein, der sich nahezu alle Baugruppen eines Rennwagens unterordnen müssen.

Hauptziel ist dabei die Erhöhung der Radlasten auf den Reifen durch Abtrieb („Downforce“), um höhere Kurvengeschwindigkeiten zu erreichen. Dies führt jedoch umgekehrt zum Negativeffekt eines höheren Luftwiderstands („Drag“), der die Maximalgeschwindigkeit und das Beschleunigungsvermögen reduziert. Aus diesem Grund müssen alle aerodynamischen Maßnahmen zu einem Kompromiss als Optimum führen, der als „**aerodynamischer Kompromiss**“ bezeichnet wird. Dieser Kompromiss zwischen Anpressdruck und Luftwiderstand ist für jede Rennstrecke individuell zu ermitteln.

8.1 Mehr Abtrieb durch aerodynamische Maßnahmen More Downforce by Aerodynamic Measures

Der Einfluss von Abtrieb auf die Erzeugung höherer Radlasten und damit höherer Kurvengeschwindigkeiten soll stark vereinfacht durch folgenden Vergleich erläutert werden, vgl. auch Abb. 8.1. Die in einer Kurve erreichbare Querkraft (Zentripetalkraft) eines Rennwagens ohne Abtriebs-steigernde Maßnahmen berechnet sich zu:



Abb. 8.1 Bei Abtriebs-steigernden aerodynamischen Maßnahmen können die Radlasten $F_{V,z,t}$ um die Abtriebskraft $F_{L,z}$ erhöht werden, was eine signifikante Steigerung der Kurvengeschwindigkeit ermöglicht! Die Zentrifugalkraft (Reaktion) greift im Schwerpunkt V (= SP) an, die Zentripetalkraft (Aktion) aber im Rollzentrum RZ (siehe Kap. 5)

$$F_{V,y} = \mu_{W,y} \cdot F_{V,z,t} = m_{V,t,dr} \cdot a_y \quad (8.1a)$$

$$F_{V,y} = \mu_{W,y} \cdot m_{V,t,dr} \cdot g = m_{V,t,dr} \cdot \frac{v_V^2}{R} \quad (8.1b)$$

mit:

$F_{V,y}$	Zentripetalkraft, N
$\mu_{W,y}$	Haftriebungszahl in Querrichtung, –
a_y	Querbeschleunigung (Zentripetalbeschleunigung), m/s^2
v_V	Kurvengeschwindigkeit des Fahrzeugs, m/s
g	Erdbeschleunigung = $9,81\text{ m/s}^2$
$F_{V,z,t}$	Gewichtskraft des betriebsfertigen Gesamtfahrzeugs inkl. Fahrer, N
$m_{V,t,dr}$	Masse des betriebsfertigen Gesamtfahrzeugs inkl. Fahrer, kg
R	Kurvenradius, m

Die erreichbare Kurvengeschwindigkeit **ohne** Abtriebs-steigernde Maßnahmen lautet:

$$v_V = \sqrt{\mu_{W,y} \cdot g \cdot R} \quad (8.2)$$

Für das Kräftegleichgewicht eines Rennwagens mit Abtriebs-steigernden Maßnahmen folgt:

$$F_{V,y} = \mu_{W,y} \cdot (F_{V,z,t} + F_{L,z}) = m_{V,t,dr} \cdot a_y \quad (8.3a)$$

$$F_{V,y} = \mu_{W,y} \cdot (m_{V,t,dr} \cdot g + F_{L,z}) = m_{V,t,dr} \cdot \frac{v_V^2}{R} \quad (8.3b)$$

Die erreichbare Kurvengeschwindigkeit **mit** Abtriebs-steigernden Maßnahmen beträgt:

$$v_V = \sqrt{\mu_{W,y} \cdot \left(g + \frac{F_{V,L,z}}{m_{V,t,dr}} \right) \cdot R} \quad (8.4)$$

mit:

$F_{V,L,z}$ Abtriebskraft durch aerodynamische Maßnahmen, N

Beim Vergleich von (8.2) und (8.4) ist ersichtlich, dass **mit** Abtriebs-steigernden Maßnahmen ein signifikanter Geschwindigkeitsüberschuss Δv_V erzeugt werden kann:

$$\Delta v_V = \sqrt{\frac{F_{L,z}}{m_{V,t,dr}} \cdot \mu_{W,y} \cdot R} \quad (8.5)$$

Beispiel 8.1

Ein Rennwagen mit einer Masse von 535 kg (inkl. Fahrer und halber Tankfüllung) durchfährt im Trockenen bei einer Haftreibungszahl 1,3 eine Kurve mit einem Radius von 60 m. Dabei ist folgende Kurvengeschwindigkeit erreichbar:

$$v_V = \sqrt{\mu_{W,y} \cdot g \cdot R} = \sqrt{1,3 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 60 \text{ m}} = 27,66 \text{ m/s} = 99,6 \text{ km/h}$$

Durch aerodynamische Maßnahmen wird in dieser Kurve nunmehr ein Abtrieb von 150 N ermöglicht (Radlasten in Summe um 15 kg erhöht). Damit erhöht sich die erreichbare Kurvengeschwindigkeit:

$$\Delta v_V = \sqrt{\frac{F_{L,z}}{m_{V,t,dr}} \cdot \mu_{W,y} \cdot R} = \sqrt{\frac{150 \text{ N}}{535 \text{ kg}} \cdot 1,3 \cdot 60 \text{ m}} = 4,68 \text{ m/s} = 16,8 \text{ km/h}$$

Eine Steigerung der Kurvengeschwindigkeit um 16,8 km/h ist enorm! Überholmanöver ergeben sich mitunter bereits bei Geschwindigkeitsunterschieden von unter 3 km/h.

8.2 Strömungstechnische Grundlagen *Basics in Fluid Technology*

Um die Umströmung des Fahrzeugs und seiner Subsysteme und somit die Funktion von Abtriebs-erzeugenden und damit Radlast-erhöhenden Maßnahmen im Detail besser verstehen zu können, wird nachfolgend zunächst ein strömungstechnisches Grundlagenwissen vermittelt.

8.2.1 Energie- und Massenerhaltung der Strömung *Energy and Mass Conservation during Flow*

Einen der wichtigsten Grundsätze in der Strömungslehre stellt die **Energieerhaltung** einer Strömung dar. Die sogenannte **Bernoulli-Gleichung** zeigt, dass die Summe aus statischem, kinetischem (dynamischem) und potenziellem (Lage-) Druck – d. h. der Gesamtdruck einer (reibungsfreien, inkompressiblen) Strömung – stets konstant ist. Abb. 8.2 verdeutlicht die jeweiligen Druckanteile einer Strömung.

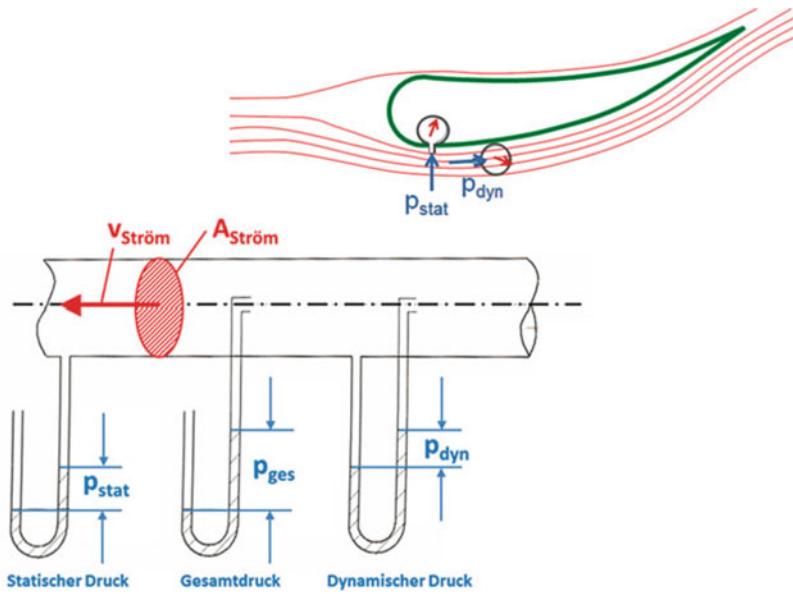


Abb. 8.2 Druckanteile einer Strömung: Der Gesamtdruck der Strömung setzt sich aus statischem und dynamischem Druck (Staudruck) zusammen (Lagedruck vernachlässigt)

$$p_{\text{stat}} + p_{\text{dyn}} + p_{\text{pot}} = p_{\text{ges}} = \text{const.} \quad (8.6)$$

$$p_{\text{stat}} + \frac{1}{2} \rho_L \cdot v_{\text{Ström}}^2 + \rho_L \cdot g \cdot z = \text{const.} \quad (8.7)$$

mit:

p_{stat} Statischer Druck, N/m² bzw. bar; 1 bar = 10⁵ N/m²

p_{dyn} Dynamischer Druck, N/m² bzw. bar

p_{pot} Druck der Lage, N/m² bzw. bar

p_{ges} Gesamtdruck, N/m² bzw. bar

ρ_L Luftdichte, kg/m³

$v_{\text{Ström}}$ Strömungsgeschwindigkeit, m/s

z Höhe zum Bezugssystem, m

g Erdbeschleunigung; 9,81 m/s²

Bei einem Rennwagen auf ebener Fahrbahn ist der Lagedruck $\rho_L \cdot g \cdot z$ vernachlässigbar. Aus (8.7) geht dann hervor, dass entlang einer Stromlinie bei steigender Strömungsgeschwindigkeit $v_V \pm v_L$ der statische Druck p_{stat} abnehmen muss, damit die gesamte Energie konstant bleibt. Aerodynamische Maßnahmen zielen folglich darauf ab, die Anteile des Gesamtdrucks vorteilhaft zu verändern, um die Radlasten zu erhöhen. Zur

direkten Messung des dynamischen Drucks werden Pitot-Sonden eingesetzt, vor allem in der Formel 1, um Anströmgeschwindigkeiten unmittelbar erfassen zu können (vgl. auch Abb. 8.2).¹

Der zweite essenzielle Grundsatz der Strömungslehre, die sogenannte **Kontinuitätsgleichung**, beschreibt die **Massenerhaltung** einer Strömung:

$$\rho_L \cdot v_{\text{Ström}} \cdot A_{\text{Ström}} = \dot{m} = \text{const.} \quad (8.8)$$

mit:

ρ_L Luftpumpe, kg/m^3

$v_{\text{Ström}}$ Strömungsgeschwindigkeit bzw. Anströmgeschwindigkeit, m/s

$A_{\text{Ström}}$ Strömungsquerschnitt, m^2

\dot{m} Massenstrom, kg/s

Die Kontinuitäts-Gleichung besagt, dass der Massenstrom durch ein bestimmtes System stets konstant ist. Wird beispielsweise die durchströmte Fläche $A_{\text{Ström}}$ kleiner, muss die Strömungsgeschwindigkeit $v_{\text{Ström}}$ zunehmen. Das bedeutet in Verbindung mit der Bernoulli-Gleichung (8.2), dass der statische Druck abnimmt. Dieser Effekt wird z. B. Unterboden des Rennwagens genutzt, um Anpressdruck zu erzielen (vgl. auch Abb. 8.7). Die Dichte des Fluids Luft ρ_L ändert sich mit den Wetterbedingungen und kann nicht als konstant angenommen werden.

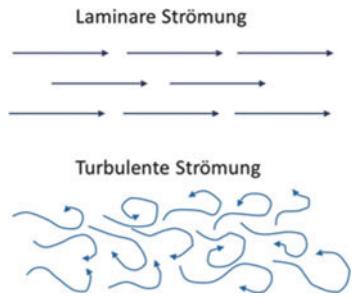
8.2.2 Laminare und turbulente Strömung sowie Grenzschicht *Laminar and turbulent Flow and boundary Layer*

Grundsätzlich wird beim umströmten Rennwagen zwischen anliegender und abgerissener Strömung unterschieden. Bei einer anliegenden Strömung folgen die Stromlinien exakt der Kontur des umströmten Körpers. Ein Strömungsabriß kann beispielsweise durch scharfe Kanten verursacht werden und hat sowohl eine reduzierte Abtriebskraft (Downforce) als auch einen höheren Luftwiderstand (Drag) zur Folge. Jedes Luftmolekül strömt mit einer gewissen Geschwindigkeit über einen Körper. Sind alle Teilchen gleichmäßig angeordnet und strömen in die gleiche Richtung, spricht man von laminarer Strömung. Für den Fall, dass einige Teilchen zeitweise in die entgegengesetzte Richtung strömen, handelt es sich um eine sogenannte turbulente Strömung, siehe Abb. 8.3.

Eine turbulente Strömung führt zu einer höheren Reibung an der umströmten Oberfläche und damit zu einem höheren Luftwiderstand. Aus diesem Grund wird bei Rennfahrzeugen i. d. R. eine laminare Strömung angestrebt. Eine Ausnahme bilden die sogenannten

¹Genaueres siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5. Kap. 1 und 3.

Abb. 8.3 Laminare und turbulente Strömung



Vortex-Generatoren (Wirbel-Generatoren, auch Turbulatoren; siehe Abschn. 8.4.3), mit deren Hilfe bewusst eine turbulente Strömung erzeugt wird, um ein Abreißen der Strömung zu verhindern.

Eine Unterscheidung zwischen laminarer und turbulenten Strömung ist durch die Reynoldszahl Re möglich, die wie folgt definiert ist:

$$Re = \frac{v_{\text{Ström}} \cdot D}{\nu_L} \quad (8.9)$$

mit:

Re	Reynoldszahl, –
$v_{\text{Ström}}$	Strömungsgeschwindigkeit bzw. Anströmgeschwindigkeit, m/s
D	Charakteristische Länge, m; bei Rohrströmungen z. B. der Rohrdurchmesser, bei Flügeln die Sehnenlänge c (siehe Abb. 8.8)
ν_L	Kinematische Viskosität der Luft, m^2/s bzw. [St = Stokes]; 1 St = $10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$

Bei Reynoldzahlen $Re > 2300$ erfolgt der Übergang von laminarer zu turbulenten Strömung. Die kinematische Viskosität der trockenen Luft ν_L ist abhängig von Druck und Temperatur, siehe Tab. 8.1.

Anzumerken ist, dass sich aus Kostengründen oftmals Modellversuche mit verkleinertem Maßstab für aerodynamische Parametervariationen (z. B. M 1:4) bewährt haben. Dabei ist zu beachten, dass für eine hinreichende Übertragbarkeit vom Modell- auf den Originalmaßstab die Reynoldszahlen als Maß für den Strömungszustand identisch sein müssen. Die charakteristische Länge D entspricht dabei jeweils der Fahrzeugglänge. Die Strömungsgeschwindigkeiten im Modellversuch sind folglich reziprok zum Verkleinerungsfaktor zu erhöhen.

Ein weiteres strömungsmechanisches Phänomen stellt die sogenannte **Grenzschicht** dar. Bei der Umströmung eines Körpers herrscht nämlich unmittelbar an der Oberfläche eine Haftbedingung, so dass die Fluidteilchen an der Oberfläche haften und folglich keine Geschwindigkeit besitzen. Mit zunehmender Entfernung von der Oberfläche erreicht die Strömungsgeschwindigkeit jedoch wieder die des freien Luftstroms, siehe auch Abb. 8.11.

Tab. 8.1 Kinematische Viskosität von trockener Luft [$10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$] in Abhängigkeit von Druck und Temperatur

$v_L/10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$		$T^\circ\text{C}$				
		-50	0	25	50	100
p / bar	1	931,1	1341,0	1558,0	1786,0	2315,0
	5	186,1	268,5	312,2	358,1	464,2
	10	93,03	134,5	156,5	179,6	232,8
	50	19,11	27,74	32,29	37,19	48,13
	100	10,53	14,82	17,23	19,72	25,34

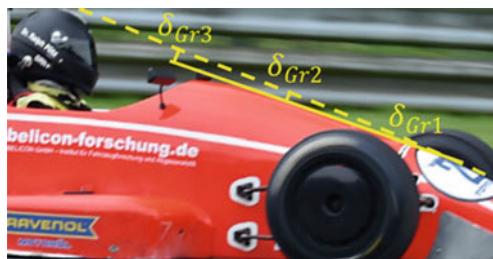


Abb. 8.4 Zunahme der Grenzschichtdicke von wenigen Millimetern an der Fahrzeugfront bis zu Zentimetern im Verlauf der Strömung. In der Grenzschicht haftet die Strömung, so dass die Fluidreibung den Fahrwiderstand erhöht

Die Grenzschichtdicke δ_{Gr} steigt von der Fahrzeugfront mit zunehmender Distanz entlang des umströmten Fahrzeugs an, so dass – je nach Geschwindigkeit – die Grenzschichtdicke an der Fahrzeugfront nur wenige Millimeter betragen kann, aber am Fahrzeugheck bereits einige Zentimeter stark sein kann, vgl. Abb. 8.4. Die Reibungseffekte nehmen mit zunehmender Grenzschichtdicke zu, da der Abstand zum freien, ungestörten Luftstrom größer wird.

► Tipp 8.1

Oftmals wird das Polieren der Rennfahrzeuge zwischen den Rennen als „Kosmetik“ und optische Maßnahme belächelt. Jedoch dienen diese Maßnahmen gezielt der Verminderung der Fluidreibung.

Dieser Oberflächeneffekt im Mikrobereich darf aber keineswegs mit dem „Golfball“-Effekt verwechselt werden, der sich auf den Makro-Bereich bezieht, da die Beulen und Grübchen rund 1 mm hoch bzw. tief sind. Der Golfball-Effekt zur Verbesserung des Luftwiderstandes im niederen turbulenten Bereich wird in Abschn. 8.4.3 behandelt.

8.3 Luftwiderstand und Abtrieb ***Drag and Downforce***

Jeder angeströmte Körper erfährt Luftkräfte, die der Form und projizierten Anströmfläche des Körpers sowie der Anströmgeschwindigkeit proportional sind.

Für den Luftwiderstand $F_{L,x}$ und den Abtrieb $F_{L,z}$ eines Rennwagens gelten folgende analoge Beziehungen:

$$F_{L,x} = c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{\text{Ström}}^2 = c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2 \quad (8.10a)$$

$$F_{L,z} = c_A \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{\text{Ström}}^2 = c_A \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2 \quad (8.11a)$$

mit:

$F_{L,x}$	Luftwiderstandskraft, N; Drag
$F_{L,z}$	Abtriebskraft, N; Downforce
ρ_L	Luftdichte, kg/m ³
c_w	Luftwiderstandsbeiwert, –
c_A	Abtriebsbeiwert, –
$v_{\text{Ström}}$	Strömungsgeschwindigkeit bzw. Anströmgeschwindigkeit, m/s
v_V	Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s
v_L	Windgeschwindigkeit, m/s
A	Angeströmter Fahrzeugquerschnitt = Projektionsfläche, m ² ; siehe Kap. 1, Abb. 1.16 und Tab. 1.11

Die Vektorsumme aus (negativer) Fahrzeug- und Windgeschwindigkeit entspricht der Anströmgeschwindigkeit (Strömungsgeschwindigkeit) $v_{\text{Ström}}$. Bei Gegenwind ist die Anströmgeschwindigkeit $v_V + v_L$, bei Rückenwind $v_V - v_L$.

Wie aus (8.6) hervorgeht, ist der Term $v_V - v_L$ der dynamische Druck p_{dyn} (Staudruck) der Strömung. Damit können die essenziellen, von der **Form** und von der **Querschnittsfläche** des umströmten Körpers abhängigen Größen isoliert werden. Dies hat den Vorteil, dass diese Größen in ihrem Zusammenspiel direkt durch gemessene Luftwiderstands- und Abtriebskräfte ausgedrückt werden können.

$$c_w \cdot A = \frac{F_{L,x}}{\frac{\rho_L}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2} = \frac{F_{L,x}}{p_{\text{dyn}}} \quad (8.10b)$$

$$c_A \cdot A = \frac{F_{L,z}}{\frac{\rho_L}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2} = \frac{F_{L,z}}{p_{dyn}} \quad (8.11b)$$

mit:

p_{dyn} Dynamischer Druck; Staudruck, N/m²

Das Produkt $c_W \cdot A$ kann problemlos durch den in Abschn. 1.6 erläuterten Ausrollversuch ermittelt werden.

► **Tipp 8.2**

Das Produkt $c_W \cdot A$ kann durch den in Abschn. 1.6 erläuterten Ausrollversuch einfach ermittelt werden.

Wie aus (8.10b) und (8.11b) ersichtlich ist, verbessert eine Erhöhung des dynamischen Drucks p_{dyn} – also des **kinetischen Anteils** der Strömung – den Abtrieb, weil $c_A \cdot A$ konstant ist, verschlechtert aber auch den Luftwiderstand, weil $c_W \cdot A$ konstant ist. Das Verhältnis c_A/c_W ist also von entscheidender Bedeutung und heißt aerodynamische Effizienz!

Anhaltswerte für die essenziellen Parameter bezogen auf den Luftwiderstand ($c_W \cdot A$) und den Abtrieb ($c_W \cdot A$) bei unterschiedlichen Rennfahrzeugen sind in Tab. 8.2 aufgeführt. Die Spannbreite der Werte ergibt sich aus unterschiedlichen Fahrhöhen und Flügeleinstellungen (jeweils vorne/hinten), der Diffusorcharakteristik sowie den weiteren aerodynamischen Einzelmaßnahmen.

Die Luftdichte ρ_L ist abhängig von den äußeren Wetterbedingungen und kann mit der bereits in Kap. 3 benutzten Allgemeinen Gasgleichung der Thermodynamik in Abhängigkeit des atmosphärischen Luftdrucks und der Lufttemperatur berechnet werden.

$$p_L \cdot V_L = m_L \cdot R_L \cdot T_L \quad (8.12a)$$

Tab. 8.2 Beispiele für Abtriebs- und Luftwiderstandsparameter verschiedener Rennwagentypen

Fahrzeugtyp	Luftwiderstandsparameter $c_W \cdot A$	Abtriebsparameter $c_A \cdot A$	c_A/c_W
Tourenwagen	ca. 0,5	ca. 0,45	bis 1
Formel 3	ca. 1,0	bis 2	bis 2
Formel 1	1,0 bis 1,4	2,0 bis 2,8	bis 2,8
LMP1/2	ca. 0,5	ca. 3,1	ca. 6

$$\rho_L = \frac{p_L}{R_L \cdot T_L} \quad (8.12b)$$

mit:

ρ_L Luftdichte, kg/m^3

p_L Luftdruck, N/m^2 ; 1 bar = $10^5 \text{ N/m}^2 = 10^5 \text{ Pa}$

V_L Luftvolumen, m^3

m_L Luftmasse, kg

T_L Lufttemperatur, K; Umrechnung: $T_L [\text{K}] = t_L [\text{ }^\circ\text{C}] + 273,15$

R_L Allgemeine Gaskonstante der trockenen Luft, $287 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)} = 287 \text{ N m/(kg} \cdot \text{K)}$

Da jedoch stets eine Luftfeuchte vorhanden ist, muss die für trockene Luft gültige (8.12b) erweitert werden:

$$\rho_L = \frac{\rho_L}{R_L \cdot T_L} + \frac{\rho_W}{R_W \cdot T_L} \quad (8.12c)$$

mit:

p_W Druck des Wasserdampfes, N/m^2 ; 1 bar = 10^5 N/m^2

R_W Allgemeine Gaskonstante des Wasserdampfes, $461,5 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$

Da der Druck des Wasserdampfes p_W für eine gegebene Außentemperatur T_L von der relativen Luftfeuchte r_L und vom Sättigungsdruck $p_{SW}(T_L)$ des Wasserdampfes abhängt, muss (8.12c) erneut erweitert werden:

$$\rho_L = \frac{p_L}{R_L \cdot T_L} + \frac{p_{SW} \cdot r_L}{R_W \cdot T_L} \quad (8.12d)$$

mit:

p_{SW} Sättigungsdruck des Wasserdampfes, N/m^2 in Abhängigkeit der Temperatur

r_L Relative Luftfeuchte, %

Der Sättigungsdruck p_{SW} als Funktion der Temperatur t_L in $^\circ\text{C}$ ($t_L [\text{ }^\circ\text{C}] = T_L [\text{K}] - 273,15$) berechnet sich nach der sogenannten Magnus-Formel wie folgt:

$$p_{SW} = 611,2 \cdot e^{\left(\frac{t_L - 17,27}{t_L + 238,3 \text{ }^\circ\text{C}}\right)} \quad (8.13)$$

Beispiel 8.2

In einem Ausrollversuch (siehe Kap. 1) wurde für ein modernes Formel-V-Fahrzeug ein c_w -Wert von 0,917 ermittelt (siehe Abb. 1.16). Die nach Abb. 1.16 berechnete Anströmfläche beträgt 1,04 m². Um den für das vorliegende Setup in Abhängigkeit der Anströmgeschwindigkeit auftretenden Luftwiderstand $F_{L,x}$ direkt zu berechnen, muss zunächst die Luftdichte für die Umgebungsbedingungen ermittelt werden. Es herrscht nach Angabe der Wetterstation ein Luftdruck von 1013 mbar bei 25 °C Außentemperatur (= 25 + 273,15 = 298,15 K) und einer relativen Luftfeuchte von 62 %. Die Analyse soll für die Fahrgeschwindigkeit 200 km/h bei Windstille erfolgen.

Der Sättigungsdruck des Wasserdampfes beträgt:

$$p_{SW} = 611,2 \cdot e^{\left(\frac{t_L \cdot 17,27}{t_L + 238,3 \text{ } ^\circ\text{C}}\right)} = 611,2 \cdot e^{\left(\frac{25 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot 17,27}{25 \text{ } ^\circ\text{C} + 238,3 \text{ } ^\circ\text{C}}\right)} = 0,0315 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 = 0,0315 \text{ bar}$$

Damit folgt für die Luftdichte:

$$\begin{aligned} \rho_L &= \frac{p_L}{R_L \cdot T_L} + \frac{p_{SW} \cdot r_L}{R_W \cdot T_L} = \frac{1,013 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2}{287 \text{ J/(kg K)} \cdot 298,15 \text{ K}} + \frac{0,0315 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \cdot 0,62}{461,5 \text{ J/(kg K)} \cdot 298,15 \text{ K}} \\ &= (1,18 + 0,01) \text{ kg/m}^3 = \mathbf{1,198 \text{ kg/m}^3} \end{aligned}$$

Der Luftwiderstand beträgt somit:

$$\begin{aligned} F_{L,x} &= c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_v \pm v_L)^2 = 0,917 \cdot 1,04 \text{ m}^2 \cdot \frac{1,198 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{200.000 \frac{\text{m}}{\text{h}}}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} \right)^2 \\ &= \mathbf{1763,2 \text{ N}} \end{aligned}$$

Nachfolgend soll untersucht werden, wie sich die Luftdichte ändert, wenn sich die Luft abkühlt. Es wird hier vereinfachend unterstellt, dass Luftdruck und relative Luftfeuchte gleich bleiben. Die Außentemperatur sei jedoch auf bei 15 °C gefallen (= 15 + 273,15 = 288,15 K).

Der Sättigungsdruck des Wasserdampfes beträgt nun:

$$p_{SW} = 611,2 \cdot e^{\left(\frac{t_L \cdot 17,27}{t_L + 238,3 \text{ } ^\circ\text{C}}\right)} = 611,2 \cdot e^{\left(\frac{15 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot 17,27}{15 \text{ } ^\circ\text{C} + 238,3 \text{ } ^\circ\text{C}}\right)} = 0,0065 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 = 0,0065 \text{ bar}$$

Die Luftdichte erhöht sich auf:

$$\rho_L = \frac{p_L}{R_L \cdot T_L} + \frac{p_{SW} \cdot r_L}{R_W \cdot T_L} = \frac{1,013 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2}{287 \text{ J/(kg K)} \cdot 288,15 \text{ K}} + \frac{0,0065 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \cdot 0,62}{461,5 \text{ J/(kg K)} \cdot 288,15 \text{ K}} \\ = (1,225 + 0,003) \text{ kg/m}^3 = \mathbf{1,233 \text{ kg/m}^3}$$

Der Luftwiderstand erhöht sich somit um knapp 3 % auf:

$$F_{L,x} = c_W \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2 = 0,917 \cdot 1,04 \text{ m}^2 \cdot \frac{1,233 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{200.000 \frac{\text{m}}{\text{h}}}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} \right)^2 \\ = \mathbf{1814,7 \text{ N}}$$

Um dieselbe Prozentzahl wird sich auch der Abtrieb erhöhen (vgl. (8.11a))! Kältere Luft bewirkt also einen höheren Abtrieb, aber auch höheren Luftwiderstand. Die Motorleistung wird sich dann aufgrund höherer Luftpumpe und damit Sauerstoffmasse ebenfalls erhöhen, falls das Kraftstoff-Luft-Verhältnis entsprechend geregelt wird.

► **Tipp 8.3**

Zur Optimierung des Abtriebs ist eine hohe Luftpumpe von Vorteil. Dies impliziert aus (8.12c) eine niedrige Lufttemperatur. Da das Verhältnis c_A/c_W i. d. R. $\gg 1$ ist, ist eine niedrige Lufttemperatur anzustreben. Das bedeutet:

- Vermeidung der Zuströmung heißer Luft aus dem Auspuff, aus dem Kühler oder von den Bremsen auf aerodynamisch relevante Systeme wie Flügel, Lufteinlässe etc. (und wenn, dann lediglich Anströmung der Flügelunterseite).
- Ausnahme: Bei Formel-1- und anderen hochdrehenden Rennwagen (18.000–20.000 1/min) strömt sehr viel heißes Abgas aus dem Auspuff, aber auch mit sehr hoher Strömungsgeschwindigkeit und damit p_{dyn} . Dies bewirkt wiederum Abtrieb, insbesondere bei Anströmung der Flügelunterseite!

► **Tipp 8.4**

Der Einfluss der Asphalttemperatur ist ein entscheidender Parameter für die Aerodynamik. Die Asphalttemperatur wirkt sich auf den Frontflügel weitaus stärker aus als auf den Heckflügel. Wenn z. B. das optimale Setup für eine Qualifying-Session am Samstagnachmittag nach tagsüber lang andauerndem Sonnenschein bei relativ hohen Temperaturen gefunden wurde, heißt das keineswegs, dass das Setup für das Rennen am Sonntagmorgen bei kälteren Temperaturen passt! Die dann beim Rennen niedrigere Asphalt- und Außentemperatur beeinflusst den Frontflügel stärker, so dass hier mehr Abtrieb entsteht. Die Einstellung des Front- oder/und Heckflügels muss also angepasst werden!

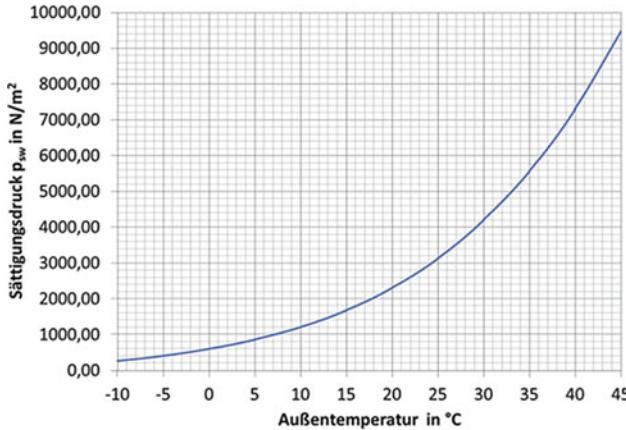


Abb. 8.5 Sättigungsdruck des Wasserdampfes in Abhängigkeit der Temperatur

Um auf die Berechnung des Sättigungsdrucks des Wasserdampfes nach (8.13) ggf. verzichten zu können, wird in Abb. 8.5 der Sättigungsdruck über der Temperatur dargestellt, so dass ein Ablesen für die jeweiligen Außenbedingungen rasch möglich ist.

Nach der in Abschn. 8.1 erfolgten, allgemeinen Betrachtung der Radlasterhöhungen und damit des Potenzials schnellerer Kurvendurchfahrten durch Erzeugung von Abtrieb soll nunmehr eine differenzierte Betrachtung der Radlasterhöhungen für die einzelnen Räder erfolgen. Die Radlasten eines Rades bei Kurvenfahrt setzen sich wie folgt zusammen:

$$\begin{aligned} \text{Gesamte Radlast} = & \text{ Radlast aus Achslastanteil gemäß Schwerpunktlage (statische Radlast, siehe Kap. 1)} \\ & + \text{Radlast aus dynamischer Achslastverlagerung (siehe Kap. 5)} \\ & + \text{Radlast aus anteiligem aerodynamischem Abtrieb} \end{aligned}$$

Damit folgt für die Radlasten der einzelnen Räder, hier am Beispiel einer Linkskurve, vgl. Abb. 8.6:

$$F_{V,z,f,r} = \frac{Ant_f \cdot m_{V,t,dr} \cdot g}{2} + \frac{Ant_{lat,f} \cdot m_{V,t,dr} \cdot a_y \cdot h_V}{b_f} + \frac{Ant_{A,f} \cdot c_A \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2}{2} \quad (8.14)$$

$$F_{V,z,f,l} = \frac{Ant_f \cdot m_{V,t,dr} \cdot g}{2} - \frac{Ant_{lat,f} \cdot m_{V,t,dr} \cdot a_y \cdot h_V}{b_f} + \frac{Ant_{A,f} \cdot c_A \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2}{2} \quad (8.15)$$

$$F_{V,z,r,r} = \frac{Ant_r \cdot m_{V,t,dr} \cdot g}{2} + \frac{Ant_{lat,r} \cdot m_{V,t,dr} \cdot a_y \cdot h_V}{b_r} + \frac{Ant_{A,r} \cdot c_A \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2}{2} \quad (8.16)$$



Abb. 8.6 Differenzierte Analyse der Radlasten je Rad während einer Linkskurve. Die blauen Pfeile charakterisieren die Erhöhung der Radlast durch Abtrieb. Dadurch erhöht sich die im Reifen übertragbare Kraft signifikant (vgl. auch (3.10)). Die Summe der Radlasten sind mit gelben Pfeilen dargestellt

$$F_{V,z,r,l} = \frac{Ant_r \cdot m_{V,t,dr} \cdot g}{2} - \frac{Ant_{lat,r} \cdot m_{V,t,dr} \cdot a_y \cdot h_V}{b_r} + \frac{Ant_{A,r} \cdot c_A \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2}{2} \quad (8.17)$$

mit:

- Ant_f Achslastanteil vorne, –
- Ant_r Achslastanteil hinten, –
- $Ant_{lat,f}$ Anteil der lateralen dynamischen Achslastverlagerung vorne, –
- $Ant_{lat,r}$ Anteil der lateralen dynamischen Achslastverlagerung hinten, –
- $Ant_{A,f}$ Anteil des Abtriebs vorne, –
- $Ant_{A,r}$ Anteil des Abtriebs hinten, –
- a_y Querbeschleunigung (Zentripetalbeschleunigung), m/s^2
- g Erdbeschleunigung = $9,81 \text{ m/s}^2$
- $m_{V,t,dr}$ Masse des betriebsfertigen Gesamtfahrzeugs inkl. Fahrer, kg
- h_V Höhe des Fahrzeugschwerpunktes, m
- b_f Spurweite vorne, m
- b_r Spurweite hinten, m
- v_L Windgeschwindigkeit, m/s
- v_V Kurvengeschwindigkeit des Fahrzeugs, m/s
- A Angestromter Fahrzeugquerschnitt = Projektionsfläche, m^2 ; siehe Kap. 1, Abb. 1.16

In (8.14) bis (8.17) wurde zur Vereinfachung angenommen, dass sich die statischen Radlasten an den Seiten einer Achse nicht unterscheiden.

Die Ermittlung einer optimalen Abtriebs-Balance und damit von $Ant_{A,f,opt}$ und $Ant_{A,r,opt}$ ist in Abschn. 8.4 beschrieben.

8.4 Maßnahmen zur Erzeugung von Abtrieb *Measures for Generating Downforce*

Im Wesentlichen beruht die Erzeugung von Abtrieb auf zwei Ansätzen:

- Abtrieb durch Überströmung von Tragflügeln.
- Abtrieb durch Beschleunigung der Luft unter dem Fahrzeug.

In Abb. 8.7 sind diese Maßnahmen und ihre Wirkungen auf den Abtrieb dargestellt. Es ist erkennbar, dass der Frontflügel einen signifikanten Anstieg des Abtriebs hervorruft. In der Folge wird dieser insbesondere durch den Auftrieb der Vorderräder und durch die Auftrieb-generierende Form des Monocoques wieder vermindert. Am Eintritt des Diffusors findet dann wieder eine Erhöhung des Abtriebs statt, der dann durch den Heckflügel wieder vergrößert wird.

8.4.1 Tragflügel, Gurney-Flaps und Winglets *Wings, Gurney Flaps and Winglets*

Die Tragflügel eines Rennfahrzeugs arbeiten nach demselben Prinzip wie die Flügel eines Flugzeugs, mit dem Unterschied, dass sie bei einem Rennwagen umgedreht installiert

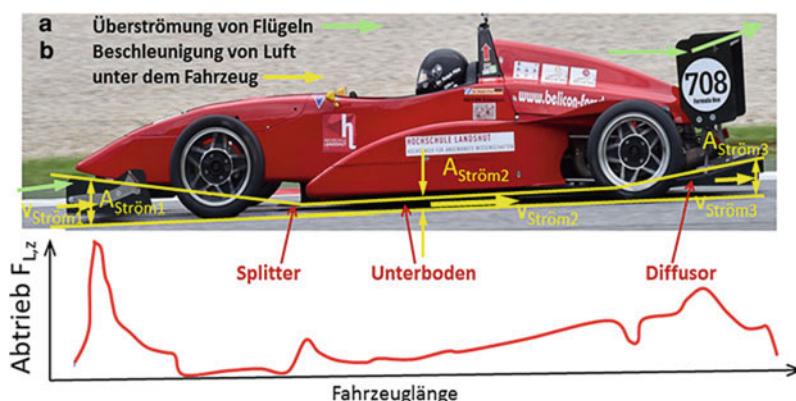


Abb. 8.7 Verlauf des Abtriebs über der Fahrzeulgänge und zugehörige Hauptmaßnahmen zur Erzeugung von Abtrieb

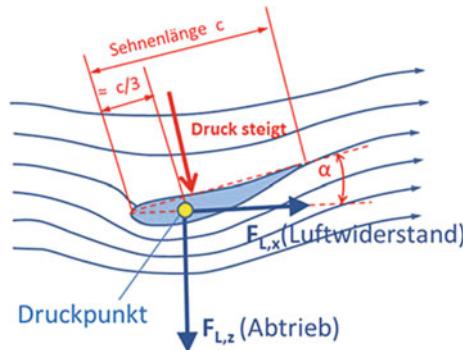


Abb. 8.8 Strömungsverhältnisse und Kräfte am Flügel eines Rennwagens

werden und somit eine Abtriebskraft statt einer Auftriebskraft erzeugen. Grundsätzlich wird im Rennsport durch die Wölbung des Flügelprofils eine zum Boden gerichtete Druckdifferenz zwischen Ober- und Unterseite und damit (Anpress-)Kraft erzeugt, siehe Abb. 8.8. Die Fluidteilchen müssen über dem Flügel einen kürzeren Weg zurücklegen als unter dem Flügel und werden nach oben abgelenkt. Nach der in Abschn. 8.2.1 beschriebenen Bernoulli-Gleichung ((8.7); Energieerhaltung) ist die Energie in der Strömung stets konstant. Das heißt, dass da der kinetische Energieanteil p_{dyn} der Strömung oberhalb des Flügels geringer ist der statische Druck p_{Stat} über dem Flügel zunimmt. Unter dem Flügel ist der kinetische Anteil der Strömung größer, so dass der statische Druck dort abnimmt. Die daraus resultierende Druckdifferenz führt zu der gewünschten Abtriebskraft $F_{L,z}$ am Flügel. Durch die Ablenkung der Luft nach oben über dem Flügel wird darüber hinaus ein Impuls nach unten erzeugt. Beide Effekte verursachen den Abtrieb. Gleichzeitig tritt jedoch auch die unerwünschte Luftwiderstandskraft $F_{L,x}$ am Flügel auf. Beide Kräfte – Abtrieb und Luftwiderstand – bilden durch Vektoraddition eine resultierende Kraft, die im sogenannten Druckpunkt angreift, der in etwa bei einem Drittel der Sehnenlänge des Flügels liegt. Eine stärkere Ablenkung der Stromlinien, beispielsweise durch Flügel mit stärkerer Wölbung oder einen steileren Anstellwinkel α des Flügels, führt demzufolge zu einer größeren Druckdifferenz und damit zu einer höheren Abtriebskraft. Abb. 8.9 zeigt ein Beispiel. Bestimmte Werte dürfen jedoch nicht überschritten werden, da es sonst zu einem Strömungsabriss und zu einem damit verbundenen Verlust von Abtrieb kommen kann. Jede Verbesserung des Abtriebs am Flügel führt wie beschrieben zur Erhöhung des Luftwiderstands (siehe Beispiel in Abb. 8.10).

Für den Luftwiderstand $F_{L,x}$ und den Abtrieb $F_{L,z}$ eines Flügels gelten analog (8.10a) und (8.11a):

$$F_{L,x} = c_{W,\text{Fl}} \cdot c \cdot s \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{\text{Ström}}^2 = c_{W,\text{Fl}} \cdot c \cdot s \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2 \quad (8.18)$$

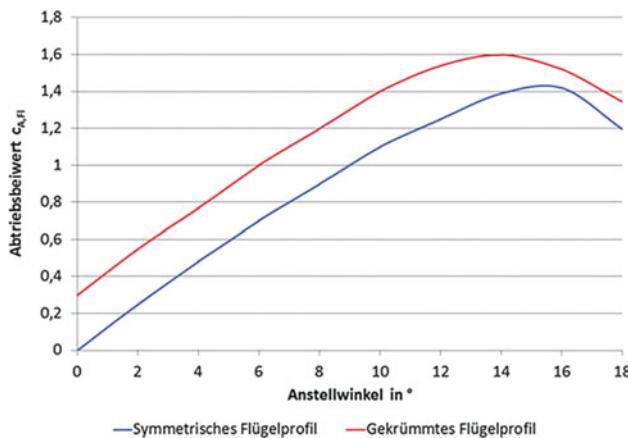


Abb. 8.9 Beispiel für die Optimierung des Abtriebsbeiwertes von Flügeln durch Veränderung des Anstellwinkels oder Wahl eines alternativen Flügelprofils

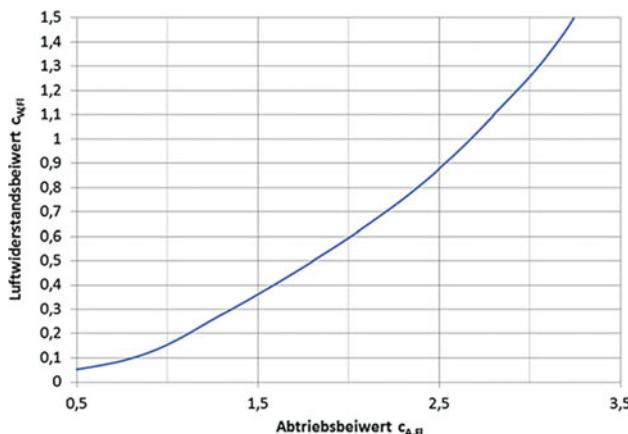


Abb. 8.10 Beispiel für die Zunahme des Luftwiderstandsbeiwertes bei Verbesserung der Abtriebsbeiwerte von Flügeln

$$F_{L,z} = c_{A,fl} \cdot c \cdot s \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Ström}^2 = c_{A,fl} \cdot c \cdot s \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2 \quad (8.19)$$

mit:

- $c_{W,fl}$ Luftwiderstandsbeiwert eines Flügels, –
- $c_{A,fl}$ Abtriebsbeiwert eines Flügels, –
- c Sehnenlänge eines Flügels, m; siehe Abb. 8.8
- s Spannweite eines Flügels, m

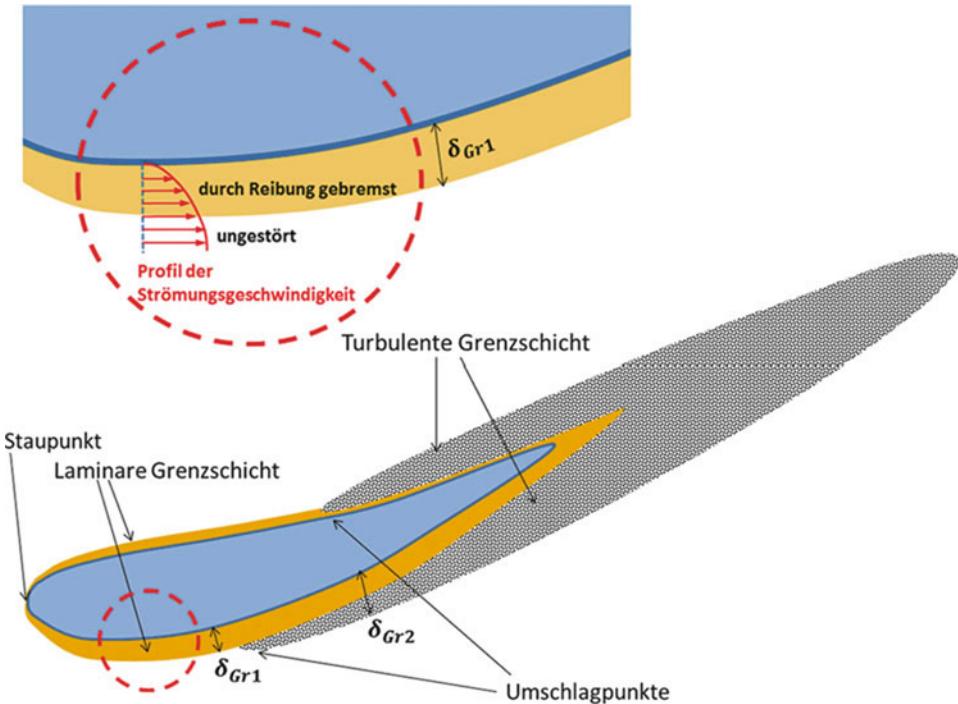


Abb. 8.11 Laminare und turbulente Grenzschichten am Flügel eines Rennwagens

Beispiel 8.3: Einfluss der Heckflügelverstellung

Bei einem Formel-3-Rennwagen (derselbe aus den früheren Beispielen, siehe Tab. 8.3) tritt in einer Kurve, die mit 100 km/h durchfahren wird und in der laut Datenaufzeichnung eine Zentripetalbeschleunigung von 1,31 g (12,86 m/s²) gemessen wird, in Phase 3 ein leichtes Übersteuern auf. Deshalb sollen an der Hinterachse die Radlasten lediglich durch Verstellung des Heckflügels erhöht werden. Der bisherige Anstellwinkel lag bei 6°. Es soll nun ein Anstellwinkel von 8° versucht werden. Damit ändert sich der Abtriebsbeiwert des Flügels $c_{A,Fl}$ von 1,0 auf 1,2, vgl. Abb. 8.9. Vor der Änderung möchte der Renningenieur die Auswirkungen quantifizieren.

Der Abtriebsbeiwert des Gesamtfahrzeugs c_A beträgt für die ursprüngliche Einstellung laut Windkanalmessung vor der Saison 2,62.

Bei der Vermessung des Rennwagens (siehe Kap. 1) wurden folgende Messwerte erhoben:

Die Verteilung der lateralen dynamischen Achslastverlagerung bei Kurvenfahrt (siehe Kap. 5) ist laut aktueller Einstellung der Fahrwerksgeometrie vorne und hinten nahezu identisch.

Messungen bei Ausroll- und Konstantfahrt-Versuchen mit der ursprünglichen Flügeleinstellung vor der Saison ergaben einen Beitrag des Unterbodens von 37 %, des Frontflügels von 33 % und des Heckflügels von 30 % zum Abtrieb. Bisher lag damit auf

Tab. 8.3 Werte aus der Wägung des rennfertigen Fahrzeugs (inkl. Fahrer und halber Tankfüllung für Renndistanz)

Vorderachslast (mit Fahrer)	$m_{V,f}$	kg	226
Hinterachslast (mit Fahrer)	$m_{V,r}$	kg	310
Gesamtmasse (mit Fahrer)	$m_{V,dr}$	kg	536
Spurweite vorne	b_f	mm	1480
Spurweite hinten	b_r	mm	1300
Anströmfläche	A	m^2	1,06
Schwerpunktshöhe	h_V	mm	330

der Vorderachse der aerodynamische Anteil des Abtriebs um etwa 10,5 % höher als auf der Hinterachse. Das bedeutet einen aerodynamischen Abtriebsanteil auf der Vorderachse von 52,5 % und an der Hinterachse von 47,5 %. Offenbar trägt bei einem Abtriebsanteil des Frontflügels von 33 % der Unterboden mit 19,5 % zum Abtrieb auf der Vorderachse und 17,5 % zum Abtrieb auf der Hinterachse bei.

Da derselbe Heckflügel weiter verwendet wird, ändern sich die Sehnenlänge und Spannweite und damit die Flügelfläche nicht ($c \cdot s = \text{const.}$) Damit ist nach (8.19) die Änderung des Abtriebs ausschließlich abhängig von der Änderung des Abtriebsbeiwertes des Flügels:

$$\frac{F_{L,z,\text{neu}}}{F_{L,z,\text{ursprünglich}}} = \frac{c_{A,\text{Fl},\text{neu}}}{c_{A,\text{Fl},\text{ursprünglich}}} = \frac{1,2}{1,0} = 1,2$$

Die neue Einstellung erhöht also die Abtriebskraft des Heckflügels um 20 %! Damit ergibt sich auch eine geänderte Verteilung des Abtriebs am Fahrzeug:

Vorher

Abtrieb Vorderachse: 33 % Flügel + 19,5 % Unterboden = 52,5 %

Abtrieb Hinterachse: 30 % Flügel + 17,5 % Unterboden = 47,5 %

Nachher

Abtrieb Vorderachse: 33 % Flügel + 19,5 % Unterboden = 52,5 % **entspricht neu: 49,5 %**

Abtrieb Hinterachse: **36 %** Flügel + 17,5 % Unterboden = 53,5 % **entspricht neu: 50,5 %**

Nunmehr liegen also 50,5 % des Abtriebs auf der Hinterachse und 49,5 % auf der Vorderachse. Der Abtrieb an der Hinterachse wurde von 47,5 % auf 50,5 % erhöht, was einer relativen Erhöhung von mehr als 6 % entspricht. Eine **Erhöhung des Abtriebs am Heckflügel um 20 %** ermöglicht im vorliegenden Beispiel folglich eine **Erhöhung des Abtriebs an der Hinterachse um mehr als 6 %**. Der Abtrieb bezogen auf das Gesamtfahrzeug steigt um exakt 6 %. Aus (8.11b) folgt bei nahezu unveränderter Anströmfläche A des Gesamtfahrzeugs (lediglich h_c ändert sich geringfügig, siehe Abb. 1.16) und konstantem dynamischem Druck p_{dyn} eine Änderung des Abtriebsbeiwertes des Gesamtfahrzeugs um +6 %:

$$\frac{c_{A,\text{neu}}}{c_{A,\text{ursprünglich}}} = \frac{F_{L,z,\text{neu}}}{F_{L,z,\text{ursprünglich}}} = \frac{106 \%}{100 \%} = 1,06$$

Der neue Abtriebsbeiwert des Gesamtfahrzeugs beträgt nunmehr $c_{A,\text{neu}} = 1,06 \cdot 2,62 = 2,78$

Es soll nun untersucht werden, wie sich dadurch die einzelnen Radlasten in der fraglichen Linkskurve ändern (Luftdichte $\rho_L = 1,20 \text{ kg/m}^3$).

Vorher

Mit der **ursprünglichen Heckflügel-Einstellung** ergeben sich folgende Radlasten der einzelnen Räder:

$$F_{V,z,f,r} = \frac{Ant_f \cdot m_{V,t,dr} \cdot g}{2} + \frac{Ant_{lat,f} \cdot m_{V,t,dr} \cdot a_y \cdot h_V}{b_f} + \frac{Ant_{A,f} \cdot c_A \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2}{2}$$

$$F_{V,z,f,r} = \frac{226 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2} + \frac{0,5 \cdot 536 \text{ kg} \cdot 12,86 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,33 \text{ m}}{1,48 \text{ m}}$$

$$+ \frac{0,525 \cdot 2,62 \cdot 1,06 \text{ m}^2 \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{100}{3,6} \text{ m/s}\right)^2}{2} = 2214,5 \text{ N}$$

$$F_{V,z,f,l} = \frac{Ant_f \cdot m_{V,t,dr} \cdot g}{2} - \frac{Ant_{lat,f} \cdot m_{V,t,dr} \cdot a_y \cdot h_V}{b_f} + \frac{Ant_{A,f} \cdot c_A \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2}{2}$$

$$F_{V,z,f,l} = \frac{226 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2} - \frac{0,5 \cdot 536 \text{ kg} \cdot 12,86 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,33 \text{ m}}{1,48 \text{ m}}$$

$$+ \frac{0,525 \cdot 2,62 \cdot 1,06 \text{ m}^2 \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{100}{3,6} \text{ m/s}\right)^2}{2} = 677,6 \text{ N}$$

$$F_{V,z,r,r} = \frac{Ant_r \cdot m_{V,t,dr} \cdot g}{2} + \frac{Ant_{lat,r} \cdot m_{V,t,dr} \cdot a_y \cdot h_V}{b_r} + \frac{Ant_{A,r} \cdot c_A \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2}{2}$$

$$F_{V,z,r,r} = \frac{310 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2} + \frac{0,5 \cdot 536 \text{ kg} \cdot 12,86 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,33 \text{ m}}{1,30 \text{ m}}$$

$$+ \frac{0,475 \cdot 2,62 \cdot 1,06 \text{ m}^2 \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{100}{3,6} \text{ m/s}\right)^2}{2} = 2700,8 \text{ N}$$

$$F_{V,z,r,l} = \frac{Ant_r \cdot m_{V,t,dr} \cdot g}{2} - \frac{Ant_{lat,r} \cdot m_{V,t,dr} \cdot a_y \cdot h_V}{b_r} + \frac{Ant_{A,r} \cdot c_A \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2}{2}$$

$$F_{V,z,r,l} = \frac{310 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2} - \frac{0,5 \cdot 536 \text{ kg} \cdot 12,86 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,33 \text{ m}}{1,30 \text{ m}}$$

$$+ \frac{0,475 \cdot 2,62 \cdot 1,06 \text{ m}^2 \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{100}{3,6} \text{ m/s}\right)^2}{2} = 951,0 \text{ N}$$

Die in der aktuellen Lastsituation maximal übertragbaren Reifenkräfte je Rad folgen nach (3.10) mit den Faktoren $k_{Fr,0} = 2,5$ und $k_{Fr,L} = 6,5 \cdot 10^{-5}$ 1/N:

$$TCT_{Radius} = k_{Fr,0} \cdot (1 - k_{Fr,L} \cdot F_{W,Z}) \cdot F_{W,Z}$$

$$TCT_{Radius,f,r} = 2,5 \cdot \left(1 - 6,5 \cdot 10^{-5} \left[\frac{1}{N}\right] \cdot 2214,5\text{ N}\right) \cdot 2214,5\text{ N} = \mathbf{4739,3\text{ N}}$$

$$TCT_{Radius,f,l} = 2,5 \cdot \left(1 - 6,5 \cdot 10^{-5} \left[\frac{1}{N}\right] \cdot 677,6\text{ N}\right) \cdot 677,6\text{ N} = \mathbf{1619,4\text{ N}}$$

$$TCT_{Radius,r,r} = 2,5 \cdot \left(1 - 6,5 \cdot 10^{-5} \left[\frac{1}{N}\right] \cdot 2700,8\text{ N}\right) \cdot 2700,8\text{ N} = \mathbf{5566,7\text{ N}}$$

$$TCT_{Radius,r,l} = 2,5 \cdot \left(1 - 6,5 \cdot 10^{-5} \left[\frac{1}{N}\right] \cdot 951,0\text{ N}\right) \cdot 951,0\text{ N} = \mathbf{2230,5\text{ N}}$$

In der Summe könnten mit dem ursprünglichen Setup an der Vorderachse Querkräfte in Höhe von **6358,7 N** und an der Hinterachse Querkräfte in Höhe von **7797,2 N** übertragen werden.

Nachher

Mit der **modifizierten (steileren) Heckflügel-Einstellung** ergeben sich folgende Radlasten der einzelnen Räder:

$$F_{V,z,f,r} = \frac{Ant_f \cdot m_{V,t,dr} \cdot g}{2} + \frac{Ant_{lat,f} \cdot m_{V,t,dr} \cdot a_y \cdot h_V}{b_f} + \frac{Ant_{A,f} \cdot c_A \cdot A \cdot \frac{\rho_1}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2}{2}$$

$$F_{V,z,f,r} = \frac{226\text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2} + \frac{0,5 \cdot 536\text{ kg} \cdot 12,86 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,33\text{ m}}{1,48\text{ m}}$$

$$+ \frac{0,495 \cdot 2,78 \cdot 1,06\text{ m}^2 \cdot \frac{1,2\text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{100}{3,6}\text{ m/s}\right)^2}{2} = \mathbf{2214,7\text{ N}}$$

$$F_{V,z,f,l} = \frac{Ant_f \cdot m_{V,t,dr} \cdot g}{2} - \frac{Ant_{lat,f} \cdot m_{V,t,dr} \cdot a_y \cdot h_V}{b_f} + \frac{Ant_{A,f} \cdot c_A \cdot A \cdot \frac{\rho_1}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2}{2}$$

$$F_{V,z,f,l} = \frac{226\text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2} - \frac{0,5 \cdot 536\text{ kg} \cdot 12,86 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,33\text{ m}}{1,48\text{ m}}$$

$$+ \frac{0,495 \cdot 2,78 \cdot 1,06\text{ m}^2 \cdot \frac{1,2\text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{100}{3,6}\text{ m/s}\right)^2}{2} = \mathbf{677,7\text{ N}}$$

$$F_{V,z,r,r} = \frac{Ant_r \cdot m_{V,t,dr} \cdot g}{2} + \frac{Ant_{lat,r} \cdot m_{V,t,dr} \cdot a_y \cdot h_V}{b_r} + \frac{Ant_{A,r} \cdot c_A \cdot A \cdot \frac{\rho_1}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2}{2}$$

$$F_{V,z,r,r} = \frac{310 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2} + \frac{0,5 \cdot 536 \text{ kg} \cdot 12,86 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,33 \text{ m}}{1,30 \text{ m}}$$

$$+ \frac{0,505 \cdot 2,78 \cdot 1,06 \text{ m}^2 \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{100}{3,6} \text{ m/s}\right)^2}{2} = \mathbf{2739,9 \text{ N}}$$

$$F_{V,z,r,l} = \frac{Ant_r \cdot m_{V,t,dr} \cdot g}{2} - \frac{Ant_{lat,r} \cdot m_{V,t,dr} \cdot a_y \cdot h_V}{b_r} + \frac{Ant_{A,r} \cdot c_A \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_V \pm v_L)^2}{2}$$

$$F_{V,z,r,l} = \frac{310 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2} - \frac{0,5 \cdot 536 \text{ kg} \cdot 12,86 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,33 \text{ m}}{1,30 \text{ m}}$$

$$+ \frac{0,505 \cdot 2,78 \cdot 1,06 \text{ m}^2 \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{100}{3,6} \text{ m/s}\right)^2}{2} = \mathbf{990,1 \text{ N}}$$

Die in der aktuellen Lastsituation maximal übertragbaren Reifenkräfte je Rad folgen nach (3.10) mit den Faktoren $k_{Fr,0} = 2,5$ und $k_{Fr,L} = 6,5 \cdot 10^{-5} \text{ 1/N}$:

$$TCT_{Radius} = k_{Fr,0} \cdot (1 - k_{Fr,L} \cdot F_{W,Z}) \cdot F_{W,Z}$$

$$TCT_{Radius,f,r} = 2,5 \cdot \left(1 - 6,5 \cdot 10^{-5} \left[\frac{1}{\text{N}}\right] \cdot 2214,5 \text{ N}\right) \cdot 2214,5 \text{ N} = \mathbf{4739,7 \text{ N}}$$

$$TCT_{Radius,f,l} = 2,5 \cdot \left(1 - 6,5 \cdot 10^{-5} \left[\frac{1}{\text{N}}\right] \cdot 677,6 \text{ N}\right) \cdot 677,6 \text{ N} = \mathbf{1619,6 \text{ N}}$$

$$TCT_{Radius,r,r} = 2,5 \cdot \left(1 - 6,5 \cdot 10^{-5} \left[\frac{1}{\text{N}}\right] \cdot 2700,8 \text{ N}\right) \cdot 2700,8 \text{ N} = \mathbf{5629,9 \text{ N}}$$

$$TCT_{Radius,r,r} = 2,5 \cdot \left(1 - 6,5 \cdot 10^{-5} \left[\frac{1}{\text{N}}\right] \cdot 951,0 \text{ N}\right) \cdot 951,0 \text{ N} = \mathbf{2316,0 \text{ N}}$$

In der Summe könnten mit dem geänderten Setup an der Vorderachse Querkräfte in Höhe von **6359,3 N** (vorher 6358,7 N) und an der Hinterachse Querkräfte in Höhe von **7945,8 N** (vorher 7797,2 N) übertragen werden. Mit der steileren Heckflügelstellung können die **Querkräfte an der Hinterachse** – bei nahezu unveränderten Querkräften an der Vorderachse – **um rund 2 % gesteigert** werden.

Fazit

- Eine Erhöhung des Abtriebs am Heckflügel um 20 % ermöglicht im vorliegenden Beispiel eine Erhöhung des Abtriebs an der Hinterachse um mehr als 6 %.
- Der Abtrieb bezogen auf das Gesamtfahrzeug steigt um exakt 6 %.
- Die Querkräfte an der Hinterachse können (bei nahezu unveränderten Querkräften an der Vorderachse) und ohne weitere Maßnahmen um rund 2 % (entspricht ca. 149 N) gesteigert werden.

Da an der Oberseite eines Flügels ein höherer Druck herrscht als unterhalb des Flügels, sind die Luftmoleküle stets bestrebt, einen Druckausgleich zwischen Ober- und Unterseite herbeizuführen. Daher neigt die Luft dazu, von der Ober- zur Unterseite des Flügels zu strömen, was neben einem Verlust an Abtriebskraft auch Wirbel an den Flügelenden entstehen lässt. Dies wird als sogenannter **induzierter Luftwiderstand** bezeichnet. Dies drückt sich einerseits in einer **turbulenten Wirbelschleppen** an den **Flügel spitzen** (siehe Abb. 8.11) und andererseits in einer turbulenten Wirbelschleppen an der **Seite des Flügels** aus (siehe Abb. 8.12). Beiden Formen des induzierten Luftwiderstandes muss mit geeigneten Maßnahmen begegnet werden.

In Abschn. 8.2.2 und Abb. 8.4 wurde bereits auf die Grenzschicht eingegangen. Abb. 8.11 zeigt, dass in einer Grenzschicht die Strömung durch Reibung gebremst wird, in einer turbulenten Strömung kann es dann zur Ablösung mit hohen induzierten Luftwiderständen kommen. Der Reibungswiderstand an der Oberfläche des Flügels bremst also den Rennwagen, indem er in der Grenzschicht die kinetische Energie in Wärmeenergie umwandelt. Der Reibungswiderstand (auch: Schubspannungswiderstand) hängt davon ab, ob die anliegende Strömung laminar oder turbulent ist. Er kann wie bereits erwähnt durch eine hohe Oberflächengüte verbessert werden, indem die Strömung möglichst laminar gehalten wird.

Um ein optimales Verhältnis zwischen Abtrieb und Luftwiderstand für einen Heckflügel zu erreichen, sollte dieser so hoch wie möglich angeordnet werden, denn je höher der

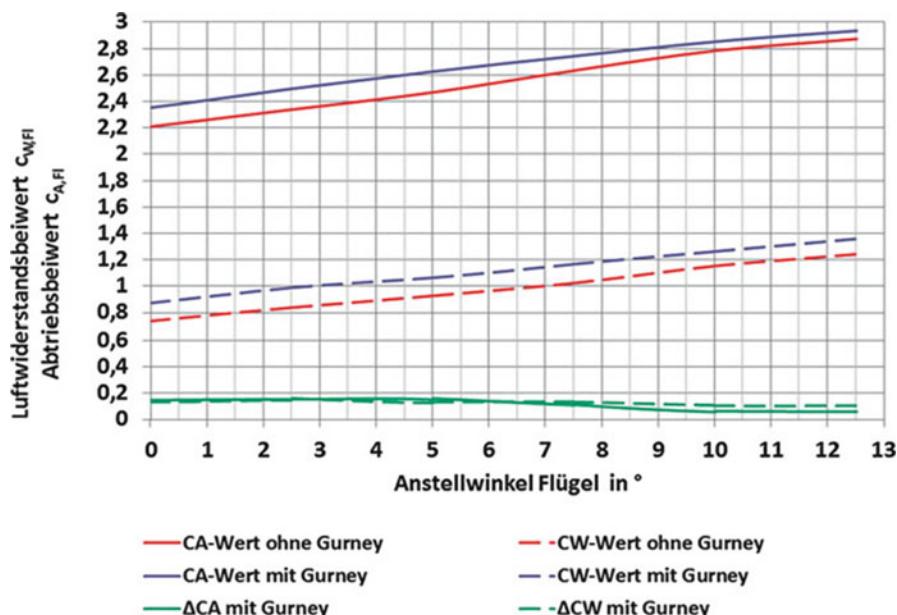


Abb. 8.12 Beispiel für die Erhöhung des Abtriebs und Vergrößerung des Luftwiderstandes von Gurney-Flaps anhand der Beiwerte in Abhängigkeit des Anstellwinkels

Flügel installiert ist, umso näher kommt er dem freien Luftstrom über dem Rennwagen. Damit steigt die Wahrscheinlichkeit einer laminaren Strömung am Flügel.

Eine effektive Maßnahme zur Steigerung des Abtriebs an einem Flügel ist die Anbringung einer sogenannten **Gurney-Leiste** (Gurney-Flap) am hinteren Ende des Flügelprofils, siehe Abb. 8.13. Dabei handelt es sich um einen einfachen Metallwinkel. Dadurch wird dem Luftstrom eine zusätzliche vertikale Geschwindigkeitskomponente verliehen und dieser somit nach oben abgeleitet. Der daraus entstehende Gegenimpuls führt zu einer Steigerung des Abtriebs. Außerdem wird der Luftstrom vor der Leiste abgebremst, wodurch nach dem Gesetz der Energieerhaltung (Bernoulli-Gleichung) der statische Druck p_{stat} über dem Flügel zunimmt. Zahlreiche Windkanalversuche haben ergeben, dass eine Gurney-Leiste gegenläufige Wirbel unmittelbar hinter sich erzeugt. Dadurch wird die Sehnenlänge c des Flügels um den Betrag c^* künstlich verlängert, was gemäß (8.19) den Abtrieb (aber auch den Luftwiderstand!) vergrößert. Anhaltswerte liefert Abb. 8.12. Daraus ist erkennbar, dass sich die Abtriebs-erhöhenden Effekte des Gurney-Flaps mit zunehmendem Anstellwinkel verringern, aber auch der Luftwiderstand. Dies resultiert aus einem Druckabfall hinter dem Gurney-Flap, wodurch der Strömungsabriss hinausgezögert wird und damit der Anstellwinkel des Flügels erhöht werden kann. Ebenso ist es möglich, bei identischer Abtriebskraft einen kleineren Anstellwinkel und damit geringeren Luftwiderstand zu erzeugen.

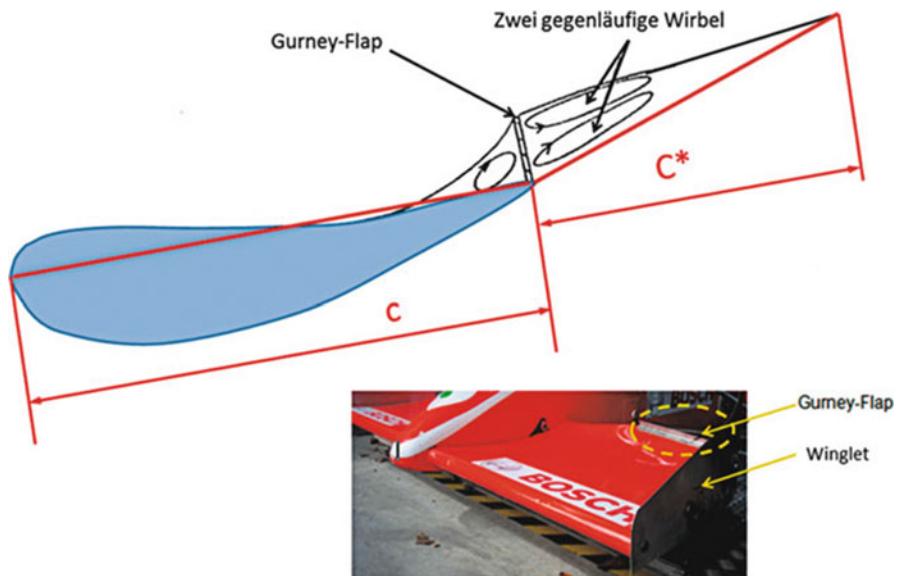


Abb. 8.13 Gurney-Flaps am Flügelende erzeugen zwei gegenläufige Wirbel und damit eine Verlängerung der Sehnenlänge des Flügels. Dies bewirkt je nach Anströmgeschwindigkeit eine signifikante Steigerung des Abtriebs

► **Tipp 8.5**

Auf Hochgeschwindigkeitsrennstrecken ist zu erwägen, Gurney-Flaps zum Zweck einer höheren aerodynamischen Effizienz zu demontieren, um höhere Geschwindigkeiten zu erreichen. Die Entscheidung muss jedoch immer mit Blick auf die aerodynamische Balance des Gesamtfahrzeugs erfolgen.

Eine weitere Form des induzierten Widerstands wird durch Randwirbel an den Flügelenden verursacht, so dass weitere kinetische Energie dem Abtrieb erzeugenden Strömungssystem entzogen wird. Abhilfe bieten hier Endplatten an den Front- und Heckflügeln, sogenannte **Winglets**, siehe Abb. 8.14.

Oft verfügt der Heckflügel über einen zusätzlichen, darunter angeordneten Flügel. Das untere Flügelement, das sogenannte **Beam Wing**, hat neben der Erzeugung zusätzlicher Abtriebskraft noch eine weitere Aufgabe. Durch die Anordnung nahe dem Diffusorausgang kommt es zu einer Interaktion zwischen Beam Wing und Fahrzeugunterboden. Der unter diesem Flügel herrschende Niederdruckbereich führt zu einer Sogwirkung, der die Luft im Diffusor (siehe Abschn. 8.4.2) und damit unter dem Unterboden zusätzlich beschleunigt, was wiederum zu einem höheren Anpressdruck des gesamten Fahrzeugs führt. Abb. 8.15 dokumentiert den prozentualen Gewinn an Abtrieb in Abhängigkeit der Flügelzahl, aber auch die Verschlechterung des c_A/c_W -Verhältnisses (Abtrieb zu Luftwiderstand).



Abb. 8.14 Der konsequente Einsatz von Winglets an den Flügeln eines Rennwagens verhindert, dass die den Abtrieb erzeugende Strömungsenergie verringert wird

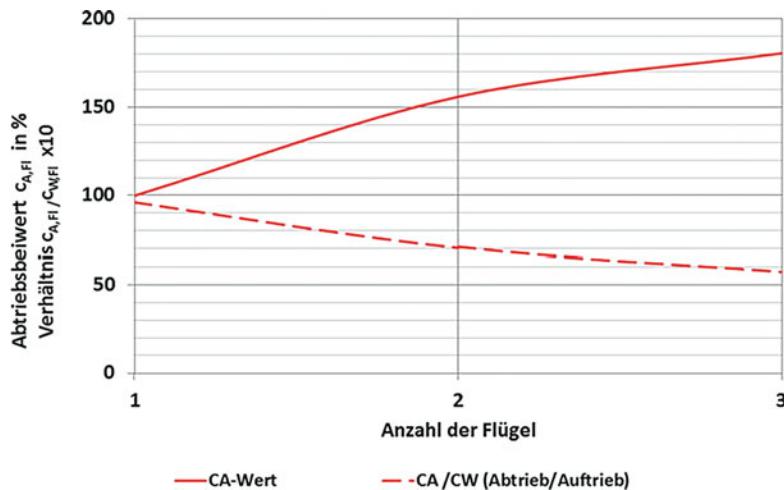


Abb. 8.15 Beispiel für die Erhöhung des Abtriebs und Vergrößerung des Luftwiderstandes in Abhängigkeit der Flügelzahl

► **Tipp 8.6**

Für eine optimale Ausnutzung der Sogwirkung des unteren Flügelprofils (Beam Wing) sollte dessen Unterseite so tief wie möglich angeordnet werden, damit diese möglichst auf Höhe der Oberseite des Diffusors liegt und von diesem direkt angeströmt wird.

Mitunter ist auch der obere Flügel nicht als ein Bauteil, sondern mit zwei hintereinander angeordneten Flügeln dargestellt. Die hat den gleichen Effekt wie eine Verlängerung der Sehnenlänge des Flügels, jedoch durch die Beschleunigung der Strömung zwischen den Flügeln auch eine Reduzierung des induzierten Widerstands durch besser anliegende Strömung oberhalb des Hauptflügels.

Manche Lieferanten bieten ein Portfolio an unterschiedlichen Flügel-Konfigurationen mit einem oder mehreren Flügeln an, für die auch die Werte für Abtrieb (Downforce) und Luftwiderstand (Drag) und deren Verhältnis zueinander angegeben werden. Beispiele sind in Abb. 8.16 gezeigt.

8.4.2 Beschleunigung der Strömung unter dem Fahrzeug und Diffusor *Acceleration of the Flow under the Vehicle Floor and Diffusor*

Neben der Überströmung von den Front- und Heckflügeln eines Rennwagens nimmt die Beschleunigung der Luftmoleküle unter dem Rennwagen eine Schlüsselstellung bei der

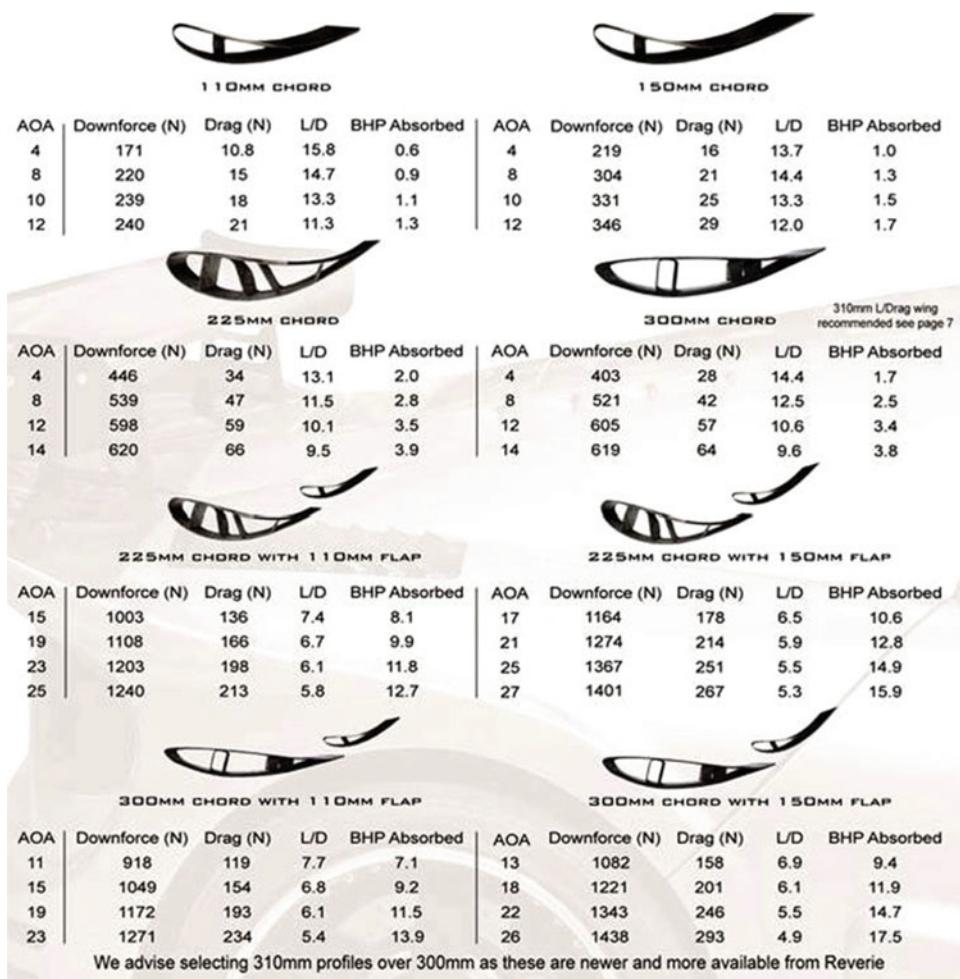


Abb. 8.16 Beispiele für Heckflügelkonfigurationen. (Quelle: ReVerie Ltd.); mit: AOA: Anstellwinkel (Angle of attack), BHP: Widerstandsleistung (Brake horse power)

Erzeugung von Abtrieb ein. In Abb. 8.7 ist das physikalische Prinzip dargestellt. Der Strömungsquerschnitt der Luft wird von $A_{\text{Ström}1}$ unter dem Fahrzeug auf $A_{\text{Ström}2}$ verringert. Gemäß der Kontinuitätsgleichung ((8.8); Massenerhaltung) nimmt die Geschwindigkeit der Strömung im Querschnitt $A_{\text{Ström}2}$ zu. Gemäß der Energieerhaltung (Bernoulli-Gleichung; (8.7)) nimmt aufgrund der Zunahme der kinetischen Energie unter dem Fahrzeug, charakterisiert durch den Staudruck p_{dyn} , der statische Druck p_{stat} ab. Da der statische Druck über dem Fahrzeug keine derartige Änderung erfährt, entsteht aufgrund der Druckdifferenz eine nach unten gerichtete Anpress-Kraft. Signifikant gesteigert werden kann dieser Effekt durch die gleichzeitige Ausgestaltung des Unterbodens in Form eines Flügels.

Dies wurde bei den sogenannten „Wing-Cars“ der früheren Formel-1-Ära verwirklicht, aber aufgrund der Beeinträchtigung der Lenkfähigkeit des Fahrzeugs rasch wieder verboten.

Im hinteren Unterbodenbereich, dem sogenannten Diffusor, wird die Strömungsgeschwindigkeit durch eine Querschnittserhöhung ($A_{\text{Ström}3}$ in Abb. 8.7) verringert. Ein Anstieg des statischen Drucks p_{stat} im Diffusor ist die Folge. Idealerweise entsprechen die Strömungsgeschwindigkeit und der Druck am Ende des Diffusors den Umgebungsbedingungen. Dadurch wird die Unterbodenströmung auf sanfte Weise dem freien Luftstrom hinter dem Fahrzeug angepasst, woraus ein niedrigerer Luftwiderstand resultiert.

Der Unterboden kann zur Optimierung des Abtriebs die Luft unter dem Rennwagen in Form von Kanälen leiten und aufteilen, um durch weitere Querschnittsänderungen gemäß der Bernoulli-Gleichung eine weitere Beschleunigung (Venturi-Effekt) zu erzielen.

Für die Ausnutzung des Bodeneffekts spielt neben der glatten Auslegung des Unterbodens insbesondere die Fahrthöhe eine entscheidende Rolle. Grundsätzlich steigt mit abnehmender Bodenfreiheit und der damit verbundenen Reduzierung der durchströmten Querschnittsfläche die Strömungsgeschwindigkeit unter dem Fahrzeug. Daraus resultiert wiederum eine erhöhte Abtriebskraft. Der Abstand zwischen Unterboden und Fahrbahn darf jedoch ein gewisses Minimum nicht unterschreiten, da sonst die Strömung „blockiert“ und der Strömungswiderstand gesteigert wird, was zu einer Reduzierung des Abtriebs führen würde.

► Tipp 8.7

Ein Diffusorwinkel zwischen 10,5 und 12,5° bietet das Optimum des Komromisses zwischen Abtrieb und Luftwiderstand.

Beispiel 8.4

Der Unterboden eines Formelwagens hat nach dem Splitter die Breite 1,60 m, die als „charakteristische Länge“ herangezogen wird, siehe Abb. 8.7. Die Bodenhöhe des Fahrzeugs vor dem Splitter beträgt 12 cm, im Unterbodenbereich 4 cm. Für die Geschwindigkeit 270 km/h bei Gegenwind 10 km/h soll untersucht werden, welcher Unterdruck sich unter dem Fahrzeug einstellt. Es herrscht ein Luftdruck von 1013 mbar bei 25 °C und 62 % Luftfeuchte (siehe o. a. Beispiel). Damit beträgt die Luftdichte 1,198 kg/m³. Mit (8.7) (Bernoulli-Gleichung), (8.8) (Kontinuitäts-Gleichung) und (8.9) folgt bei Vernachlässigung einer Luftpichtenänderung in der Strömung:

$$v_{\text{Ström}2} = \frac{v_{\text{Ström}1} \cdot A_{\text{Ström}1}}{A_{\text{Ström}2}} = \frac{v_{\text{Ström}1} \cdot h_1 \cdot b}{h_2 \cdot b} = \frac{280 \frac{\text{km}}{\text{h}} \cdot 12 \text{ cm}}{4 \text{ cm}} = v_{\text{Ström}1} \cdot 3$$

Die Strömungsgeschwindigkeit unter dem Fahrzeug erhöht sich auf das Dreifache.

$$\begin{aligned}
 p_{\text{stat1}} + \frac{1}{2} \rho_L \cdot v_{\text{Ström1}}^2 &= p_{\text{stat2}} + \frac{1}{2} \rho_L \cdot v_{\text{Ström2}}^2 \\
 p_{\text{stat2}} - p_{\text{stat1}} &= \frac{1}{2} \rho_L \cdot (v_{\text{Ström1}}^2 - v_{\text{Ström2}}^2) = \frac{1}{2} \rho_L \cdot (-8) \cdot (v_{\text{Ström1}})^2 \\
 p_{\text{stat2}} - p_{\text{stat1}} &= -4 \cdot 1,198 \text{ kg/m}^3 \cdot \left(\frac{280}{3,6} \text{ m/s} \right)^2 = -28.988,6 \text{ N/m}^2 \\
 &= -0,29 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

Es tritt ein Saugeffekt unter dem Fahrzeug um 0,29 bar auf. Dieses Beispiel setzt vereinfachend voraus, dass keine Luft von den Seiten zuströmt.

8.4.3 Vortex-Generatoren (Turbulatoren, Canard-Flaps) und Golfball-Effekt Vortex Generators (Turbulators, Canard Flaps) and the Golf Ball Effect

Neben den beiden oben erläuterten Hauptmaßnahmen zur Erzeugung von Abtrieb kommen weitere, eher unterstützende Maßnahmen mit limitierter Effizienz wie Vortex-Generatoren oder Turbulatoren zum Einsatz. Ein **Vortex-Generator oder Turbulator** verursacht eine begrenzte Oberflächenstörung, die eine laminare Grenzschicht in eine turbulente überführt, um einen drohenden Strömungsabriss hinauszuzögern. Die Reynoldszahl wird dadurch erhöht, die Strömung bleibt anliegend.

Vortex-Generatoren werden z. B. als kleine Dreiecks-Flügel an der Vorderseite der Fahrzeugfront (z. B. am Stoßfänger) und an den Fahrzeugsseiten angebracht, was ihnen wegen ihrer Form den Namen **Canard-Flaps** (Entenflügel) verleiht.² Diese Turbulatoren helfen, moderaten Abtrieb auf zwei verschiedenen Wegen zu erzeugen (siehe Abb. 8.17):

- Erstens wird die anströmende Luft durch die Flügelform nach oben abgelenkt, was wie bei einem Front oder Heckflügel – nur in hochsignifikant geringerem Ausmaß – eine nach unten gerichtete Kraft bewirkt. Dies ist nur moderat, da die Geschwindigkeit in der Grenzschicht wesentlich langsamer ist als im freien Strom. Insofern sind Canard-Flaps eher als Maßnahmen für die Feineinstellung geeignet.
- Zweitens erzeugen die hinteren Kanten der Turbulatoren, ähnlich wie bei Gurney-Flaps, starke Wirbel, die sich an den Seiten des Rennwagens ausbreiten und eine Barriere bilden. Durch diese Barriere wird der Luftaustausch zwischen der unter höherem statischen Druck p_{stat} stehenden Luft im oberen Bereich und dem Niederdruckbereich am Fahrzeugboden verhindert, so dass der dort erzeugte Abtrieb aufrechterhalten wird. Wenn Luft aus dem oberen Bereich auf die Unterseite gelangen würde, würde der Druck dort unvermeidlich ansteigen, was den Abtrieb verringert.

²Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2, Kap. 5.

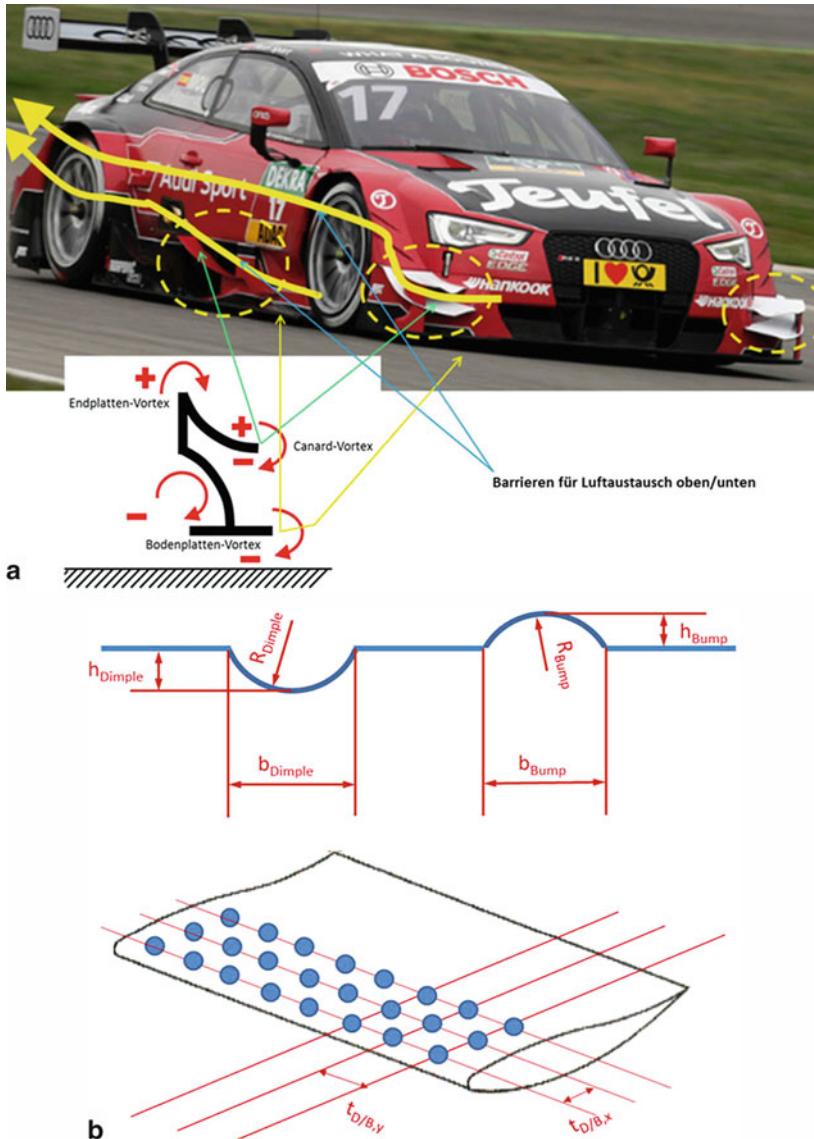


Abb. 8.17 a Applikation von Turbulatoren am Beispiel eines DTM-Fahrzeugs. b Ausnutzung des Golfball-Effektes am Beispiel eines Flügels. Beulen (Bumps) und Grübchen (Dimples) können in unterschiedlichen Kombinationen und Zonen des Flügels angeordnet werden. Die Effekte der jeweiligen Konfigurationen müssen jedoch in Abhängigkeit des Flügelanstellwinkels und mit engem Bezug auf die Anströmverhältnisse durch vorgelagerte Komponenten verifiziert werden. Ein ausgedehntes Beulenfeld scheint jedoch erfolgversprechend zu sein

Es ist beim Einsatz unterstützender Maßnahmen wie Turbulatoren jedoch stets das Gesamtsystem im Blick zu behalten. So ist darauf zu achten, dass die Effekte den Betrieb des Heckflügels oder anderer aerodynamischer Subsysteme nicht negativ beeinflussen, insbesondere auch nicht die Kühlluftzu- und -abfuhr.

In Anlehnung an den Golfball-Effekt wird auch im Motorsport versucht, durch kleine Beulen (Englisch: Bumps) und Grübchen (Englisch: Dimples) in der Oberfläche von Flügeln den Luftwiderstand zu senken, siehe Abb. 8.17b. In der Regel beträgt die Höhe der Beulen bzw. Tiefe der Grübchen rund 1 mm bei einem Radius von etwa 3 bis 4 mm.

Um eine Verbesserung der Aerodynamik eines Heckflügels mithilfe kleiner Grübchen oder Beulen zu verstehen, ist es notwendig, die Funktionsweise des Golfball-Effekts zu beleuchten. Bei einer Luftströmung an den Grübchen und Beulen entstehen kleine Wirbel, da durch die kleinen Absenkungen und/oder Erhöhungen die Strömung in sehr kleinen Abständen abgelenkt wird und Wirbel entstehen. Anstatt der bei einer glatten Kugel gleicher Größe und Geschwindigkeit vorhandenen laminaren Grenzschicht wird durch diese kleinen Unregelmäßigkeiten bei einem Golfball eine turbulente Grenzschicht gebildet, die erst signifikant später ablöst und der Oberfläche der Kugel bzw. des Balls länger folgt. Dadurch ist das Ablösegebiet deutlich kleiner. Ein großes Ablösegebiet hinter dem Ball würde zu einem sehr großen Strömungsfeld mit geringer Geschwindigkeit und großen, „bremsenden“ Drücken im Vergleich zum Druck an der Vorderseite führen. Beim Golfball stellt sich indes ein großes Gebiet mit niedrigem Druck hinter dem Ball ein. Somit ist ein möglichst kleines Ablösegebiet erwünscht, welches durch eine turbulente Grenzschicht erreicht werden kann, siehe Abb. 8.18.

Während sich an Golfbällen bereits im niederen turbulenten Geschwindigkeitsbereich ($Re \approx 0,5 \cdot 10^5$) eine Reduzierung des Luftwiderstandes um rund die Hälfte gegenüber einer ebenen Oberfläche einstellt, ist dies an Flügeln von Rennwagen sehr stark abhängig

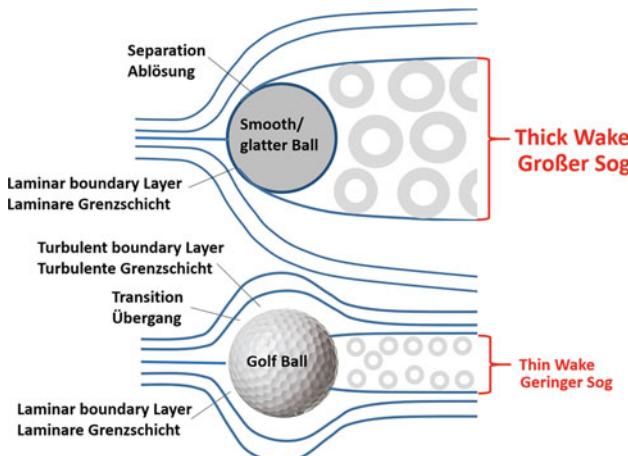


Abb. 8.18 Golfball-Effekt: Kleineres Sogfeld im Vergleich zum glatten Ball und damit reduzierter Luftwiderstand

von der Flügelstellung, der Anordnung am Flügel und den Dimensionen der Beulen/Grübchen. Zudem ist im Motorsport das Verhältnis von Abtrieb und Luftwiderstand (c_A/c_W) entscheidend. Aktuelle Forschungsergebnisse zeigen, dass aufgrund der großen Sensitivität der Ergebnisse in Abhängigkeit der möglichen Konfigurationen die Komplexität dieser Anwendung hochsignifikant zunimmt und Ergebnisse mitunter nicht belastbar reproduziert werden können, sodass weitere Versuche erforderlich sind. Vorerst kann festgestellt werden:

1. Flügel mit einer „Beulen-Reihe“ im vorderen Bereich gegenüber einem Flügel mit ebener Oberfläche:

Bei kleinen Anstellwinkeln bis etwa 10° : Keine Verbesserung des Luftwiderstandes, aber geringfügige Verschlechterung des Abtriebs: Verschlechterung des Verhältnisses c_A/c_W !

Bei größeren Anstellwinkeln um 20° : Hochsignifikante Verschlechterung des Luftwiderstandes, aber auch hochsignifikante Verbesserung des Abtriebs: Keine Änderung des Verhältnisses c_A/c_W !

2. Flügel mit einem „Beulen-Feld“ auf dem Flügel gegenüber einem Flügel mit ebener Oberfläche:

Bei kleinen Anstellwinkeln bis etwa 10° : Nur geringe Verbesserung des Luftwiderstandes, aber Verschlechterung des Abtriebs: Dennoch Verbesserung des Verhältnisses c_A/c_W !

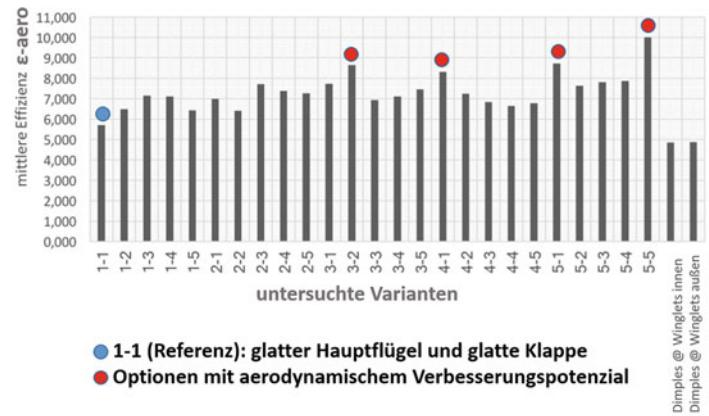
Bei größeren Anstellwinkeln um 20° : Signifikante Verbesserung des Luftwiderstandes und signifikante Verbesserung des Abtriebs: Signifikante Verbesserung des Verhältnisses c_A/c_W !

Daraus folgt, dass offenbar ein ausgedehntes „Beulen-Feld“ (Bump array) auf dem Flügel sich wohl als zielführend darstellen könnte, wobei selbstverständlich das Zusammenwirken mit anderen aerodynamischen Komponenten entscheidend ist.

So zeigen sich bei Windkanalversuchen an komplexeren Flügel-Gruppen (bestehend aus dem Hauptflügel mit zusätzlicher, verstellbarer Klappe) völlig andere Dimple-Konfigurationen als zielführend. Durch die Flügelklappe (Flap) wird der erzeugte Abtrieb zusätzlich erhöht, da der Spalt zwischen Hauptflügel und Klappe mit hoher Geschwindigkeit durchströmt wird. Die Grenzschicht am hinteren Ende des Hauptflügels ist bereits groß und damit ablösungsgefährdet, sodass eine weitere Verlängerung des Flügels die Ablösung nur noch begünstigen würde und somit einen negativen Einfluss hätte. Dem wirkt die verstellbare Klappe entgegen, an der sich eine neue Grenzschicht bildet, welche einen weiteren Druckanstieg aufnehmen kann, bevor es zu einer Ablösung kommt. Oftmals befindet sich an der hinteren Kante dieser Klappe noch eine Gurney-Leiste („Gurney-Flap“), welche über die Bildung gegenläufiger Wirbel eine geschwindigkeitsabhängige „Verlängerung“ des Flaps bewirkt, siehe Abb. 8.13. Die zusätzlich verwendeten Endplat-

ten („Winglets“) verhindern eine seitliche Wirbelbildung an den Flügeln. In einer Windkanaluntersuchung wurden 25 verschiedene Kombinationen der Dimples an Hauptflügel und Flap untersucht, wobei der Abstand der Mittelpunkte der Dimples sowohl in x- als auch y-Richtung 10 mm betrug. Die Dimples hatten jeweils einen Durchmesser von 3 mm bei einer Tiefe von 1 mm. Als Referenz diente der konventionelle Heckflügel mit Klappe und jeweils glatter Oberfläche (als „Variante 1-1“ bezeichnet). Es zeigte sich, dass durch einige Varianten der verschiedenen Konzepte mit Dimples signifikante Verbesserungen im Luftwiderstand, im Abtrieb und in der aerodynamischen Effizienz erreichbar sind. Dabei offenbarten sich erwartungsgemäß starke Abhängigkeiten vom Anstellwinkel α , so dass für unterschiedliche Anstellwinkel unterschiedliche Dimple-Varianten als zielführend identifiziert wurden. Da es im Motorsport jedoch nicht praxisgerecht ist, während eines Trainings oder Qualifyings stets die komplette Kombination aus Hauptflügel und Klappe zu tauschen, werden nachfolgend die Mittelwerte der aerodynamischen Effizienzen aus allen Anstellwinkeln berechnet, um die „insgesamt“ günstigste Variante (Kombination aus Hauptflügel und Klappe) zu ermitteln. Dabei zeigt sich, dass offenbar bei frontaler Anströmung (also ohne Berücksichtigung von Seitenwind) die in Abb. 8.19 hervorgehobenen Varianten 5-5, 5-1, 3-2 und 4-1 die größten Vorteile im Vergleich zur Referenz 1-1 bieten. Keinerlei Verbesserungen brachten Dimples außen oder innen auf den Winglets.

Bei schräger Anströmung (Flügelanordnung zur Anströmrichtung gedreht) ändern sich die angeströmte Fläche und auch die Lage des Druckpunktes. Im Vergleich zur Frontalströmung sinkt mitunter die aerodynamische Effizienz. Dabei zeigt sich auch, dass



Hauptflügel		Flap	
Lfd. Nr.	Ausführung	Lfd. Nr.	Ausführung
5	Dimples an Nase und Profilende	5	Dimples an Nase und Profilende (Ober- <u>und</u> Unterseite)
5	Dimples an Nase und Profilende	1	glatt/ohne Dimples ("Referenz")
3	Dimples nur vorne/an Nase	2	Dimples über komplette Oberseite, unten glatt
4	Dimples nur hinten / am Profilende	1	glatt/ohne Dimples ("Referenz")

Abb. 8.19 Zielführende Dimple-Konfigurationen auf Heckflügel und Klappe mit signifikantem aerodynamischen Verbesserungspotenzial gegenüber der Referenz 1-1 (glatte Oberfläche auf Flügel und Klappe) bei frontaler Anströmung – *ohne* Seitenwind. (Quelle: M. Kampfl, Bachelorarbeit an der Hochschule Landshut 2018 (bei Prof. Dr. Pütz)). Anmerkung: Die aerodynamische Effizienz bezieht sich auf eine auf den Druckpunkt des Hauptflügels bezogene Abtriebskraft

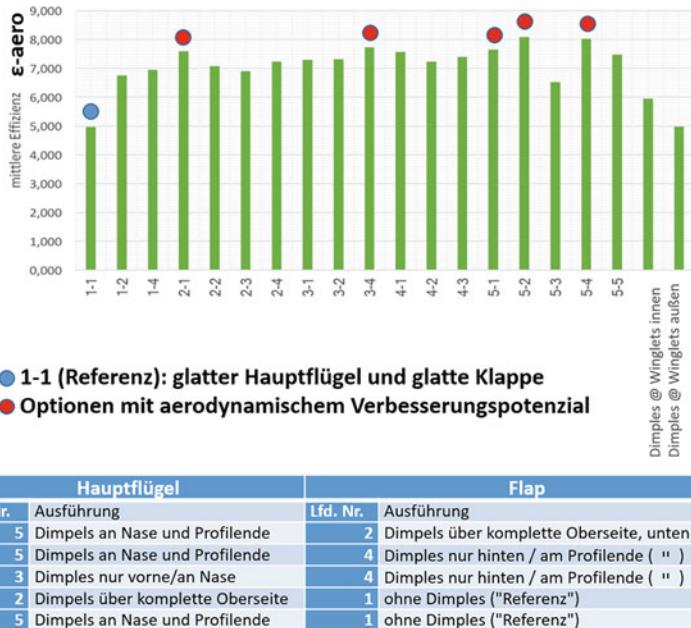


Abb. 8.20 Zielführende Dimple-Konfigurationen auf Heckflügel und Klappe mit signifikantem aerodynamischen Verbesserungspotenzial gegenüber der Referenz 1-1 (glatte Oberfläche auf Flügel und Klappe) bei seitlicher Anströmung/Seitenwind. (Quelle: M. Kampfl, Bachelorarbeit an der Hochschule Landshut 2018 (bei Prof. Dr. Pütz))

offenbar bei Seitenwind gegenüber frontaler Anströmung andere Varianten mit Dimples als bei der Frontalanströmung die größten Verbesserungen bewirken, siehe Abb. 8.20. Nicht zielführend sind auch hier bei schräger Anströmung Dimples außen oder innen auf den Winglets.

Es ist erkennbar, dass für unterschiedliche Anstellwinkel α der Klappe bei Frontal- und Schräganströmung des Heckflügels unterschiedliche Varianten mit Dimples das aerodynamische Optimum bieten. In jedem Fall bietet die Mehrzahl der untersuchten Varianten mit Dimples deutliche Verbesserungen gegenüber der Referenz (glatter Flügel/glatte Klappe), was den Vorteil der selektiven Anwendung des Golfball-Effektes auf Heckflügel belegt und weitere Untersuchungen zur Anwendung auch an anderen aerodynamischen Bauteilen und deren Zusammenspiel am Gesamtfahrzeug nahe legt. Bei komplexen, mehrteiligen Heckflügeln scheint folgende Option das Optimum zu sein:

- **Hauptflügel mit Dimples an der Nase und am Profilende.**

Hinsichtlich der Auswirkung der Anströmgeschwindigkeit wurde erkannt, dass die höchste aerodynamische Effizienz häufig bei relativ niedrigeren Geschwindigkeiten gefunden wurde. Somit ist zu vermuten, dass der Golfball-Effekt an Flügeln bei einer Geschwindigkeit

von 150 km/h einen höheren Einfluss hat als bei einer höheren Geschwindigkeit von 250 km/h. Dies kommt den Anforderungen und mittleren Geschwindigkeitsprofilen der meisten Rennserien bis einschließlich der Formel 3 entgegen.

Die verbreitete Ansicht, dass Beulen (Bumps) in bestimmten Fällen den gleichen Effekt hervorrufen können wie Grübchen (Dimples), wurde bestätigt, jedoch zeigten sich auch bei identischer geometrischer Anordnung von Dimples und Bumps beim selben Anstellwinkel (stark) unterschiedliche Ergebnisse in der aerodynamischen Effizienz. Dass der Einfluss von Dimples und Bumps bei einem Heckflügel mit einem auch bei Anwendung von Gurney-Flaps relativ kleinen Totraum nie so stark ausgeprägt sein kann wie bei einer aerodynamisch ungünstigen Form wie einem (Golf)Ball, geht bereits aus den theoretischen Grundlagen klar hervor. Dennoch wurden auch bei Heckflügeln eine signifikante Verbesserung der Aerodynamik ermöglicht, wobei zu beachten ist, dass ein winkelverstellbarer Heckflügel durchaus eine „extreme“ Applikation für den Golfball-Effekt ist. Nicht verstellbare aerodynamische Bauteile vereinfachen die Anwendung des Golfball-Effektes.

Aktuelle Forschungsergebnisse zeigen jedoch, dass aufgrund der großen Sensitivität der Ergebnisse in Abhängigkeit der möglichen Konfigurationen der Dimples und Bumps und der Anstellwinkel der Klappen sowie der Anströmgeschwindigkeiten die Komplexität dieser Anwendung hochsignifikant zunimmt und Ergebnisse mitunter nicht belastbar verglichen werden können.

► **Tipp 8.8**

Bei der Auswahl der „richtigen“ Flügel-Variante für eine bestimmte Rennstrecke sollten immer die Kennwerte für die Frontalanströmung berücksichtigt und stärker gewichtet werden als die Ergebnisse mit Schräganströmung. Meistens ist der Seitenwindeinfluss ohnehin nicht konstant oder im Vorfeld abschätzbar. Das Entscheidende für die Anwendung von Dimple-Konfigurationen am Flügel ist auch immer, welches aerodynamische Ziel vorrangig verfolgt wird. Auf Hochgeschwindigkeitsstrecken kann das – neben der aerodynamischen Effizienz – auch eine Optimierung lediglich des c_w -Wertes sein. Fast alle an den Flügelprofilen angebrachten Dimple-Konzepte haben eine Verbesserung der aerodynamischen Effizienz gebracht. Diese tritt vorrangig durch eine Senkung des c_w -Wertes ein. Die niedrigsten c_w -Werte erreichen jene Varianten, welche Dimples an der Front und im hinteren Bereich des Hauptprofils aufweisen. Die besten Abtriebsbeiwerte c_A erreicht hingegen die Variante mit Dimples im hinteren Bereich des Hauptflügels und an der Spitze der Klappe (Flap).

8.5 Optimale aerodynamische Balance Optimum in Aerodynamic Balance

Die aerodynamische Balance in Fahrzeuggängsrichtung kann anhand eines vertikaldynamischen Einspurmodells analysiert werden, siehe Abb. 8.21. Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsvorgänge seien dazu unberücksichtigt, da hier lediglich die Vertikalbilanz (Achslasten) für stationäre Fahrt auf einer Geraden von Relevanz ist. Es greifen die aerodynamischen Abtriebskräfte am Front- und Heckflügel sowie am Unterboden und zudem deren Luftwiderstandskräfte in x -Richtung an. Außerdem greift die Gewichtskraft der gefederten Massen im Fahrzeugschwerpunkt an. Durch nicht ausbalancierte Luftwiderstandskräfte fände ein Nicken des Aufbaus mit φ_O um den Nickpol O statt, was zu verhindern ist! Die Federwege an Vorder- und Hinterachse sollten für optimale Balance nahezu identisch sein.

Aus dem Kräftegleichgewicht in z -Richtung bei angreifenden Abtriebs- und Luftwiderstandskräften unter der Maßgabe, dass die Einfederungen z vorne und hinten gleich sein sollen, folgt (aus Sicht der gefederten Masse):

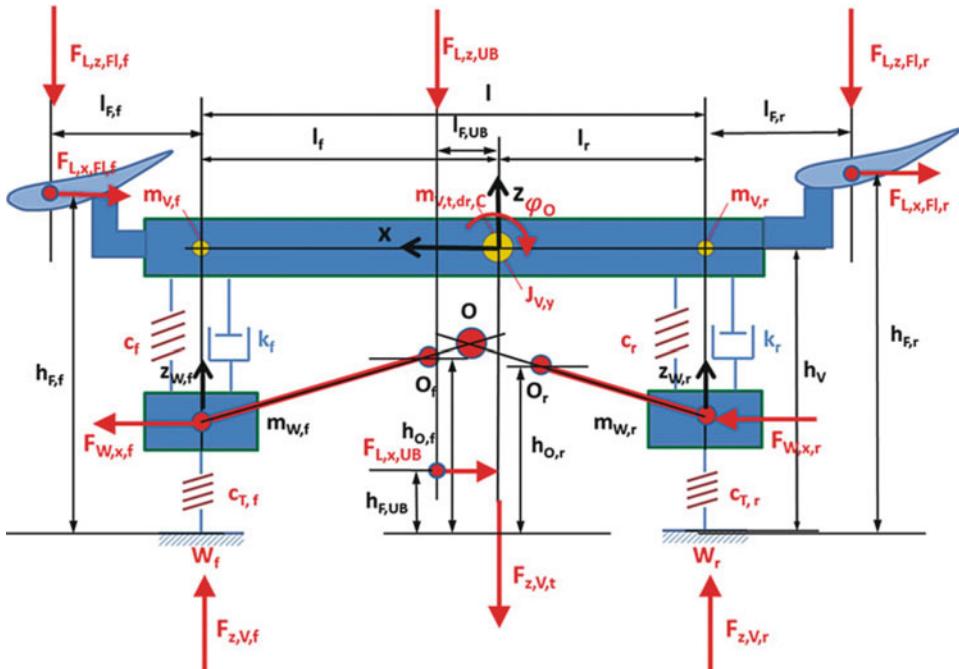


Abb. 8.21 Vertikaldynamisches Einspurmodell eines Rennwagens unter aerodynamischer Belastung. Rote Vektoren: Kräfte; schwarze Vektoren: Bewegungsrichtungen. Mit: O_f : Nickpol der Vorderradaufhängung ($= NZ_f$), O_r : Nickpol der Hinterradaufhängung ($= NZ_r$), O : Nickpol des Gesamtfahrzeugs (NZ), W_f : Reifenaufstandspunkt Vorderachse, W_r : Reifenaufstandspunkt Hinterrachse

$$\begin{aligned}
 & m_{V,t,dr,C} \cdot \ddot{z} + m_{W,f} \cdot z_{\dot{w},f} + m_{W,r} \cdot z_{\dot{w},r} - m_{V,t,dr} \cdot g - F_{L,z,Fl,f} - F_{L,z,Fl,r} - F_{L,z,UB} \\
 & + k_f \cdot (\dot{z} - z_{\dot{w},f}) + k_r \cdot (\dot{z} - z_{\dot{w},r}) + c_{T,f} \cdot z_{W,f} + c_{T,r} \cdot z_{W,r} + c_f \cdot (z - z_{W,f}) \\
 & + c_r \cdot (z - z_{W,r}) = 0
 \end{aligned} \quad (8.20a)$$

mit:

$m_{V,t,dr}$	Gesamtmasse des betriebsfertigen Rennwagens inkl. Fahrer, kg
$m_{V,t,dr,C}$	gefederte Masse des betriebsfertigen Rennwagens inkl. Fahrer, kg
$m_{W,f}$	Ungefederete Masse der Vorderachse, kg
$m_{W,r}$	Ungefederete Masse der Hinterachse, kg
$F_{L,z,Fl,f}$	Abtriebskraft am Frontflügel, N
$F_{L,z,Fl,r}$	Abtriebskraft am Heckflügel, N
$F_{L,z,UB}$	Abtriebskraft am Unterboden, N
z	Weg des Aufbaus, m
$z_{W,f}$	Weg der ungefederten Massen der Vorderachse, m
$z_{W,r}$	Weg der ungefederten Massen der Hinterachse, m
k_f	radbezogene Dämpferrate der Vorderachse, kg/s
k_r	radbezogene Dämpferrate der Hinterachse, kg/s
c_f	radbezogene Federrate der Federn der Vorderachse, N/m
$c_{T,f}$	Federrate der Vorderreifen, N/m
c_r	radbezogene Federrate der Federn der Hinterachse, N/m
$c_{T,r}$	Federrate der Hinterreifen, N/m
φ_O	Nickwinkel, rad

Es sei darauf hingewiesen, dass die Werte für die Feder- und Dämpferraten in obiger Gleichung für jeweils eine Achse – also zwei Räder – gelten und folglich die Werte für eine einzelne **Feder- bzw. Dämpferrate verdoppelt eingesetzt** werden müssen. **Gleches gilt für die ungefederten Massen**, die ebenfalls achsweise dargestellt sind.

(8.20a) kann dadurch vereinfacht werden, dass folgende Annahmen getroffen werden:

- Das Eintauchen des Fahrzeugs in die Federung ist abgeschlossen, es treten daher keine Massen- und Dämpfungskräfte mehr auf.
- Es tritt kein Nicken auf!

- c) Die Reifenfedersteifigkeiten $c_{T,i}$ sind signifikant größer als die Fahrzeugfedersteifigkeiten c_i , daher werden die Verformungen der Reifen in z -Richtung $z_{W,i}$ vernachlässigt.
d) Es wird eine Ersatzfedersteifigkeit aus Reifen- $c_{T,i}$ und Fahrzeugfederung c_i je Achse gebildet:

$$c_{\text{tot},i} = \frac{c_i \cdot c_{T,i}}{c_i + c_{T,i}}$$

Damit folgt vereinfacht:

$$-m_{V,t,dr} \cdot g - F_{L,z,Fl,f} - F_{L,z,Fl,r} - F_{L,z,UB} + c_{\text{tot},f} \cdot z + c_{\text{tot},r} \cdot z = 0 \quad (8.20b)$$

$$-m_{V,t,dr} \cdot g - F_{L,z,Fl,f} - F_{L,z,Fl,r} - F_{L,z,UB} + F_{z,V,f} + F_{z,V,r} = 0 \quad (8.20c)$$

Die **Achslasten** vorne und hinten setzen sich aus den statischen Achslasten und den zusätzlichen Achslasten durch Abtrieb und Luftwiderstand zusammen:

Vorderachse

$$\begin{aligned} F_{z,V,f} &= c_{\text{tot},f} \cdot z \\ &= F_{z,V,f,\text{stat}} && \text{Statische Achslast (mit Fahrer, betriebsfertig)} \\ &+ c_{A,Fl,f} \cdot c_{Fl,f} \cdot s_{Fl,f} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{\text{Ström}}^2 \cdot \frac{l_{F,f} + l}{l} && \text{Achslast aus Abtrieb Frontflügel} \\ &- c_{A,Fl,r} \cdot c_{Fl,r} \cdot s_{Fl,r} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{\text{Ström}}^2 \cdot \frac{l_{F,r}}{l} && \text{Achslast aus Abtrieb Heckflügel} \\ &+ c_{A,UB} \cdot c_{UB} \cdot s_{UB} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{\text{Ström},UB}^2 \cdot \frac{l_{F,UB} + l_r}{l} && \text{Achslast aus Abtrieb Unterboden} \\ &- c_{W,Fl,f} \cdot c_{Fl,f} \cdot s_{Fl,f} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{\text{Ström}}^2 \cdot \frac{h_{F,f}}{l} && \text{Achslast aus Luftwiderstand Frontflügel} \\ &- c_{W,Fl,r} \cdot c_{Fl,r} \cdot s_{Fl,r} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{\text{Ström}}^2 \cdot \frac{h_{F,r}}{l} && \text{Achslast aus Luftwiderstand Heckflügel} \\ &- c_{W,UB} \cdot c_{UB} \cdot s_{UB} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{\text{Ström},UB}^2 \cdot \frac{h_{F,UB}}{l} && \text{Achslast aus Luftwiderstand Unterboden} \end{aligned} \quad (8.21)$$

Hinterachse

$$\begin{aligned} F_{z,V,r} &= c_{\text{tot},r} \cdot z \\ &= F_{z,V,r,\text{stat}} && \text{Statische Achslast (mit Fahrer, betriebsfertig)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & - c_{A,\text{Fl,f}} \cdot c_{\text{Fl,f}} \cdot s_{\text{Fl,f}} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{\text{Ström}}^2 \cdot \frac{l_{\text{F,f}}}{l} && \text{Achslast aus Abtrieb Frontflügel} \\
 & + c_{A,\text{Fl,r}} \cdot c_{\text{Fl,r}} \cdot s_{\text{Fl,r}} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{\text{Ström}}^2 \cdot \frac{l_{\text{F,r}} + l}{l} && \text{Achslast aus Abtrieb Heckflügel} \\
 & + c_{A,\text{UB}} \cdot c_{\text{UB}} \cdot s_{\text{UB}} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{\text{Ström,UB}}^2 \cdot \frac{l_f - l_{\text{F,UB}}}{l} && \text{Achslast aus Abtrieb Unterboden} \\
 & + c_{W,\text{Fl,f}} \cdot c_{\text{Fl,f}} \cdot s_{\text{Fl,f}} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{\text{Ström}}^2 \cdot \frac{h_{\text{F,f}}}{l} && \text{Achslast aus Luftwiderstand Frontflügel} \\
 & + c_{W,\text{Fl,r}} \cdot c_{\text{Fl,r}} \cdot s_{\text{Fl,r}} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{\text{Ström}}^2 \cdot \frac{h_{\text{F,r}}}{l} && \text{Achslast aus Luftwiderstand Heckflügel} \\
 & + c_{W,\text{UB}} \cdot c_{\text{UB}} \cdot s_{\text{UB}} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{\text{Ström,UB}}^2 \cdot \frac{h_{\text{F,UB}}}{l} && \text{Achslast aus Luftwiderstand Unterboden}
 \end{aligned} \tag{8.22}$$

Die Achslasten an Vorder- und Hinterachse sollen sich idealerweise proportional zu den entsprechenden Federsteifigkeiten verhalten:

$$\frac{c_{\text{tot,f}}}{c_{\text{tot,r}}} = \frac{\frac{c_r \cdot c_{T,f}}{c_r + c_{T,f}}}{\frac{c_r \cdot c_{T,r}}{c_r + c_{T,r}}} = \frac{F_{z,V,f}}{F_{z,V,r}} = \phi_{\text{Sp}} \tag{8.23}$$

Beispiel 8.5

Ein Formel-3-Rennwagen hat eine statische Vorderachslast von 2217 N (226 kg) und eine statische Hinterachslast von 3041 N (310 kg) inkl. Fahrer und halber Tankfüllung, siehe Abschn. 1.1. Der Schwerpunktsabstand von der Vorderachse beträgt 1,498 m, von der Hinterachse 1,092 m (Radstand 2,59 m).

Der Frontflügel hat die Abmaße aus Breite (Summe für beide Seiten) × Sehne: 1,06 m × 0,42 m. Er verfügt über einen Gurney-Flap. In der aktuellen Flügelstellung beträgt der Abtriebsbeiwert 1,7 bei Luftwiderstandsbeiwert 0,4. Der Druckpunkt befindet sich 0,56 m vor der Vorderachse in 0,38 m Höhe.

Der Heckflügel hat die Abmaße Breite × Sehne: 0,88 m × 0,31 m. Er ist zweiflügelig ausgeführt, der obere Flügel verfügt über einen Gurney-Flap. In der aktuellen Flügelstellung beträgt der Abtriebsbeiwert 4,0 bei Luftwiderstandsbeiwert 0,65. Der gemeinsame Druckpunkt befindet sich 0,52 m hinter der Hinterachse in 0,66 m Höhe.

Der Unterboden hat die Abmaße Breite × Länge: 1,60 m × 2,17 m. Der Abtriebsbeiwert beträgt 1,0 bei Luftwiderstandsbeiwert 0,35. Der Druckpunkt befindet sich 0,05 m vor dem Fahrzeugschwerpunkt in 0,03 m Höhe. Vor dem Unterboden findet eine Querschnittsverringerung der Strömung um den Faktor 5 statt.

Die Fahrzeugfederrate am Rad beträgt vorne 100.000 N/m, hinten 140.000 N/m. Die Reifenfederrate beträgt vorne 240.000 N/m, hinten 260.000 N/m.

Die Analyse soll für eine Fahrzeuggeschwindigkeit von 200 km/h ohne Gegenwind erfolgen, da dies der mittleren Geschwindigkeit auf der Hochgeschwindigkeitsstrecke entspricht, auf der das nächste Rennen stattfinden wird. Als Luftdichte wird 1,20 kg/m³ angenommen.

Achslast an der Vorderachse

$$F_{z,V,f} = F_{z,V,f,stat} = 2217 \text{ N}$$

$$\begin{aligned}
& + c_{A,Fl,f} \cdot c_{Fl,f} \cdot s_{Fl,f} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Ström}^2 \cdot \frac{l_{F,f} + l}{l} + 1,7 \cdot 0,42 \text{ m} \cdot 1,06 \text{ m} \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{200 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{3,6}\right)^2 \cdot \frac{4,088 \text{ m}}{2,59 \text{ m}} \\
& - c_{A,Fl,r} \cdot c_{Fl,r} \cdot s_{Fl,r} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Ström}^2 \cdot \frac{l_{F,r}}{l} - 4,0 \cdot 0,31 \text{ m} \cdot 0,88 \text{ m} \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{200 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{3,6}\right)^2 \cdot \frac{0,52 \text{ m}}{2,59 \text{ m}} \\
& + c_{A,UB} \cdot c_{UB} \cdot s_{UB} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Ström}^2 \cdot UB \cdot \frac{l_{F,UB} + l_r}{l} + 1,0 \cdot 0,03 \text{ m} \cdot 1,60 \text{ m} \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{5 \cdot 200 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{3,6}\right)^2 \cdot \frac{1,142 \text{ m}}{2,59 \text{ m}} \\
& - c_{W,Fl,f} \cdot c_{Fl,f} \cdot s_{Fl,f} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Ström}^2 \cdot \frac{h_{F,f}}{l} - 0,4 \cdot 0,42 \text{ m} \cdot 1,06 \text{ m} \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{200 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{3,6}\right)^2 \cdot \frac{0,38 \text{ m}}{2,59 \text{ m}} \\
& - c_{W,Fl,r} \cdot c_{Fl,r} \cdot s_{Fl,r} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Ström}^2 \cdot \frac{h_{F,r}}{l} - 0,65 \cdot 0,31 \text{ m} \cdot 0,88 \text{ m} \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{200 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{3,6}\right)^2 \cdot \frac{0,66 \text{ m}}{2,59 \text{ m}} \\
& - c_{W,UB} \cdot c_{UB} \cdot s_{UB} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Ström}^2 \cdot UB \cdot \frac{h_{F,UB}}{l} - 0,35 \cdot 0,03 \text{ m} \cdot 1,60 \text{ m} \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{5 \cdot 200 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{3,6}\right)^2 \cdot \frac{0,03 \text{ m}}{2,59 \text{ m}} \\
& = (2217 + 2212 - 405,7 + 979,8 - 48,4 - 83,7 - 9,0) \text{ N} = \mathbf{4862,0 \text{ N}}
\end{aligned}$$

Achslast an der Hinterachse

$$F_{z,V,r} = F_{z,V,r,stat} = 3041 \text{ N}$$

$$\begin{aligned}
& - c_{A,Fl,f} \cdot c_{Fl,f} \cdot s_{Fl,f} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Ström}^2 \cdot \frac{l_{F,f}}{l} - 1,7 \cdot 0,42 \text{ m} \cdot 1,06 \text{ m} \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{200 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{3,6}\right)^2 \cdot \frac{0,56 \text{ m}}{2,59 \text{ m}} \\
& + c_{A,Fl,r} \cdot c_{Fl,r} \cdot s_{Fl,r} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Ström}^2 \cdot \frac{l_{F,r} + l}{l} + 4,0 \cdot 0,31 \text{ m} \cdot 0,88 \text{ m} \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{200 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{3,6}\right)^2 \cdot \frac{3,08 \text{ m}}{2,59 \text{ m}} \\
& + c_{A,UB} \cdot c_{UB} \cdot s_{UB} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Ström}^2 \cdot UB \cdot \frac{l_f - l_{F,UB}}{l} + 1,0 \cdot 0,03 \text{ m} \cdot 1,60 \text{ m} \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{5 \cdot 200 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{3,6}\right)^2 \cdot \frac{1,448 \text{ m}}{2,59 \text{ m}} \\
& + c_{W,Fl,f} \cdot c_{Fl,f} \cdot s_{Fl,f} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Ström}^2 \cdot \frac{h_{F,f}}{l} + 0,4 \cdot 0,42 \text{ m} \cdot 1,06 \text{ m} \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{200 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{3,6}\right)^2 \cdot \frac{0,38 \text{ m}}{2,59 \text{ m}}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + c_{W,Fl,r} \cdot c_{Fl,r} \cdot s_{Fl,r} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Ström}^2 \cdot \frac{h_{F,r}}{l} + 0,65 \cdot 0,31 \text{ m} \cdot 0,88 \text{ m} \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{200 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{3,6} \right)^2 \cdot \frac{0,66 \text{ m}}{2,59 \text{ m}} \\
& + c_{W,UB} \cdot c_{UB} \cdot s_{UB} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Ström,UB}^2 \cdot \frac{h_{F,UB}}{l} + 0,35 \cdot 0,03 \text{ m} \cdot 1,60 \text{ m} \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{5 \cdot 200 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{3,6} \right)^2 \cdot \frac{0,03 \text{ m}}{2,59 \text{ m}} \\
= & (3041 - 303 + 2872,3 + 1242,4 + 48,4 + 83,7 + 9,0) \text{ N} = \mathbf{6993,8 \text{ N}}
\end{aligned}$$

Damit ergibt sich folgendes Verhältnis der Achslasten unter der vorgegebenen aerodynamischen Last (Abtrieb und Luftwiderstand):

$$\begin{aligned}
\phi_{Sp} &= \frac{F_{z,V,f}}{F_{z,V,r}} = \frac{4862,0 \text{ N}}{6993,8 \text{ N}} = 0,70 \\
\phi_{Sp} &= \frac{c_{tot,f}}{c_{tot,r}} = \frac{\left(\frac{100.000 \cdot 240.000}{100.000 + 240.000} \right) \cdot 2}{\left(\frac{140.000 \cdot 260.000}{140.000 + 260.000} \right) \cdot 2} = 0,78
\end{aligned}$$

Bei Ansatz nur der Fahrzeugfederraten – was ohnedies passend ist, weil u. a. die Reifenfederbewegung in den Gleichungen unberücksichtigt geblieben sind – folgt:

$$\phi_{Sp} = \frac{c_f}{c_r} = \frac{100.000 \cdot 2}{140.000 \cdot 2} = 0,71$$

Es zeigt sich, dass das Fahrzeug-Setup hinsichtlich der aerodynamischen Balance nahezu optimal eingestellt ist.

Abschließend erfolgt noch die Analyse der Abtriebsaufteilung:

$$\begin{aligned}
F_{L,z,Fl,f} &= c_{A,Fl,f} \cdot c_{Fl,f} \cdot s_{Fl,f} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Ström}^2 \\
&= 1,7 \cdot 0,42 \text{ m} \cdot 1,06 \text{ m} \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{200 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{3,6} \right)^2 = 1401,6 \text{ N} \\
F_{L,z,Fl,r} &= c_{A,Fl,r} \cdot c_{Fl,r} \cdot s_{Fl,r} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Ström}^2 \\
&= 4,0 \cdot 0,31 \text{ m} \cdot 0,88 \text{ m} \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{200 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{3,6} \right)^2 = 2020,7 \text{ N} \\
F_{L,z,UB} &= c_{A,UB} \cdot c_{UB} \cdot s_{UB} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Ström,UB}^2 \\
&= 1,0 \cdot 0,03 \text{ m} \cdot 1,60 \text{ m} \cdot \frac{1,2 \text{ kg/m}^3}{2} \cdot \left(\frac{5 \cdot 200 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{3,6} \right)^2 = 2222,2 \text{ N}
\end{aligned}$$

$$F_{L,z} = 1401,6 \text{ N} + 2020,7 \text{ N} + 2222,2 \text{ N} = 5644,5 \text{ N}$$

$$Ant_{A,Fl,f} = 24,8 \% \quad Ant_{A,Fl,r} = 35,8 \% \quad Ant_{A,UB} = 39,4 \%$$

► **Tipp 8.9**

Es wird empfohlen, stets die aerodynamische Balance aus Abtriebs- und Luftwiderstandskräften mit ihren Angriffspunkten am Fahrzeug zu überprüfen und die daraus resultierenden Achslasten ins Verhältnis zu ihren Federraten zu stellen. Für eine optimale Balance sollte das Verhältnis der Achslasten jenen der Federraten entsprechen. Damit sind identische Einfederungen vorne und hinten garantiert und ein Nicken unter aerodynamischer Last ausgeschlossen.

8.6 Bewertung von Abtrieb und Luftwiderstand aus aufgezeichneten Analysedaten während des Rennens *Assessment of Downforce and Drag from Race Data Acquisition*

Wenn Rennwagen mit Sensoren für die Messung der dynamischen Fahrthöhen oder/und zur Messung des Federweges ausgestattet sind, eröffnen sich diverse Optionen, die aerodynamische Balance aus aufgezeichneten Analysedaten zu beurteilen. Damit kann überprüft werden, ob das theoretisch ermittelte Setup sich in der Realität bewährt.

Als geeignete Sensoren kommen z. B. in Frage:

1. Laser-Sensoren zur Abstandsbestimmung
2. Dehnungsmessstreifen
3. Potenziometer
4. Druckmessdosen

Heute werden im Rahmen von Renndatenaufzeichnungssystemen diverser Hersteller Laser-Sensoren und Potenziometer standardisiert verwendet. Die individuelle Applikation von Dehnungsmessstreifen erfordert höheren Aufwand und versuchstechnisches Know-how, dass nicht für jedes Team vorausgesetzt werden kann. Nachfolgend werden die für alle Sensoren anwendbaren Analyse-Algorithmen erläutert.

8.6.1 Analyse der dynamischen Fahrthöhen an Vorder- und Hinterachse *Analysis of the dynamic Ride Heights at front and rear Axles*

Einige Rennwagen verwenden eine Online-Messung der Fahrthöhen während des Rennens über **Laser-Sensoren**. Diese können hervorragend zur Beurteilung der aerodynamischen Balance während der Fahrt herangezogen werden. Die dynamischen Fahrthöhen an den Achsen können gemäß Abb. 8.22 in Fahrzeuggängsrichtung bei der Verwendung von nur **zwei Sensoren** auf der Fahrzeugmittellinie (**Position a**) wie folgt aus den Sensorsignalen berechnet werden:

$$FH_{\text{dyn,f}} = \frac{l_{S,f}}{l + l_{S,f} - l_{S,r}} \cdot (z_{S,r} - z_{S,f}) + z_{S,f} \quad (8.24)$$

$$FH_{\text{dyn,r}} = \frac{(l + l_{S,f})}{l + l_{S,f} - l_{S,r}} \cdot (z_{S,r} - z_{S,f}) + z_{S,f} \quad (8.25)$$

mit:

$FH_{\text{dyn,f}}$	(Dynamische) Fahrthöhe an der Vorderachse, m bzw. mm
$FH_{\text{dyn,r}}$	(Dynamische) Fahrthöhe an der Hinterachse, m bzw. mm
$l_{S,f}$	Horizontaler Abstand des Sensors vor der Vorderachse, m bzw. mm
$l_{S,r}$	Horizontaler Abstand des Sensors vor der Hinterachse, m bzw. mm
l	Radstand, m bzw. mm
$z_{S,f}$	Einbauhöhe des Sensors an der Vorderachse, m bzw. mm
$z_{S,r}$	Einbauhöhe des Sensors an der Hinterachse, m bzw. mm

Bei der alternativen Verwendung von **vier Sensoren**, d. h. je zwei pro Seite des Rennwagens (**Position b**) in Abb. 8.22), können die dynamischen Fahrthöhen an den Achsen gemäß Abb. 8.23 wie folgt aus den Sensorsignalen berechnet werden:

$$FH_{\text{dyn,f}} = \frac{b_f}{b_{S,f}} \cdot z_{S,f} \quad (8.26)$$

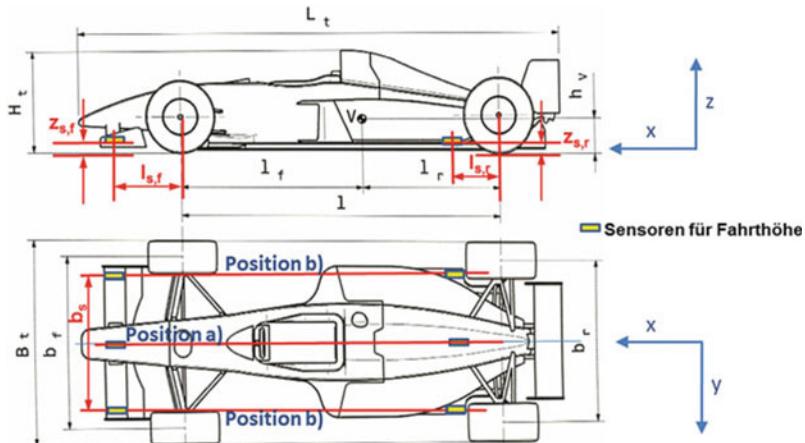


Abb. 8.22 Applikation von Laser-Sensoren zur kontinuierlichen Ermittlung der Fahrthöhen vorne und hinten im laufenden Rennbetrieb

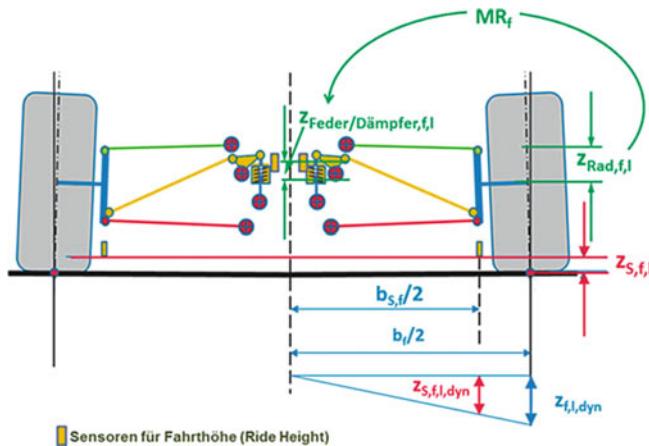


Abb. 8.23 Beziehung zwischen den Fahrhöhen am Rad und am Sensor am Beispiel des linken Vorderrades bei Verwendung von zwei Laser-Sensoren pro Fahrzeugseite. Dargestellt ist auch das Übersetzungsverhältnis (Motion Ratio) vom Weg am Rad zum Weg an der Feder/Dämpfer-Einheit. Die direkte Messung der Federbewegung und deren Umrechnung auf das Rad liefert ebenfalls einen Ansatz für die Ermittlung der Fahrhöhen mit: $z_{S,f,l}$: Einbauhöhe des Sensors links an der Vorderachse [m] bzw. [mm], $z_{S,f,l,dyn}$: (Dynamische) Fahrhöhe des Sensors links an der Vorderachse bei Bewegung [m] bzw. [mm]; hier dargestellt beim Ausfedern, $z_{f,l,dyn}$: (Dynamische) Fahrhöhe am linken Vorderrad bei Bewegung [m] bzw. [mm]; hier dargestellt beim Ausfedern, MR_f : Übersetzungsverhältnis (Motion Ratio; siehe Kap. 6, (6.8)) der Radaufhängung vom Rad zum Dämpfer an der Vorderachse [–]

$$FH_{\text{dyn},r} = \frac{b_r}{b_{S,r}} \cdot z_{S,r} \quad (8.27)$$

mit:

- $FH_{\text{dyn},f}$ (Dynamische) Fahrhöhe an der Vorderachse, m bzw. mm
- $FH_{\text{dyn},r}$ (Dynamische) Fahrhöhe an der Hinterachse, m bzw. mm
- b_f Spurweite an der Vorderachse, m bzw. mm
- b_r Spurweite an der Hinterachse, m bzw. mm
- $b_{S,f}$ Lateraler Abstand der Sensoren an der Vorderachse (symmetrisch zur Fahrzeugmitte), m bzw. mm
- $b_{S,r}$ Lateraler Abstand der Sensoren an der Hinterachse (symmetrisch zur Fahrzeugmitte), m bzw. mm
- $z_{S,f}$ Einbauhöhe des Sensors an der Vorderachse, m bzw. mm
- $z_{S,r}$ Einbauhöhe des Sensors an der Hinterachse, m bzw. mm

► **Tipp 8.10**

Der Vergleich der dynamischen Fahrthöhen sollte für optimale aerodynamische Balance im Rennbetrieb stets eine nahezu konstante Differenz zwischen den Fahrthöhen an Vorder- und Hinterachse ergeben.

8.6.2 Analyse der Bewegung der Radaufhängung an Vorder- und Hinterachse *Analysis of the Movement of Suspensions at front and rear Axles*

Manche Rennwagen verfügen über Sensoren zur Messung der Ein-/Ausfederwege an der Fahrzeugfeder. Diese Sensorsignale können ebenfalls zur Bestimmung der dynamischen Fahrthöhen genutzt werden. Abb. 8.23 zeigt, dass über die Messung der Fahrzeugfederwege die Ein-/Ausfederbewegung am Rad anhand des Übersetzungsverhältnisses zwischen Rad und Feder/Dämpfer-Einheit (Motion Ratio) direkt berechnet werden kann. Bei Kenntnis der statischen Fahrthöhen FH_{stat} an den Rädern ist somit die Bestimmung der dynamischen Fahrthöhen FH_{dyn} an den Rädern möglich.

$$FH_{\text{dyn,f}} = FH_{\text{stat,f}} - \frac{f_{B,f,r} + f_{B,f,l}}{2} \cdot MR_f \quad (8.28a)$$

$$FH_{\text{dyn,r}} = FH_{\text{stat,r}} - \frac{f_{B,r,r} + f_{B,r,l}}{2} \cdot MR_f \quad (8.29a)$$

mit:

$FH_{\text{dyn,f}}$	(Dynamische) Fahrthöhe an der Vorderachse, m bzw. mm
$FH_{\text{stat,f}}$	Statische Fahrthöhe an der Vorderachse, m bzw. mm
$FH_{\text{dyn,r}}$	(Dynamische) Fahrthöhe an der Hinterachse, m bzw. mm
$FH_{\text{stat,r}}$	Statische Fahrthöhe an der Hinterachse, m bzw. mm
MR_f	Übersetzungsverhältnis (Motion Ratio) der Radaufhängung vom Rad zum Dämpfer an der Vorderachse, –
MR_r	Übersetzungsverhältnis (Motion Ratio) der Radaufhängung vom Rad zum Dämpfer an der Hinterachse, –
$f_{B,f,r}$	Federweg der Feder für gefederte Fahrzeugmasse (Aufbaumasse) am rechten Vorderrad, m bzw. mm
$f_{B,f,l}$	Federweg der Feder für gefederte Fahrzeugmasse (Aufbaumasse) am linken Vorderrad, m bzw. mm
$f_{B,r,r}$	Federweg der Feder für gefederte Fahrzeugmasse (Aufbaumasse) am rechten Hinterrad, m bzw. mm
$f_{B,r,l}$	Federweg der Feder für gefederte Fahrzeugmasse (Aufbaumasse) am linken Hinterrad, m bzw. mm

Bei den Ansätzen gemäß (8.28a) und (8.29a) ist die Differenz zwischen statischem und dynamischem Radhalbmesser nicht berücksichtigt. Sind jedoch die Federraten der Vorder- und Hinterreifen sowie die Radlasten bekannt, kann mit (3.6) (Kap. 3) zusätzlich die Änderung des dynamischen Radhalbmessers in Abhängigkeit der Achslasten wie folgt berücksichtigt werden:

$$FH_{\text{dyn,f}} = FH_{\text{stat,f}} - \frac{f_{B,f,r} + f_{B,f,l}}{2} \cdot MR_f + \frac{F_{z,v,f}}{2 \cdot C_{Ti,f}} \quad (8.28b)$$

$$FH_{\text{dyn,r}} = FH_{\text{stat,r}} - \frac{f_{B,r,r} + f_{B,r,l}}{2} \cdot MR_r + \frac{F_{z,v,r}}{2 \cdot C_{Ti,r}} \quad (8.29b)$$

mit:

$C_{Ti,f}$	Vertikale Federrate (Federsteifigkeit) eines Vorderreifens, N/m
$C_{Ti,r}$	Vertikale Federrate (Federsteifigkeit) eines Hinterreifens, N/m
$F_{z,v,f}$	Vorderachslast, N
$F_{z,v,r}$	Hinterachslast, N

Mit Bezug auf die Zusammenhänge zwischen den Radlasten und Federraten für optimale aerodynamische Balance (siehe Abschn. 8.5) können anhand der gemessenen Ein-/Ausfederwege auch die Achslasten bestimmt werden.

$$F_{z,v,f} = MR_f \cdot c_f \cdot (f_{B,f,r} + f_{B,f,l}) - \frac{m_{V,t,dr} \cdot a_x \cdot h_V}{l} \quad (8.30a)$$

$$F_{z,v,r} = MR_r \cdot c_r \cdot (f_{B,r,r} + f_{B,r,l}) + \frac{m_{V,t,dr} \cdot a_x \cdot h_V}{l} \quad (8.30b)$$

mit:

$F_{z,v,f}$	Vorderachslast, N
$F_{z,v,r}$	Hinterachslast, N
MR_f	Übersetzungsverhältnis (Motion Ratio) der Radaufhängung vom Rad zum Dämpfer an der Vorderachse, –
MR_r	Übersetzungsverhältnis (Motion Ratio) der Radaufhängung vom Rad zum Dämpfer an der Hinterachse, –
$f_{B,f,r}$	Federweg der Feder für gefederte Fahrzeugmasse (Aufbaumasse) am rechten Vorderrad, m bzw. mm
$f_{B,f,l}$	Federweg der Feder für gefederte Fahrzeugmasse (Aufbaumasse) am linken Vorderrad, m bzw. mm
$f_{B,r,r}$	Federweg der Feder für gefederte Fahrzeugmasse (Aufbaumasse) am rechten Hinterrad, m bzw. mm

$f_{B,r,l}$	Federweg der Feder für gefederte Fahrzeugmasse (Aufbaumasse) am linken Hinterrad, m bzw. mm
c_f	Aufbaufederrate einer Aufbaufeder an der Vorderachse, N/m bzw. N/mm
c_r	Aufbaufederrate einer Aufbaufeder an der Hinterachse, N/m bzw. N/mm
$m_{V,t,dr}$	Masse des betriebsfertigen Fahrzeugs inkl. Fahrer, kg
h_V	Schwerpunkthöhe des betriebsfertigen Fahrzeugs inkl. Fahrer, kg
a_x	Längsbeschleunigung, m/s ² ; positiver Wert in Fahrtrichtung! (x-Achse)

Es ist dann zu überprüfen, ob die folgende Bedingung näherungsweise im Rennbetrieb erfüllt ist (die Umrechnung der Federrate der Feder auf die Federrate am Rad ist in Kap. 6 erläutert, siehe auch (6.9a) und (6.9b)):

$$\frac{F_{z,V,f}}{F_{z,V,r}} = \frac{c_{f,Rad}}{c_{r,Rad}} = \frac{c_f}{c_r} \cdot \frac{MR_r^2}{MR_f^2} \quad (8.30c)$$

mit:

$c_{f,Rad}$	radbezogene Aufbaufederrate einer Aufbaufeder an der Vorderachse, N/m bzw. N/mm
$c_{r,Rad}$	radbezogene Aufbaufederrate einer Aufbaufeder an der Hinterachse, N/m bzw. N/mm

► **Tipp 8.11**

I. d. R. zeigen Datenaufzeichnungssysteme die Beschleunigungen im Verhältnis der Erdbeschleunigung g an. Die Werte sind dann mit 9,81 zu multiplizieren.

Auch ist immer zu prüfen, in welcher Richtung das jeweilige Datenaufzeichnungssystem Beschleunigungen als positiv/negativ ausgibt. I. d. R. werden Beschleunigungen in Fahrtrichtung als positiv ausgegeben.

Beispiel 8.6

Ein GT-Rennwagen mit einer Masse von 1450 kg (inkl. Fahrer und halber Tankfüllung) befährt im Renntempo die lange Gerade auf der Nürburgring-Nordschleife, siehe Abb. 8.24.

Bei fast fehlender Querbeschleunigung (nur 0,14 g) und nahezu identischen Dämpferpositionen vorne und hinten stellt sich ein Verhältnis zwischen Vorderachslast und Hinterachslast von 1,14 ein.

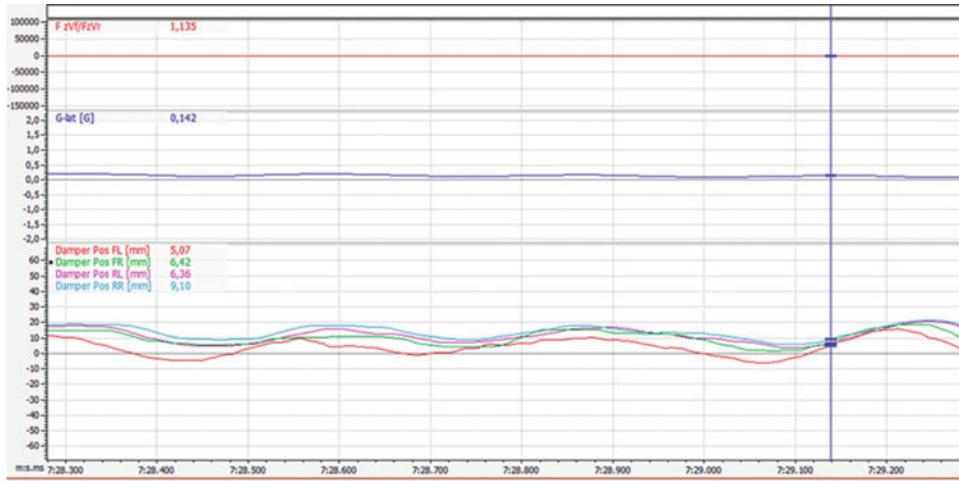


Abb. 8.24 Datenaufzeichnung eines GT-Rennwagens auf der langen Geraden der Nürburgring-Nordschleife im Streckenabschnitt Antoniusbuche: $F_{z,V,f}/F_{z,V,r}$, Querbeschleunigung und Dämpferpositionen über der Zeit

Das Fahrzeug ist vorne mit Federn der Rate 70 N/mm und hinten mit 50 N/mm ausgerüstet. Das Übersetzungsverhältnis (Motion Ratio) zwischen Rad und Feder beträgt vorne 1,2, hinten 1,1. Damit ergibt sich aus (8.30c) ein optimales Achslastverhältnis vorne zu hinten von 1,18. Dieses liegt im Bereich der gemessenen Werte. Das Fahrzeug ist also gut abgestimmt.

8.6.3 Erstellung von Aero-Maps aus Konstantfahrt-Test *Creation of Aero Maps from Constant Drive Test*

Für die volle Ausnutzung des aerodynamischen Potenzials eines Rennwagens im Hinblick auf optimale c_A/c_w -Effizienz und auch Balance in Längsrichtung spielen wie beschrieben die **Fahrhöhe** (Ride Height) vorne und hinten sowie die **Flügeleinstellungen** vorne und hinten eine entscheidende Rolle. Die Fahrhöhe kann wie zuvor beschrieben z. B. durch Lasersensoren direkt oder Federweg-Sensoren (z. B. Potenziometer-Sensoren) indirekt im Betrieb erhoben werden.

In Abschn. 1.6 wurde bereits ein **Ausrollversuch (Coast-Down Test)** zur Ermittlung des Luftwiderstandsbeiwertes c_w und des Rollwiderstandsbeiwertes f_R für das Gesamtfahrzeug vorgestellt. Idealerweise sind solche Tests auf ebenen, ausreichend langen Fahrbahnen wie Rollbahnen von Flughäfen durchzuführen. Um den Einfluss von Änderungen

am Setup des Fahrzeugs zu quantifizieren, ist der Ausrolltest iterativ für verschiedene Variationen durchzuführen, z. B.:

- Variationen der Fahrthöhe hinten für konstante Fahrthöhe vorne. Dann Änderung der Fahrthöhe vorne und erneut Variationen der Fahrthöhe hinten. Somit erhält man eine Matrix der Luftwiderstandsbeiwerte in Abhängigkeit der Fahrhöhen vorne und hinten.
- Variationen der Flügeleinstellungen vorne bei konstanten Fahrhöhen und konstanter Flügeleinstellung hinten. Dann Variationen der Flügeleinstellungen hinten bei konstanten Fahrhöhen und konstanter Flügeleinstellung vorne.

Somit erhält man sogenannte Aero-Maps, die die optimale Einstellung des aerodynamischen Setups erleichtern. Sicherlich sind solche iterativen Tests sehr mühsam, aber das Ergebnis lohnt sich!

Eine Erweiterung der Erkenntnisse in Bezug auf den Abtrieb liefert der **Konstantfahrt-Test (Constant Velocity Test)**, der jedoch die Ausrüstung des Fahrzeugs mit den oben beschriebenen Sensoren erfordert. Dabei werden auf einer ebenen, ausreichend langen Fahrbahn möglichst bei Windstille die Fahrhöhen oder/und Federwege der gefederten Aufbaumasse gemessen und über die in den Abschn. 8.6.1 und 8.6.2 beschriebenen Zusammenhänge in Radlasten ($F_{z,v,f}, F_{z,v,r}$) umgerechnet. Mit (8.11b) kann dann der Abtrieb $F_{L,z}$ bestimmt werden.

$$c_A \cdot A = \frac{F_{L,z}}{\frac{\rho_L}{2} \cdot (vv \pm v_L)^2} = \frac{(F_{z,v,f} + F_{z,v,r}) - m_{V,t,dr} \cdot g}{\frac{\rho_L}{2} \cdot (vv \pm v_L)^2} \quad (8.31)$$

Die Berechnung der aktuellen Luftdichte erfolgt nach (8.12d) und (8.13). Die Berechnung des Luftwiderstandes kann dadurch umgangen werden, dass der Konstantfahrt-Test zunächst mit niedriger Geschwindigkeit (30 bis 50 km/h) erfolgt und die dann gemessenen Achslasten näherungsweise als statische Achslasten angesetzt werden. Beim Test mit hoher Geschwindigkeit (z. B. 200 km/h) werden dann die gesamten Achslasten bestimmt, von denen die statischen Achslasten abgezogen werden müssen, um den Abtrieb zu erhalten.

Abb. 8.25 zeigt die aufgenommenen Federwege und die nahezu konstante Fahrgeschwindigkeit über der Zeit.

Somit können die Abtriebskräfte $F_{L,z}$ in Abhängigkeit der Fahrhöhen vorne und hinten ermittelt und in einer Tabelle (Matrix) dokumentiert werden, siehe Tab. 8.4. In Verbindung mit den aus dem Ausrollversuch ermittelten Daten und/oder zusätzlicher Messung des dynamischen Drucks über Pitot-Sonden während des Konstantfahrt-Tests können auch die Luftwiderstandskräfte $F_{L,x}$ nach (8.10b) berechnet und in Abhängigkeit der Fahrhöhen

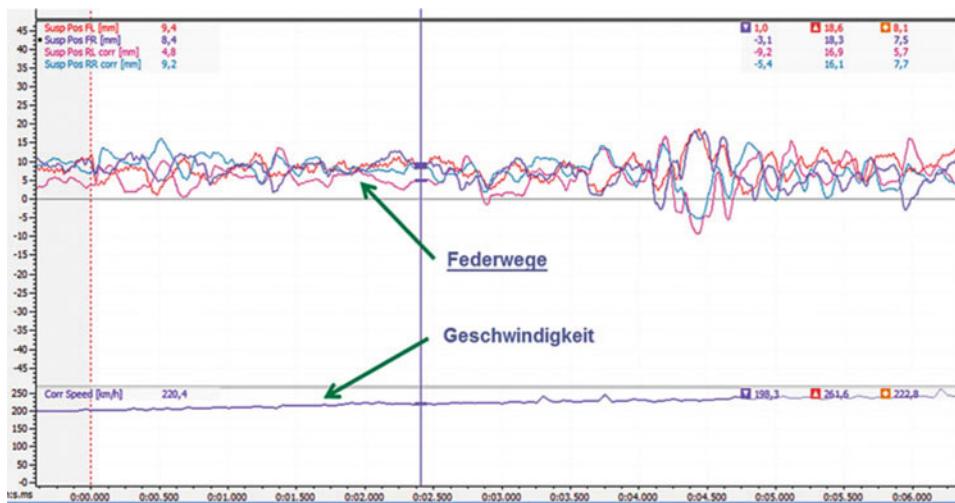


Abb. 8.25 Datenaufzeichnung während eines Konstantfahrt-Tests: Fahrzeuggeschwindigkeit und Federwege über der Zeit

Tab. 8.4 Beispiel Aero-Map: Abtriebskraft $F_{L,z}$ in Abhängigkeit der Fahrthöhen vorne und hinten bei konstanten Flügeleinstellungen (Werte in N)

	Fahrthöhen hinten [mm]	Fahrthöhen vorne [mm]			
		5	15	25	35
Fahrthöhen hinten [mm]	5	11.730	11.060	10.440	9980
	15	13.680	13.020	12.350	12.080
	25	14.610	13.960	13.380	12.910
	35	15.070	14.320	13.740	13.240
	45	15.090	14.260	13.640	13.090
	55	14.900	14.070	13.440	12.730

vorne und hinten ermittelt ebenfalls in einer Tabelle (Matrix) dokumentiert werden, siehe Tab. 8.5. Die Verknüpfung von Tab. 8.4 und 8.5 liefert dann eine weitere Matrix, welche die aerodynamische Effizienz c_A/c_w aufzeigt, siehe Tab. 8.6.

Auch ist es sinnvoll, die aerodynamische Bilanz in Längsrichtung zu erheben und z. B. den prozentualen Abtrieb an der Vorderachse $F_{L,z,f}$ in Bezug auf den gesamten Abtrieb $F_{L,z}$ darzustellen, siehe Tab. 8.7.

Weitere Aero-Maps können dadurch generiert werden, dass die Tests mit konstanter Fahrthöhe, aber varierten Flügeleinstellungen, differenziert nach Front- und Heckflügel, gefahren werden. Abb. 8.26 zeigt ein Beispiel.

Tab. 8.5 Beispiel Aero-Map: Luftwiderstandskraft $F_{L,x}$ in Abhängigkeit der Fahrthöhen vorne und hinten bei konstanten Flügeleinstellungen (Werte in N)

		Fahrthöhen vorne [mm]			
		5	15	25	35
Fahrthöhen hinten [mm]	5	4390	4380	4340	4310
	15	4450	4440	4410	4380
	25	4520	4510	4480	4440
	35	4570	4560	4530	4490
	45	4600	4590	4560	4520
	55	4630	4610	4580	4550

Tab. 8.6 Beispiel Aero-Map: Aerodynamische Effizienz c_A/c_W in Abhängigkeit der Fahrthöhen vorne und hinten bei konstanten Flügeleinstellungen (folgt aus Tab. 8.4 und 8.5)

		Fahrthöhen vorne [mm]			
		5	15	25	35
Fahrthöhen hinten [mm]	5	2,67	2,53	2,41	2,32
	15	3,07	2,93	2,80	2,76
	25	3,23	3,10	2,99	2,91
	35	3,30	3,14	3,03	2,95
	45	3,28	3,11	2,99	2,90
	55	3,22	3,05	2,93	2,80

Tab. 8.7 Beispiel Aero-Map: Aerodynamische Balance in Längsrichtung: Anteil des Abtriebs an der Vorderachse $F_{L,z,f}$ in Bezug auf den gesamten Abtrieb $F_{L,z}$ (Werte in %)

		Fahrthöhen vorne [mm]			
		5	15	25	35
Fahrthöhen hinten [mm]	15	42	39	36	34
	25	41	38	35	33
	35	42	38	36	34
	45	44	40	38	35
	55	45	41	39	37

Aus Tab. 8.7 ist ersichtlich, dass sich bei Fahrhöhe vorne 25 mm und Fahrhöhe hinten 25 mm **dieselbe aerodynamische Balance (35 %)** einstellt wie bei Fahrhöhe vorne 35 mm und Fahrhöhe hinten 45 mm. Letztere Einstellung kann bei unebener Fahrbahn von Vorteil sein.

Für eine größere Anschaulichkeit ist es sehr empfehlenswert, die Aero-Map-Tabellen in Diagramme zu überführen, siehe Abb. 8.27, 8.28, 8.29 und 8.30.

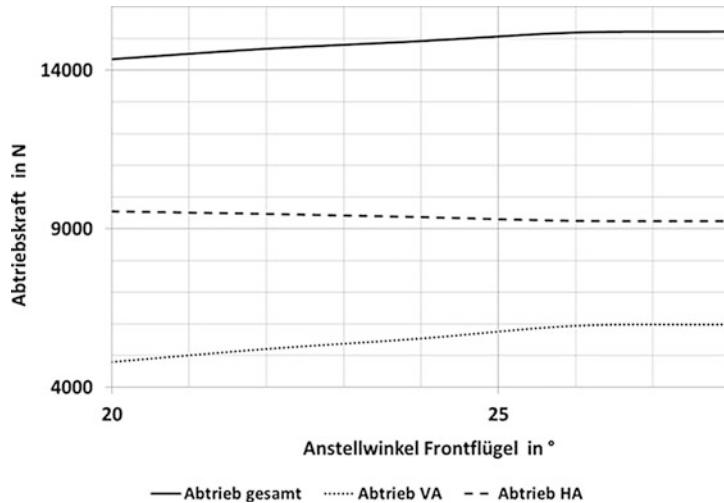


Abb. 8.26 Beispiel für den Einfluss der Frontflügeleinstellung auf den Abtrieb und die aerodynamische Balance: Der maximale Abtrieb wird für das vorliegende Fahrzeug für einen Anstellwinkel von 27° erreicht. Daraus resultiert ein Achslastverhältnis vorne/hinten von etwa 6000 N/9200 N entsprechend 39,5 %/60,5 %

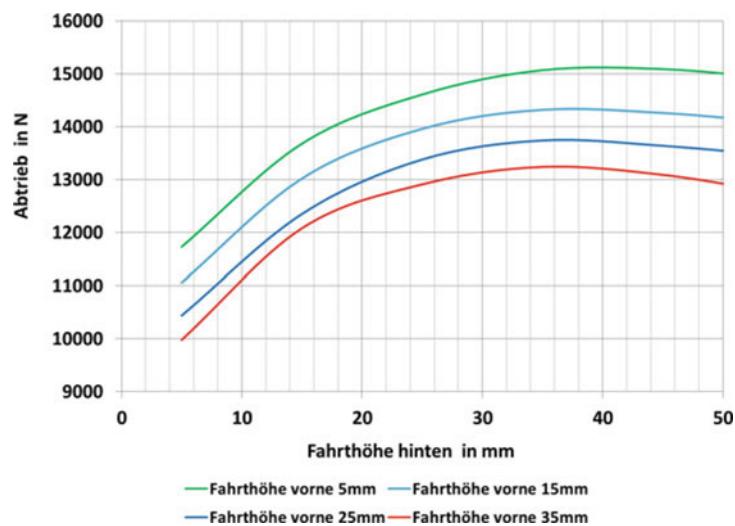


Abb. 8.27 Beispiel: Abtriebskraft $F_{L,z}$ als Funktion der Fahrthöhen vorne und hinten. Für das vorliegende Fahrzeug wird maximaler Abtrieb für eine Fahrthöhe an der Hinterachse im Bereich von 35 bis 40 mm erreicht. Je geringer die Fahrthöhe an der Vorderachse, desto geringer der Gesamtabtrieb

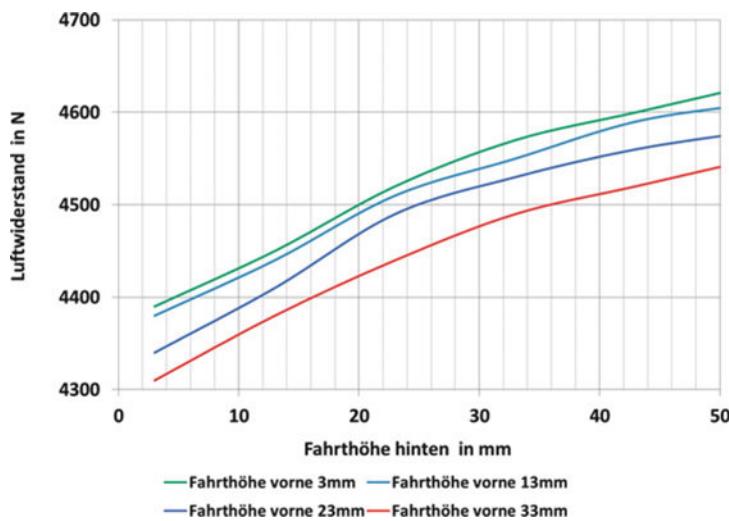


Abb. 8.28 Beispiel: Luftwiderstandskraft $F_{L,x}$ als Funktion der Fahrhöhen vorne und hinten. Der minimale Luftwiderstand wird für die kleinsten Fahrhöhen an Vorder- und Hinterachse erreicht

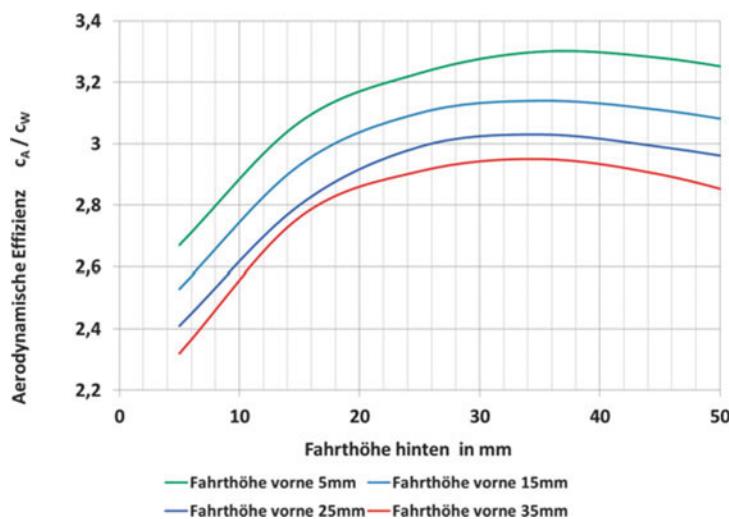


Abb. 8.29 Beispiel: Aerodynamische Effizienz c_A/c_w als Funktion der Fahrhöhen vorne und hinten. Für das vorliegende Fahrzeug wird die optimale aerodynamische Effizienz für eine Fahrhöhe an der Hinterachse im Bereich von 32 bis 38 mm erreicht. Je höher die Fahrhöhe an der Vorderachse, desto geringer die aerodynamische Gesamteffizienz!

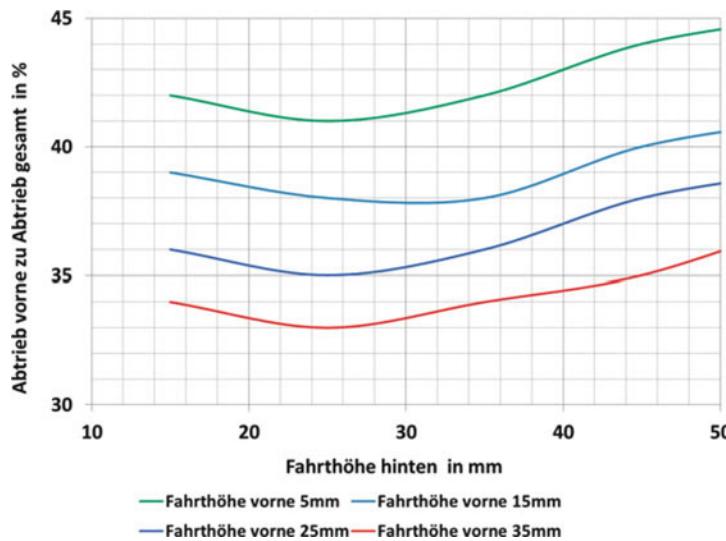


Abb. 8.30 Beispiel: Aerodynamische Balance: Prozentualer Anteil des Abtriebs an der Vorderachse als Funktion der Fahrhöhen vorne und hinten. Aus Abb. 8.27. ist ersichtlich, dass für das vorliegende Fahrzeug die optimale aerodynamische Effizienz für eine Fahrhöhe an der Hinterachse im Bereich von 32 bis 38 mm erreicht wird. Je nach gewählter Fahrhöhe an der Vorderachse kann der optimale Abtriebsanteil an der Vorderachse direkt abgelesen werden

8.6.4 Erreichbare Höchstgeschwindigkeit in der Ebene Achievable maximum Speed at Level

Bei Kenntnis der aerodynamischen Parameter (siehe Abschn. 1.6 und 8.6.3) und der Schwerpunktlagen des Fahrzeugs (siehe Abschn. 1.2) ist es zweckmäßig, auch die Bedingungen für die maximal erreichbare Höchstgeschwindigkeit in der Ebene zu kennen. Unter der Voraussetzung, dass sich die Antriebskraft wie die Achslasten zu gleichen Teilen auf die Antriebsräder verteilt, gilt vereinfachend für den Kraftschlussbeiwert eines Heckantriebs:

$$\mu_h = \frac{m_{V,t,dr} \cdot g \cdot f_R + 0,5 \cdot \rho_{L_e} \cdot C_W \cdot A \cdot (v_V \pm v_L)^2}{\frac{l_f}{l} \cdot m_{V,t,dr} \cdot g - 0,5 \cdot \rho_{L_e} \cdot C_{A,r} \cdot A \cdot (v_V \pm v_L)^2} \quad (8.32)$$

mit:

- $m_{V,t,dr}$: Gesamtmasse des betriebsfertigen Rennwagens inkl. Fahrer [kg]
- f_R : Rollwiderstandsbeiwert des Fahrzeugs [-]
- g : Erdbeschleunigung, $9,81 \text{ m/s}^2$
- ρ_{L_e} : Luftdichte [kg/m^3]; $1,225 \text{ kg/m}^3$ auf Meereshöhe bei 15°C und 1013 mbar
- c_w : c_w -Wert des Fahrzeugs [-]

$c_{A,r}$:	Abtriebsbeiwert an der Hinterachse des Fahrzeugs [–]
l_f :	Abstand der Vorderachse zum Fahrzeugschwerpunkt [m]
l :	Radstand [m]
A:	Anströmfläche des Fahrzeugs [m^2]
$v_V \pm v_L = v_F$:	Fahrzeuggeschwindigkeit \pm Windgeschwindigkeit = Anströmgeschwindigkeit [m/s]

Beispiel 8.7

In einem Ausrollversuch (siehe Abschn. 1.6) wurde für einen Formel-3-Rennwagen mit für Hochgeschwindigkeitsstrecken reduzierter Downforce ein c_w -Wert von 0,81 ermittelt. Die Anströmfläche beträgt $1,01 \text{ m}^2$. Die Wägung (siehe Abschn. 1.2) ergab für das Verhältnis $l_f/l = 0,61$. Die betriebsfertige Gesamtmasse beträgt mit einer erforderlichen Mindestanktfüllung von 3 Litern Kraftstoff nach Ende des Rennens 561 kg. Der Rollwiderstandsbeiwert beträgt 0,020. Mit dem Getriebe- und Aerodynamik-Setup für Monza wird bei optimalen Bedingungen im Qualifying eine Höchstgeschwindigkeit von 260 km/h erreicht. Es herrscht Windstille. Der Abtriebsbeiwert an der Hinterachse beträgt 0,20.

Für den Kraftschlussbeiwert an der Antriebsachse (Hinterachse) folgt somit:

$$\mu_h = \frac{561 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,027 + 0,5 \cdot 1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,93 \cdot 1,08 \text{ m}^2 \cdot \left(\frac{273}{3,6} \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{0,61 \cdot 561 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} - 0,5 \cdot 1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,25 \cdot 1,08 \text{ m}^2 \cdot \left(\frac{273}{3,6} \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2} = 1,0$$

Dieser Wert entspricht auch dem theoretisch maximal erreichbaren Kraftschlussbeiwert von 1 und bedeutet, dass dann keine Kraftschlussreserven mehr z. B. für Ausweichmanöver etc. verfügbar sind. Eine höhere Geschwindigkeit ist auch nicht erreichbar. Bei Regen nimmt der Kraftschlussbeiwert signifikant ab und damit auch die erreichbare Höchstgeschwindigkeit.

► **Tipp 8.12**

Die Aero-Maps in diesem Kapitel haben gezeigt, welch enorme Hilfe für die Beurteilung des gewählten Setups zur Verfügung steht, wenn die Fahrthöhen oder/und Federwege im Rennbetrieb gemessen werden. Der Einsatz der hierfür erforderlichen Sensoren ist zwar mit Investitionen verbunden, die sich jedoch in jedem Fall lohnen.

8.7 Nutzung von CFD-Software (Computational Fluid Dynamics) *Application of Computational Fluid Dynamics*

Wenn die erforderliche CFD-Software und entsprechende ingenieurmäßige Kompetenz zur Verfügung stehen, bietet es sich an, den Rennwagen mit einem 3D-Scanner einzuscannen und die Daten dann in einem CAD/CFD-Tool weiteren Analysen zuzuführen. Alternativ

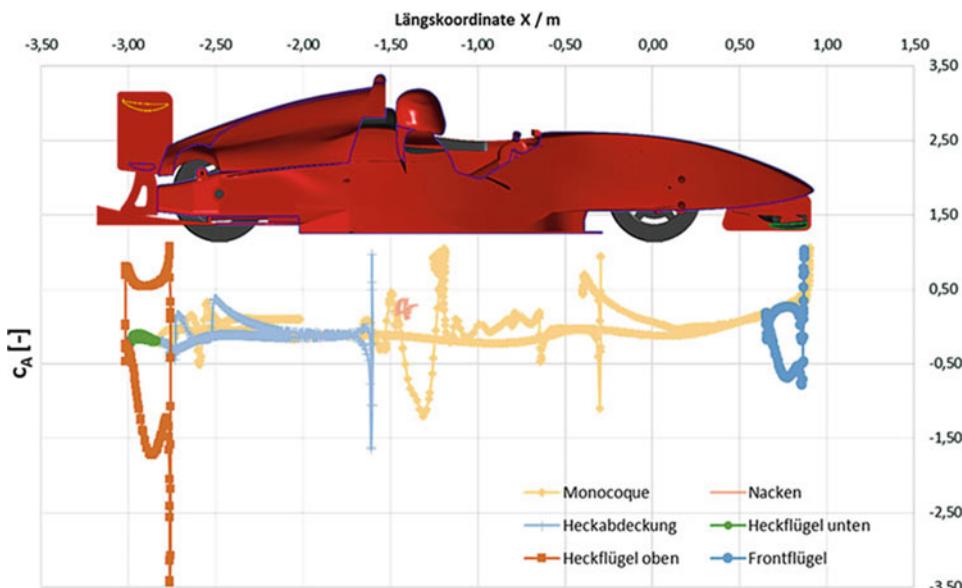


Abb. 8.31 Beispiel für die Beiträge der einzelnen Fahrzeug-Komponenten zum Abtrieb eines Tatuus-Formel-V-Rennwagens. (Quelle: Thomas Haberstock, Masterarbeit an der HAW Landshut, 2017 (bei Prof. Dr. R. Pütz))

können auch externe Dienstleister wie Hochschulen mit der Analyse beauftragt werden. Da sich aufgrund der bei einer CFD-Analyse stets notwendigen Vereinfachungen durchaus Ungenauigkeiten einstellen können, stellt das Ergebnis immer eine Näherung an die Wirklichkeit dar. Wie bei allen Simulationen sind die Ergebnisse der CFD-Analyse also stets durch Parameteridentifikationen auf der Basis von Messungen zu überprüfen.

Nachfolgend sind ausgewählte Ergebnisse einer CFD-Analyse am Beispiel eines modernen Formel-V-Rennwagens mit Tatuus-Formel-Renault 2000-Monocoque dargestellt. Daraus sind wichtige Rückschlüsse hinsichtlich des aerodynamischen Setups zu ziehen, siehe Abb. 8.31, 8.32, 8.33 und 8.34.

Abb. 8.31 zeigt den Beitrag der jeweiligen Fahrzeug-Komponenten zum Abtriebsbeitrag c_A . So ist der Einfluss der unterschiedlichen Front- und Heckflügeleinstellungen ersichtlich. Während der obere Heckflügel verstellbar ist und unterschiedlichen Abtrieb liefern kann, ist der Beitrag des unteren Heckflügels (Beam Wing) konstant. Auch ist das Zusammenspiel von Monocoque und Heckabdeckung erkennbar. Die unterschiedlichen Einstellungen können mit CFD parametriert werden, ohne aufwändige (und teure) Windkanaltests durchführen zu müssen.

Die Anwendung von CFD auf einzelne aerodynamische Komponenten ist nachfolgend am Beispiel eines Flügels mit Gurney-Leiste erläutert. Abb. 8.35 zeigt zunächst die Geschwindigkeitsverteilung der Fluidteilchen im Strömungsfeld für die Referenz (glatter Flügel). Zu erkennen ist, dass erwartungsgemäß die Strömungsgeschwindigkeit unterhalb

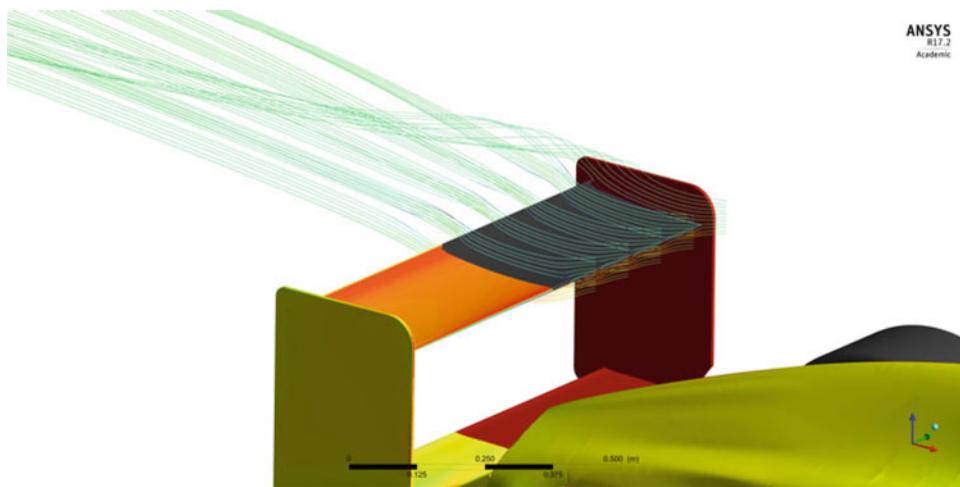


Abb. 8.32 Beispiel für die Umströmung des Heckflügels eines Tatuus-Formel-V-Rennwagens. Der positive Einfluss der Winglets ist evident. (Quelle: Thomas Haberstock, Masterarbeit an der HAW Landshut, 2017 (bei Prof. Dr. R. Pütz))

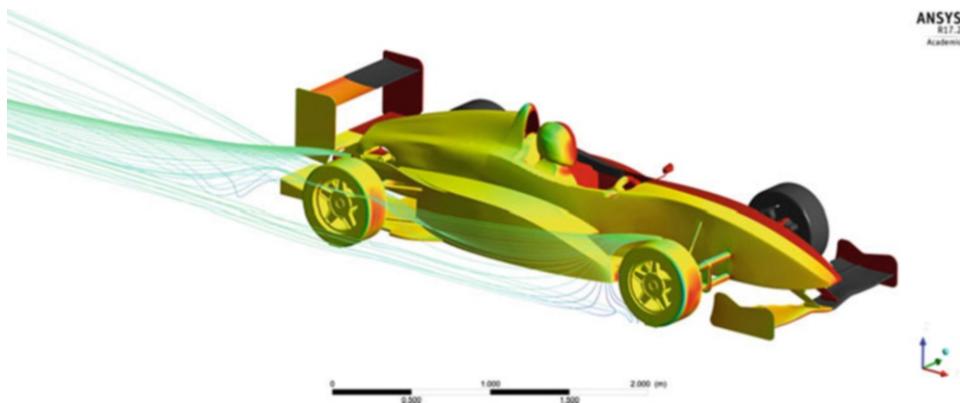


Abb. 8.33 Beispiel für die Umströmung der (Auftrieb-generierenden) Reifen eines Tatuus-Formel-V-Rennwagens. (Quelle: Thomas Haberstock, Masterarbeit an der HAW Landshut, 2017 (bei Prof. Dr. R. Pütz))

des Flügels (rote und gelbe Pfeile) schneller ist als oberhalb (blaue Pfeile). Dies führt aufgrund der Bernoulli-Gleichung zu einem höheren Druck auf der Oberseite und einem niedrigen Druck auf der Unterseite des Flügels und somit zu einer Abtriebskraft.

Bei der Variante mit Dimples im vorderen Bereich ist eine Verbesserung der aerodynamischen Effizienz gegenüber der Referenz (glatter Flügel) bei einem Anstellwinkel von 10° evident. Dabei wird bei allen Anströmgeschwindigkeiten sowohl die Abtriebskraft erhöht als auch die Strömungswiderstandskraft gesenkt. Durchaus bemerkenswert ist



Abb. 8.34 Beispiel für die Druckverteilung an einem Tatuus-Formel-V-Rennwagen. (Quelle: Thomas Haberstock, Masterarbeit an der HAW Landshut, 2017 (bei Prof. Dr. R. Pütz))

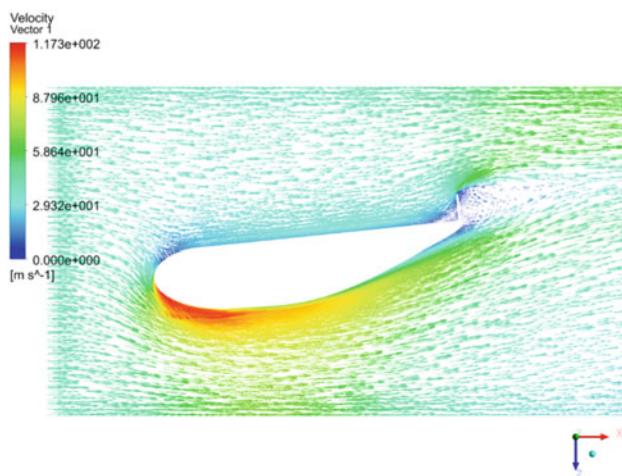


Abb. 8.35 Geschwindigkeitsverteilung am Referenzprofil (glatter Flügel) bei Anstellwinkel 10° und Anströmgeschwindigkeit 150 km/h. (Quelle: T. Hechfellner, Bachelorarbeit an der Hochschule Landshut 2017 (bei Prof. Dr. Pütz))

angesichts der Ergebnisse mit einem Flügel ohne Gurney-Leiste, dass die Variante mit Gurney-Leiste und Dimples über den gesamten Flügel eine Verschlechterung der aerodynamischen Effizienz im Vergleich zur Referenz aufweist. Daran ist zu erkennen, wie sensibel der Golfball-Effekt auf geringfügige Veränderungen der Oberfläche reagiert.

Die signifikante Verbesserung der Abtriebskraft bei der Variante mit Dimples im vorderen Bereich ist in Abb. 8.36 dokumentiert. Es wird im direkten Vergleich deutlich, dass dabei der Maximalwert des Drucks (roter Bereich) höher ist als bei der Referenz.

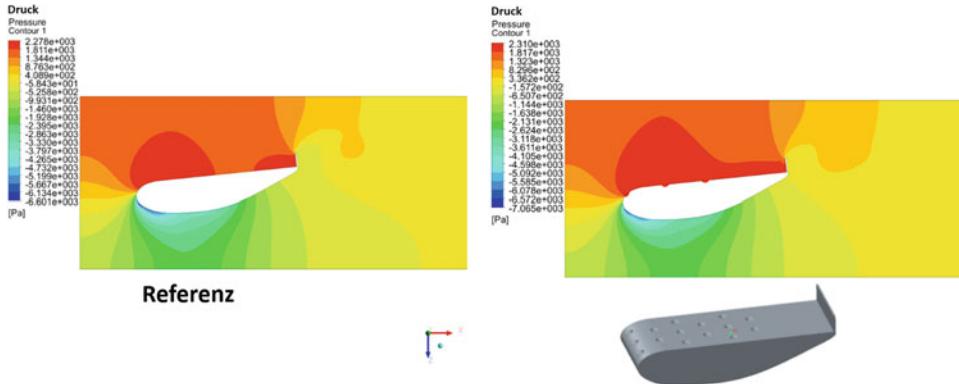


Abb. 8.36 Steigerung der Abtriebskräfte der Variante mit Dimples im vorderen Bereich (rechts) gegenüber dem glatten Referenzprofil (links) anhand der Druckverteilung bei Anströmgeschwindigkeit 150 km/h und Anstellwinkel 10°. (Quelle: T. Hechfellner, Bachelorarbeit an der Hochschule Landshut 2017 (bei Prof. Dr. Pütz))

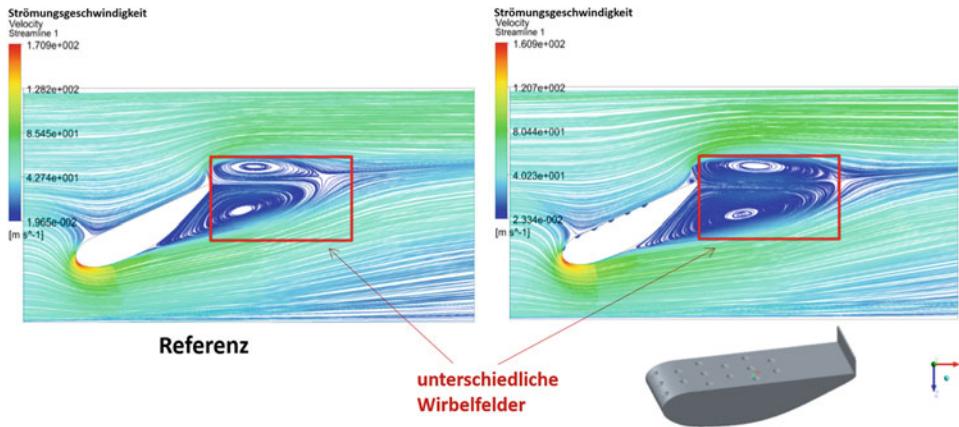


Abb. 8.37 Geschwindigkeiten und Stromlinien bei der Variante mit Dimples im vorderen Bereich (rechts) gegenüber dem glatten Referenzprofil (links) bei 150 km/h und Anstellwinkel 27,5°. (Quelle: T. Hechfellner, Bachelorarbeit an der Hochschule Landshut 2017 (bei Prof. Dr. Pütz))

Außerdem ist zu erkennen, dass der höhere Druck oberhalb des Flügels bei der Variante mit Dimples im vorderen Bereich über einen größeren Bereich angreift. Außerdem ist bei dieser Variante auch der Druck unterhalb des Flügels niedriger als bei der Referenz. Es ist zu beachten, dass dabei ein relativer Druck angegeben ist. Aufgrund der höheren Druckdifferenz bei der Variante mit Dimples im vorderen Bereich wird dort auch eine höhere Abtriebskraft generiert.

Für den Anstellwinkel von 27,5° ist jedoch zu erkennen, dass sich die aerodynamische Effizienz des Dimple-Konzeptes im Vergleich zur Referenz significant verschlechtert,

siehe Abb. 8.37. Dabei bildet sich bei der Variante mit Dimples im vorderen Bereich ein größeres Wirbelfeld nach dem Flügel aus, wodurch sich sowohl der Abtrieb verringert als auch der Strömungswiderstand erhöht.

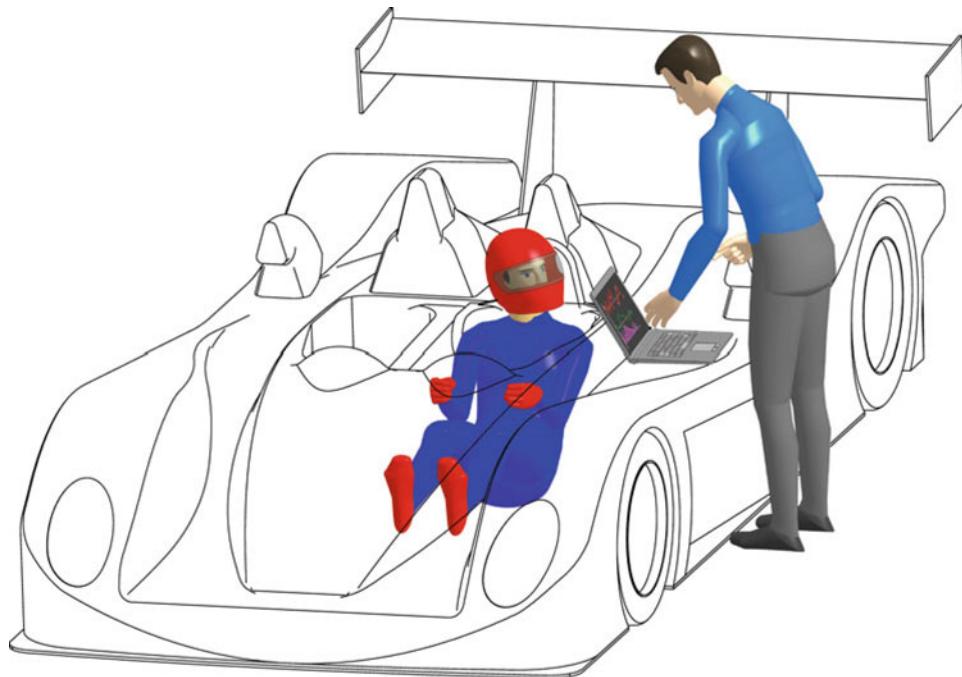
Literatur References

1. Rouelle, C.: Racecar Dynamics. Seminar. OptimumG, Centennial (2017)
2. Segers, J.: Racecar Data Acquisition and Analysis Seminar, Köln (2015)
3. Nowlan, D.: The Dynamics of the Race Car. E-Book, Sydney (2010). <https://www.chassissim.com>
4. Haberstock, T.: CFD-Analyse eines Formel-Rennwagens und begleitende Windkanaluntersuchungen. Hochschule Landshut, Bd. 6 (2017)
5. Hechfellner, T.: CFD-Rechnungen zu aerodynamischen Bauteilen an Rennwagen zur Untersuchung des Golfball-Effekts. Bachelor Thesis, Landshut (2017) [CFD calculations on aerodynamic systems of race cars analysing the golf ball effect]
6. Kampfl, M.: Aerodynamische Optimierungen an einem Rennwagenheckflügel unter Anwendung des Golfballeffekts. Bachelor Thesis, Landshut (2018) [Aerodynamic optimisation of a race car rear wing exploiting the golf ball effect]
7. Pütz, R., Haberstock, T.: Aerodynamic optimisation of existing race cars with modern engineering tools. Vortrag Professional Motorsport World Expo, Köln (2017)
8. Pütz, R., Kampfl, M., Hechfellner, T.: New methods in further aerodynamic optimisation of race cars exploiting the golf ball effect. Vortrag Professional Motorsport World Expo, Köln (2018)
9. Wieser, A.: Untersuchung aerodynamischer Optimierungsansätze anhand eines Formel-3-Rennwagens mittels Ausnutzung programmierter Chips und des Golfballeffektes. Bachelor-Thesis, Landshut (2019)
10. Pütz, R., Wieser, A.: „Chip Tuning“ to improve aerodynamic efficiency? Vortrag Professional Motorsport World Expo, Köln (2019)



Testfahrten Test Drives

9



9.1 Die Theorie ist verinnerlicht – nun folgt die Praxis *The Theory is internalized – now Practice follows*

Wieso sind Testfahrten überhaupt erforderlich, da doch alles in der Theorie erfasst und vorausberechnet werden kann? Dies ist die grundsätzliche Frage, die immer wieder gestellt wird, und die wie folgt beantwortet werden kann:

Erstens – und das ist vielleicht der wichtigste Aspekt – spielt der Faktor Mensch hinter dem Lenkrad, der Rennfahrer (und heute zunehmend auch die Rennfahrerin) eine entscheidende Rolle.¹ Diese sollten sich mit dem Auto und der Strecke bekannt machen. Talentierte und erfahrene FahrerInnen benötigen meist nicht mehr als drei, vier Runden, um eine Rennstrecke zu „verstehen“. Danach sollten sie ihre Konzentration auf das Testen der Technik und die Beurteilung des Setups und der Leistungsfähigkeit des Fahrzeugs richten können.

Zweitens beeinflussen die Reifen und Aerodynamik die Rundenzeiten hochsignifikant – weit vor der Motorleistung.² Diese beiden Bereiche sind allerdings äußerst komplex, so dass auch heute immer noch keine derart universell belastbaren Rechnerprogramme existieren, um unter gänzlichem Verzicht auf Testfahrten sogleich neue Reifen oder aerodynamische Settings anzuwenden. Auch wenn sich die Leistungsfähigkeit der Softwaretools immer weiter verbessert haben, bleibt es unverzichtbar, die prognostizierten Rechenergebnisse auf der Strecke zu validieren.

„Tracktime“ – also die Zeit auf der Rennstrecke – ist teuer! Nicht nur teuer im Sinne von finanziellen Aufwendungen für Miete der Strecken, Kraftstoff, Verschleiß an Motor und Getriebe, Reifen usw., sondern auch im Sinne der relativ limitierten Zeit, die an einem Testtag überhaupt für Testfahrten netto zur Verfügung steht. Bei einem Testtag mit „open Pitlane“ ist die Strecke zwar prinzipiell über einen ganzen Tag frei verfügbar, aber die Netto-Zeit auf der Strecke ist dabei wegen Abstimmungsarbeiten am Auto, eventuellen Reparaturen, Rotphasen (Code Red) wegen Unfällen (auch eigenen) und obligatorischer Mittagspause (aufgrund lokaler Geräuschimmissionsgesetzgebung) sehr viel geringer. Deshalb muss ein Testtag gut vorbereitet werden. Wenn morgens gegen neun Uhr die Pitlane geöffnet wird, muss das komplette Team – d. h. Rennfahrzeug, Mechaniker, Fahrer usw. – schon bereit stehen, um mit dem Testen zu beginnen. Dann ist keine Zeit mehr für Diskussionen, denn diese sollten im Vorfeld bereits geführt worden sein, sodass nunmehr ein abgestimmtes Testprogramm vorliegt, das jeder Beteiligte kennt und das professional absolviert werden kann. Der Fall, dass im Rahmen eines Rennwochenendes getestet wird, wobei oftmals mehrere Rennklassen gleichzeitig auf die Strecke kommen, ist suboptimal. Auch die verfügbare Zeit ist dann meist erheblich kürzer und eine gute Vorbereitung stark eingeschränkt.

¹Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5, Abschn. 5.3.3.

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

Eine Testsession dient nicht immer der unmittelbaren Erzielung schnellerer Rundenzeiten, denn es kann viel wichtiger sein, das Auto oder Teile davon besser zu verstehen. Erst wenn das Auto und sein Verhalten bestmöglich verstanden werden, können belastbare Entscheidungen zur weiteren Verbesserung getroffen werden. Als Beispiel mag die Formel 1 dienen, bei der im freien Training (Free Practice) am Freitag die Rennwagen hauptsächlich im submaximalen Bereich Daten sammeln. Schnelle Zeiten sind dann erst im Qualifying am Samstagnachmittag gefragt!

Zielsetzung

Mit einer klar definierten Zielsetzung bzw. Strategie für einen Test ist für jeden daran Beteiligten verständlich, was seine Aufgabe ist und was von ihm erwartet wird. Zielsetzungen können sein:

- Ausprobieren und Kennenlernen neuer Bauteileile (Flügel, Bremsen, Stoßdämpfer usw.).
- Erprobung neuer Fahrwerksabstimmungen (Fahrthöhen, Vor- oder Nachspur, Sturz usw.).
- Fahrertraining, oder das Potenzial neuer Fahrer kennenlernen.
- Kombinationen der hier genannten Varianten.

Die Definition der konkreten Zielsetzung kommt auch der Vorbereitung des Tests zugute.

Vorbereitung

Alle beim Test auf der Strecke zu untersuchenden Abstimmungen und Bauteile sollten noch vor der Abfahrt zur Rennstrecke in der Werkstatt überprüft oder markiert werden. Wenn z. B. die Vorspur getestet werden soll ist es hilfreich, dass die unterschiedlichen Vorspurabstimmungen vorher deutlich markiert werden. Damit kann der Test wesentlich schneller absolviert werden. Wenn der Fahrer z. B. nach zwei Runden zurück an die Boxen kommt, können die Mechaniker die nächste zu untersuchende Vorspur rasch einstellen, während der Fahrer seine Befundung an den Renningenieur berichtet. Dies dauert nur kurz, und die nächste Spur-Einstellung kann sofort ausprobiert werden. Eine Top-Leistung durch das Team ist dann erbracht, wenn auf diese Weise fünf bis sechs Spurabstimmungen innerhalb von einer Stunde getestet worden sind.

► Tipp 9.1

Dank der elektronischen Datenaufzeichnung können während nur zweier Runden einerseits alle erforderlichen Daten gesammelt und zudem auch eine schnelle Rundenzeit absolviert werden. Die Messung der Rundenzeit beginnt dann in der ersten Runde an einem Punkt nach Durchfahren der ersten Hälfte der Strecke. Wenn der Fahrer also die zweite Hälfte der ersten Runde und die erste Hälfte der zweiten Runde im tatsächlichen Renntempo fährt, hat er, außer den benötigten Daten, auch eine komplette Rennrunde gefahren, ohne eine komplette Warming-up- oder Cooling-down-Runde zu benötigen.

Auch müssen alle Sensoren des Datenaufzeichnungssystems im Voraus neu kalibriert und überprüft werden. Es wäre nicht tolerierbar, wenn sich später, nachdem ein ganzer Testtag absolviert worden ist, herausstellt, dass z. B. ein Bewegungssensor der Radaufhängung falsche Daten erzeugt hat.

► **Tipp 9.2**

Man muss sich immer darüber bewusst sein, dass der Fahrer, wie gut er auch sein mag, stets das schwächste Glied der Erfolgskette ist. Jeder Fahrer besitzt ein Limit der physischen Belastbarkeit. Sobald der Fahrer ermüdet, nimmt nicht nur seine Konzentration ab, sondern auch der Geschwindigkeitsdurchschnitt. Aber vor allem nimmt seine Lernkurve ab! Aber vor allem nimmt seine Lernkurve ab! Er kann neue Abstimmungsvarianten am Fahrzeug in Bezug auf die Streckenabschnitte nicht mehr verlässlich beurteilen. Sein Feedback über neue Abstimmungen verliert signifikant an Wert. Fazit: Die physische Kondition eines Rennfahrers ist nicht minder wichtig als die Zuverlässigkeit des Rennwagens!

Beispiel 9.1

Während eines „Open Pitlane“-Testtages werden viele Tests durch das Team konzentriert durchgeführt. Der Renningenieur ist mit der Leitung des Teams und der Sammlung von Race-Daten beschäftigt. Erst nach der Rückkehr in die Werkstatt hat er die nötige Zeit, diese Daten ausführlich zu analysieren. Er erschrickt als er bemerkt, dass die Sensoren völlig unplausible, falsche Federwege anzeigen: In Abb. 9.1 ist zu sehen, dass in einer schnellen Linkskurve (die Lateralkraft ist dort hoch, siehe die blaue Linie in der unteren Grafik) die Räder unlogische Federwege ausführen: Das Rad links vorne (rot) sollte ausfedern, aber es federt ein. Und das Rad rechts vorne (dunkelblau) sollte einfedern, aber es federt aus. Offensichtlich sind die Sensoren verwechselt worden. Der Renningenieur hat dies im vorliegenden Fall mit Hilfe der verwendete MoTeC-Software korrigieren können. Ohne diese Korrekturen wären alle Aufzeichnungen ohne Wert gewesen.

Meteorologische Verhältnisse

Es ist einleuchtend, dass die Testergebnisse auf trockenen und nassen Strecken nicht miteinander vergleichbar sind. Aber sogar wenn lediglich die Sonne scheint, können sich die Temperaturen von Luft und Asphalt bereits signifikant ändern und das gefundene, optimale Setup obsolet machen. Wie in Kap. 8 beschrieben, werden sich die aerodynamischen Parameter mit der Lufttemperatur stark verändern. Der Frontflügel eines Formel-Rennwagens wird also morgens um neun Uhr einer Lufttemperatur von z. B. 15 °C und nachmittags um vier Uhr einer Lufttemperatur von z. B. 38 °C ausgesetzt sein. Der daraus

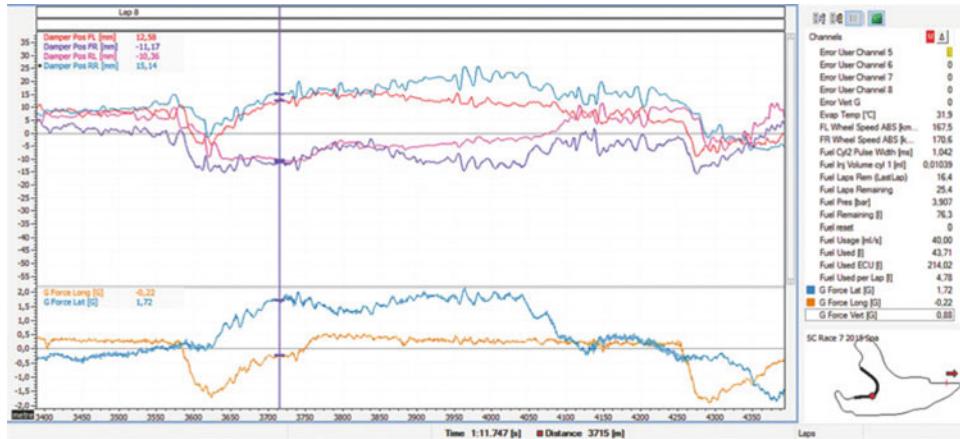


Abb. 9.1 An den Vorderrädern ergeben sich unlogische Federwege: Das Rad links vorne (rot) sollte in dieser schnellen Linkskurve ausfedern, aber es federt ein. Analog sollte das Rad rechts vorne (dunkelblau) einfedern, aber es federt aus. Hier waren die Sensoren verwechselt worden!

folgende Unterschied im Abtrieb ist unvermeidlich! Die Ursache dieses Unterschieds resultiert daraus, dass sich an einem warmen Tag der Asphalt, und damit die Luft über dem Asphalt, stärker aufwärmst als die Umgebungsluft. Der näher am Boden befindliche Frontflügel wird also weitaus sensibler auf Temperaturänderungen reagieren als der Heckflügel. Die ursprüngliche Balance des Fahrzeugs ist also gestört.

Deshalb sollte zur besseren Verifikation ein Testtag mit der morgendlichen Abstimmung beendet werden, um den Verlauf belastbar feststellen zu können. Damit ist eine bessere Validierung der Testresultate gegeben.

Zudem hat ein Temperaturanstieg, vor allem des Asphalt, auch großen Einfluss auf die Reifen.

Der Renningenieur entscheidet!

Ein gut funktionierendes Team besteht aus drei „Parteien“: dem Fahrer, dem Renningenieur und den Mechanikern (inklusive dem für die Datenaufzeichnung Verantwortlichen; Data Acquisition Guy, oder DAG). Der Fahrer fährt und gibt sein Feedback an den Renningenieur. Dieser notiert die Bemerkungen des Fahrers und zieht daraus seine eigenen Schlüsse. Daraus leitet er die durchzuführenden Abstimmungsarbeiten für die Mechaniker ab.

Diese natürliche Reihenfolge ist wichtig, weil der Renningenieur über das Testprogramm entscheidet, denn er verantwortet dies und überwacht folglich die folgerichtige Durchführung des gesamten Testprogramms. Der Fahrer sollte daher z. B. nicht nach „mehr Sturz vorne“ fragen, sondern er sollte lediglich das Symptom melden, dass er Untersteuern feststellt. Der Renningenieur kann wesentlich besser beurteilen, warum das diagnostizierte Untersteuern auftritt: vielleicht ist ja sogar schon zu viel Sturz eingestellt!

Bei der Rückmeldung vom Fahrer an den Renningenieur sollte der Fahrer sich bei seiner Rückmeldung immer auf exakt die jeweiligen Phasen der Kurve beziehen, wie sie in Kap. 2 beschrieben sind. Untersteuern in der Mitte der Kurve erfordert eine komplett andere Lösung als Untersteuern während des Einlenkens! Und wenn der Fahrer die geforderten, differenzierten Aussagen nicht von sich aus vorbringt, sollte der Renningenieur explizit danach fragen.³

Es ist dabei natürlich nicht notwendig, das Verhalten des Fahrzeugs in allen fünf Phasen für alle Kurven der Rennstrecke zurückmelden zu können. Wenn der Fahrer in der Lage ist, lediglich von einer schnellen und einer langsamen, kurzen Kurve das Fahrzeugverhalten in allen fünf Phasen zu beurteilen, erfüllt er bereits die an ihn gestellten Erwartungen.

Auch wenn der Fahrer der Inhaber des Teams ist und folglich derjenige, der die Kosten trägt, sollte er sich im eigenen Interesse dieser „Befundungs-Hierarchie“ fügen. Dazu sei hier der Vergleich mit einem Segelschiff angeführt: Es ist gleichgültig, wer der Eigner ist und alles bezahlt – sobald gesegelt wird, ist der Kapitän der „Boss“, ohne Diskussionen an Bord! Und um in diesem Beispiel zu bleiben: Wenn es unterschiedliche Meinungen gibt, sollten diese erst wieder nach der Rückkehr am Kai besprochen werden!

Kommunikation

Um das Team vor unnötigem Stress durch den Inhaber und/oder Sponsor zu schützen, sollten Inhaber und Sponsor bereits im Voraus über die Zielsetzungen der jeweiligen Testfahrten informiert werden. Selbstverständlich sind Inhaber und Sponsoren vor allem an besseren Leistungen und Erfolgen im Rennen interessiert, und deshalb erwarten sie fälschlicherweise schnellere Rundenzeiten auch schon bei Tests.

Der Renningenieur sollte daher verstehen, dass der Inhaber aus seiner isolierten Sicht wohl oftmals kaum Verständnis für Zielsetzungen wie „bessere Kenntnis über die Aerodynamik“ anstatt „schnelleren Rundenzeiten“ hat. Oftmals ist es erforderlich, die Zielsetzung z. B. „bessere Kenntnis über die Aerodynamik“ zu übersetzen in für den Teaminhaber und die Sponsoren greifbarere Ziele wie z. B. „kürzerer Testaufwand während des nächsten Rennens auf einer Hochgeschwindigkeitsstrecke“ etc.

9.2 Die fünf charakteristischen Phasen einer Kurve im Überblick *The five characteristic Phases of a Curve at a Glance*

In Abb. 9.2 sind Eigenschaften, Ursachen und mögliche Lösungen bei Untersteuern für die fünf Phasen der Kurve zusammengefasst.

Mit Hilfe der durch die Datenaufzeichnung gesammelten Daten und/oder durch die Rückmeldungen des Fahrers können Unter- oder Übersteuern für jede Phase einer Kurve belastbar festgestellt werden. Die Ursachen von Untersteuern (in Abb. 9.2 in Rot hinterlegt)

³Siehe dazu auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5, Abschn. 5.3.3.

PHASE:	EINLENKEN	ROLLEN	MITTE DER KURVE	ZURÜCK-ROLLEN	AUSLENKEN
KENNZEICHEN: :	ERSTE LENKBEWEGUNG	ÜBERGANG VON DER WAAGERECHTEN LAGE ZUM ROLLEN	STABILE PHASE MIT KONSTANTEM ROLLWINKEL (WANKWINKEL)	VERLASSEN DER STABILEN PHASE, ZURÜCKROLLEN IN DIE WAAGERECHTE LAGE	ÜBERGANG ZUR GERADEAUSFAHRT
URSACHCHEN VON UNTER-STEUERN:	-Rollzentrum unter der Straße; -zu wenig Abtrieb durch Frontflügel	-Wirkung von Dämpfer, Federn und Stabilisator nicht im Gleichgewicht.	-Zu viel Seitenkraft hinten bzw zu wenig Seitenkraft vorne.	-Wirkung von Dämpfer, Federn und Stabilisator nicht im Gleichgewicht.	-wenig Abtrieb auf Vorderräder; -Reifen überbelastet; -Ausgleichsgtr. mit Sperre
MÖGLICHE LÖSUNGEN:	Geometrie Mehr Sturzänderung durch größere Spreizung und Nachlauf Vor- und Nachspur Aerodynamik	Dämpfung Federung Stabilisator Sturz	Dämpfung Federung Stabilisator Sturz	Dämpfung Federung Stabilisator Sturz	Vor- und Nachspur Fahrtstil: Motorleistung 'weicher' auf die Straße bringen. Aerodynamik

Abb. 9.2 Im Laufe der vorangegangenen Kapitel sind die Ursachen von Unter-/Übersteuern für jede der fünf charakteristischen Phasen einer Kurve beschrieben und mögliche Lösungsansätze besprochen worden. Bei Testfahrten sollte der Rennfahrer versuchen, für möglichst jeden Typ einer Kurve (zumindest eine langsame, eine mittelschnelle und eine schnelle Kurve) die Straßenlage wahrzunehmen und dem Renningenieur das Fahrzeugverhalten zurück zu melden

sind aber in jeder Phase völlig unterschiedlich und erfordern deshalb auch unterschiedliche Lösungen. Als Lösungsansätze können jeweils mehrere Optionen je Phase der Kurve dienen (in Abb. 9.2 in Grün hinterlegt).

Der Renningenieur muss i. d. R. eine Mischung aus seiner Erfahrung und seinen theoretischen Kenntnissen anwenden, um die letztendlich optimale Fahrwerksabstimmung zu finden. Aufgrund der Komplexität des „Gesamtsystems Rennwagen“ gibt es kaum Lösungen, die bei allem Erfolg nicht auch negative Effekte auf einige der die Straßenlage beeinflussenden Faktoren und Systeme haben werden. Oftmals wird ein Problem gelöst und dabei zugleich ein neues Problem geschaffen. Das optimale Setup bedeutet stets einen Kompromiss zu finden, der das Optimum darstellt. Die Informationen in Abb. 9.2 helfen dabei, Probleme strukturiert zu erfassen und zu lösen.

Der Fahrer soll sich darauf konzentrieren, das Verhalten des Autos in den fünf charakteristischen Phasen der Kurve für jeweils drei unterschiedliche Kurven – eine langsame, eine mittelschnelle und eine schnelle – wahrzunehmen, um seine Befundung später mit dem Renningenieur diskutieren zu können.

9.3 Definitionen unterschiedlicher Tests *Definitions of different Tests*

Tests können grundsätzlich in Non-Performance-Tests und Performance-Tests unterteilt werden.

Bei *Non-Performance-Tests* handelt es sich um Tests, bei denen schnelle Rundenzeiten keine Rolle spielen. Diese Tests sollten immer im Vorfeld der eigentlichen Performance-Tests auf der Rennstrecke durchgeführt werden.

Beispiele für Non-Performance-Tests:

- „Shake down Test“ (erfolgt, nachdem das Auto neu konfiguriert ist, oder nach einer großen Wartung; dabei Überprüfen von Verbindungsteilen („Nuts-&-Bolts“), Leckagen, Funktion der Elektronik, Kalibrierung von Sensoren usw.).
- Aerodynamische Tests (siehe Kap. 8 für die Festlegung von Aeromaps für unterschiedliche Fahrthöhen, Rake, Flügelprofile, Flügelhöhen, Flügeleinstellwinkel, Diffusoren, Splitter sowie Ausrollversuche usw.).

Diese Arten von Tests finden oftmals auf einem Flugplatz statt und werden aufgrund ihrer Monotonie von Rennfahrern nicht unbedingt geliebt. Deshalb werden für diese Testfahrten oftmals Ersatzfahrer bzw. erfahrene Testfahrer eingeladen. Dennoch sind diese Tests unverzichtbar!

Performance-Tests werden dann im Anschluss auf einer Rennstrecke durchgeführt, wenn Ergebnisse im Bereich der Renngeschwindigkeit gefragt sind. Ein Testlauf auf nur 97 % des Leistungsbereichs (sogenannter „Performance Envelope“) verschafft zu wenig verwertbare Informationen. Bei durchschnittlichen Rundenzeiten von 1 min 40 s bedeutet der 97 %-Leistungsbereich eine Rundenzeit von 1 min 43 s. Dieser Unterschied von nur 3 Sekunden ist jedoch bereits zu groß, um die richtigen Schlüsse in Bezug auf die mögliche Performance von Reifen und Aerodynamik ziehen zu können. Solche Tests sollten im Qualifikationstempo gefahren werden!

Beispiele für Performance-Tests betreffen:

- Reifen (siehe Abschn. 9.5).
- Stoßdämpfer: Settings für Einfederung (Bump) und Ausfederung (Rebound) bei hohen und niedrigen Frequenzen.
- Federn und Stabilisatoren: Raten, Motion Ratios.
- Gewichtstransfer: gesamter, elastischer, geometrischer Gewichtstransfer, Balance.
- Stabilität, oder auch „yaw sensitivity“ (Gierempfindlichkeit).
- Einfluss von Rake (oder: Schrägstellung in der Seitenansicht) auf die Aerodynamik.

Weil dieses Buch sich ausschließlich der Straßenlage von Rennwagen widmet, werden andere wichtige Daten, z. B. vom Motor, hier nicht berücksichtigt.

Serné CM Racecar Handling Setup sheet		Date dd mm yy	Car Serano JS GT3																	
Track Francorchamps		Driver Ellen																		
Event Final Races		Session qualifying																		
FRONT																				
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 25%;">Splitter</th> <th style="width: 25%;">model 3</th> <th style="width: 25%;">Angle</th> <th style="width: 25%;">5 [deg]</th> </tr> <tr> <th>Anti-roll bar</th> <th>1 1/4"</th> <th>setting</th> <th>hole 2 [-]</th> </tr> </thead> </table>								Splitter	model 3	Angle	5 [deg]	Anti-roll bar	1 1/4"	setting	hole 2 [-]					
Splitter	model 3	Angle	5 [deg]																	
Anti-roll bar	1 1/4"	setting	hole 2 [-]																	
FRONT LEFT		FRONT RIGHT																		
Camber	3.5 [deg]	Ride Height	105 [mm]	Camber	3.5 [deg]	Ride Height	105 [mm]													
Caster	9.5 [deg]	Spring	250 [lbs/"]	Caster	9.5 [deg]	Spring	250 [lbs/"]													
toe-in	1.7 [mm]	MR	1.15 [-]	toe-in	1.7 [mm]	MR	1.15 [-]													
Tyre:		Wheelrate	189.0 [lbs/"]	Tyre:		Wheelrate	189.0 [lbs/"]													
Size	300/680 R18	Shocks:	300/680 R18	Size	300/680 R18	Shocks:														
diameter	647 [mm]	Supplier/Type	Intrax 4w BT+ARC	diameter	647 [mm]	Supplier/Type	Intrax 4w BT+ARC													
setup	1.55 [bar]	Bump	LSB10 HSB 15 clicks	setup	1.55 [bar]	Bump	LSB10 HSB 15 clicks													
cold	1.28 [bar]	Rebound	REB -14 clicks	cold	1.28 [bar]	Rebound	REB -14 clicks													
warm	1.8 [bar]	Gaspressure	15 [bar]	warm	1.8 [bar]	Gaspressure	15 [bar]													
WEIGHT & BALANCE:																				
Tankvolume	55 [ltr]	LF	415 [kg]	RF	397.4 [kg]	812.4 [kg]	51,6%													
sp. Mass	0.74 [kg/ltr]	LR	397.4 [kg]	RR	366.1 [kg]	763.5 [kg]														
weight	40.7 [kg]	LEFT tot	812.4 [kg]	RIGHT tot	763.5 [kg]	1.575.9 [kg]														
weight driv	79 [kg]				48,4%		Diagonal% LR-RF: 50,4%													
REAR																				
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 25%;">Rearwing</th> <th style="width: 25%;">300LD</th> <th style="width: 25%;">Anti-roll bar</th> <th style="width: 25%;">Rake:</th> </tr> <tr> <th>Angle</th> <th>15 [deg]</th> <th>setting/hole</th> <th>5</th> </tr> </thead> </table>				Rearwing	300LD	Anti-roll bar	Rake:	Angle	15 [deg]	setting/hole	5	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 25%;">Wheelbase</th> <th style="width: 25%;">Rake:</th> <th style="width: 25%;">Rakeangle:</th> <th style="width: 25%;">1,1 [deg]</th> </tr> </thead> </table>				Wheelbase	Rake:	Rakeangle:	1,1 [deg]	
Rearwing	300LD	Anti-roll bar	Rake:																	
Angle	15 [deg]	setting/hole	5																	
Wheelbase	Rake:	Rakeangle:	1,1 [deg]																	
REAR LEFT		REAR RIGHT																		
Camber	3.5 [deg]	Ride Height	150 [mm]	Camber	3.5 [deg]	Ride Height	150 [mm]													
toe-in	1.7 [mm]	Spring	250 [lbs/"]	toe-in	1.7 [mm]	Spring	250 [lbs/"]													
		MR	1.15 [-]			MR	1.24 [-]													
Tyre:		Wheelrate	189.0 [lbs/"]	Tyre:		Wheelrate	162.6 [lbs/"]													
Size	320/680 R18	Shocks:	320/680 R18	Size	320/680 R18	Shocks:														
diameter	647 [mm]	Supplier/Type	Intrax 4w BT+ARC	diameter	647 [mm]	Supplier/Type	Intrax 4w BT+ARC													
setup	1.55 [bar]	Bump	LSB10 HSB 18 clicks	setup	1.55 [bar]	Bump	LSB10 HSB 18 clicks													
cold	1.28 [bar]	Rebound	REB -18 clicks	cold	1.28 [bar]	Rebound	REB -18 clicks													
warm	1.8 [bar]	Gaspressure	15 [bar]	warm	1.8 [bar]	Gaspressure	15 [bar]													
GEARING:																				
IN	OUT	Ratio	max Torq@RPM	7100 [-/min]																
CW & Pinion	10	35	Dynamic Diameter	674 [mm]																
1st gear	14	34		7100 [km/h]																
2nd gear	17	30		106 [km/h]																
3rd gear	20	28		146 [km/h]																
4th gear	22	24		184 [km/h]																
5th gear	24	22		236 [km/h]																
6th gear	27	21		281 [km/h]																
				331 [km/h]																

Abb. 9.3 Beispiel für ein „Data Sheet“. Der Renningenieur sollte eine solche geeignete Tabelle so zusammenstellen, dass er bequem alles überblickt, um auch unter großem Stress schnell die richtigen Maßnahmen einleiten zu können

Primäres Ziel der Teststage ist es, Daten zu sammeln. Während eines Testtags sollten alle ermittelten Daten vom Aufzeichnungssystem gespeichert oder manuell aufgeschrieben werden. Erst im Anschluss, abends oder am Folgetag in der Werkstatt, ist Zeit für eine tief gehende Analyse der Daten. Deshalb sollte alles exakt festgelegt werden, denn der Renningenieur wird sich kaum alle Daten merken können. Ein Beispiel für ein Setup-Sheet ist in Abb. 9.3 gezeigt. Jede Änderung am Setup sollte zusammen mit den zugehörigen Rundenzahlen dokumentiert werden. Der für die Datenaufzeichnung Zuständige (DAG) muss dabei alle gespeicherten Daten-Files (Data Sheet, Datenspeicherung, Video-Files der On-Board-Kamera usw.) dermaßen nachvollziehbar festlegen (d. h. mit Rundennummer, Uhrzeit, Datum, Strecke, Fahrer usw.), dass der Renningenieur später ohne Aufwand die Daten finden und zuordnen kann.

9.4 Gezielte Tests *Specific targeted Tests*

Um einen Rennwagen richtig zu verstehen und optimal abzustimmen gibt es – außer den Kenntnissen und Parametern zu den Reifen (siehe Abschn. 9.5), fünf sogenannte „**Magic Numbers**“:⁴

- Die Dämpfer-Charakteristik (siehe Kap. 4).
- Der Gewichtstransfer (siehe Kap. 5).
- Verteilung des Widerstands gegen Aufbau-Rollen auf Vorder- und Hinterachse (siehe Kap. 6).
- Die statische Gewichtsverteilung (siehe Kap. 6).
- Die Aerodynamik (siehe Kap. 8).

9.4.1 Dämpfer-Charakteristik *Damper Characteristics*

Wie in Kap. 4 beschrieben gibt es zwei Arten von Dämpfung: die Hoch-Frequenz-Dämpfung, um zu verhindern dass das Massen-Feder-System beginnt in seiner Eigenfrequenz zu schwingen, und die Nieder-Frequenz-Dämpfung zur Kontrolle der Roll- und Nickbewegungen.

Die erforderliche Hoch-Frequenz-Dämpfung kann im Voraus berechnet werden, denn die benötigten Federraten und Massen sind schon bekannt, siehe (4.2). Die Nieder-Frequenz-Dämpfung aber ist ein Faktor, der sich nur schwierig im Voraus berechnen lässt. Daher sollten die Testfahrten hierüber mehr Auskunft liefern. Mit Hilfe von Simulations-Software (wie z. B. ChassisSim) ist es möglich, dass im Vorfeld der Testfahrten bereits eine gute Annäherung der Dämpfersettings erreicht werden kann, womit kostspielige Testzeit auf der Strecke eingespart wird.

Deshalb ist es interessant zu untersuchen, wie sich der Fahrzeugaufbau in den Übergangsphasen, also in den Phasen 2 und 4 der Kurve, bewegt. Dabei ist es wichtig zu beobachten, wie am Ende der Geraden die Fahrzeugfront eintaucht und beim Einlenken die Rollbewegung eingeleitet und beendet wird:

1. Das kurvenäußere Vorderrad geht beim Bremsen in Einfederung (Bump) und soll während der Rollbewegung eingefedert bleiben.
2. Das kurveninnere Vorderrad geht zuerst in Einfederung bzw. Bump, danach jedoch in Ausfederung (Rebound).
3. Das kurvenäußere Hinterrad geht zuerst in Rebound, und danach in Bump.
4. Das kurveninnere Hinterrad geht in Rebound und bleibt in Rebound.

⁴Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 5, Kap. 5.

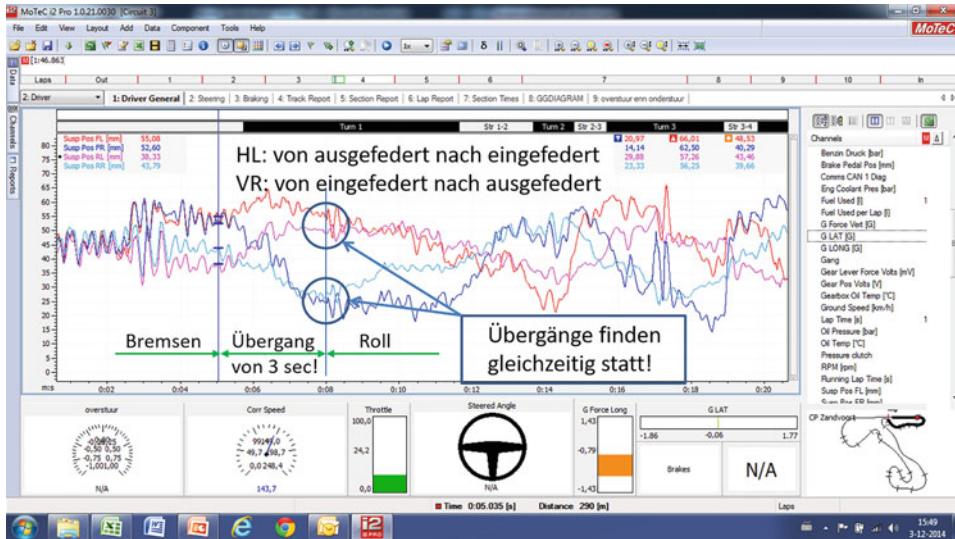


Abb. 9.4 Beispiel für einen hochwertigen Sportwagen in Zandvoort mit einem adäquaten Verlauf des Übergangs von Geradeausfahrt, Bremsen und Rollen

Abb. 9.4 zeigt ein Beispiel für einen hochwertigen Sportwagen in Zandvoort am Ende der Geraden beim Einlenken mit einem sauberen Verlauf dieser Reihenfolge. Diese Rollbewegung kann mit Hilfe der Nieder-Frequenz-Abstimmung für Druck- und Zugstufe (Bump und Rebound) der Dämpfer kontrolliert werden.

Auch die Zusammenstellung aller auftretenden Dämpfungsrate in Form eines Histogramms gibt Aufschluss über die Dynamik des Autos. Eine solche Grafik (siehe Abb. 9.5; zuvor bereits als Abb. 4.13 ausführlich beschrieben) erfolgt aus der zeitlichen Ableitung des Federwegs, woraus die Dämpfergeschwindigkeit bestimmt wird. Ein brauchbares Datenaufzeichnungssystem (Data-Acquisition-Software) liefert diese Funktion als Standard.

Jede der Säulen repräsentiert eine Geschwindigkeitsstufe, hier jeweils Bereiche von 10 mm/s. Die Verbindung der Spitzen aller Säulen formt eine sogenannte Glocken-Kurve, hier die rote Linie. Der Form dieser Kurve zeigt zwei entscheidende Größen: die Form der Kurve und deren Symmetrie.

Je mehr ein Dämpfer im Bereich der niedrigen Dämpfergeschwindigkeiten betrieben wird (hier: dunkelblaue Säulen), desto höher sind die zugehörigen Säulen. Eine hohe Säule bedeutet, dass der Dämpfer sich lange in dieser Geschwindigkeitsstufe bewegt. Die höchste dunkelblaue Säule zeigt, dass der Dämpfer sich mit 12,2 % der Zeit im Bereich von bis zu 10 mm/s bewegt. Gründe dafür könnten eine harte Feder oder ein harter Einwärtschlag sein.

Die Beurteilung der Symmetrie gibt darüber Auskunft, wie lange sich der Dämpfer in Bump (Einfederung) und Rebound (Ausfederung) befindet. Eine 100 %ige Symmetrie

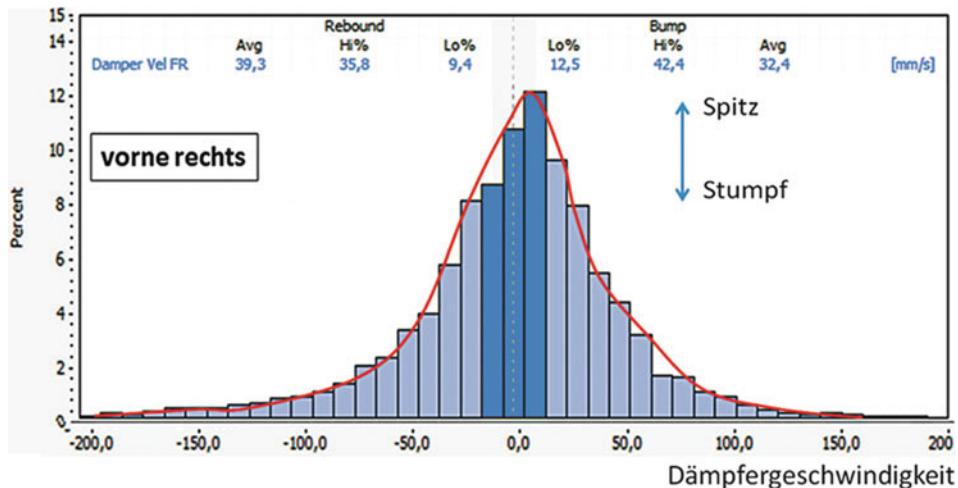


Abb. 9.5 Dämpfer-Histogramm: Zeitanteile in den einzelnen Dämpfergeschwindigkeits-Bereichen. Die rote Kurve ist die „Glocken-Kurve“. Diese Art von Darstellung braucht eine angemessene Stufenzahl, d. h. dass die gewählte Stufe der Dämpfergeschwindigkeit nicht zu groß ist. Hier ist die Stufenzahl 10 mm/s, was ausreichend ist

wäre in jedem Fall bereits eine gute Ausgangslage für Optimierungen, aber nicht immer ist diese ein anzustrebendes Ziel. Die meisten Rennstrecken werden nämlich im Uhrzeigersinn (rechtsdrehend) befahren, wodurch die meisten Kurven folglich Rechtskurven sind. Allein diese Tatsache könnte bereits die Notwendigkeit einer asymmetrischen Glocken-Kurve begründen.

Eine grundsätzliches Optimierungsziel ist es, dass der Aufbau eine „saubere“ Rollbewegung ausführt – also „symmetrisch“ rollt. Das bedeutet, dass das kurvenäußere Rad genau so weit und schnell einfedert wie das kurveninnere Rad ausfedert. Somit sollen die Dämpfergeschwindigkeiten an der kurvenäußeren Fahrzeugseite bei der Dämpfer-Einfahrbewegung und an der kurveninneren Seite bei der Ausfahrbewegung nahezu identisch sein, was eine symmetrische Glocken-Kurve für die Räder beider Seiten impliziert. Die Kräfte sind dabei aber nicht gleich, weil die Bewegungen des *kurvenäußeren- und kurveninneren Rades* durch unterschiedliche Kräfte bestimmt werden.

In Abb. 9.6 zeigt alle im Reifenlatsch auftretenden Kräfte, wobei alle Kräfte auf das Rad bezogen sind. Diese beinhalten:

- ΔF_{ungef} : Gewichtstransfer der ungefederten Masse. Diese ist immer geometrisch.
- $\Delta F_{\text{geo,gef}}$: Geometrischer Gewichtstransfer der gefederten Masse.
- $m_{\text{ungef}} \cdot g$: Gewichtskraft der ungefederten Masse.
- $F_{z,\text{Stabi}}$: Kraft am Stabilisator, am kurvenäußeren und -inneren Rad gleich groß, aber entgegengesetzt gerichtet.

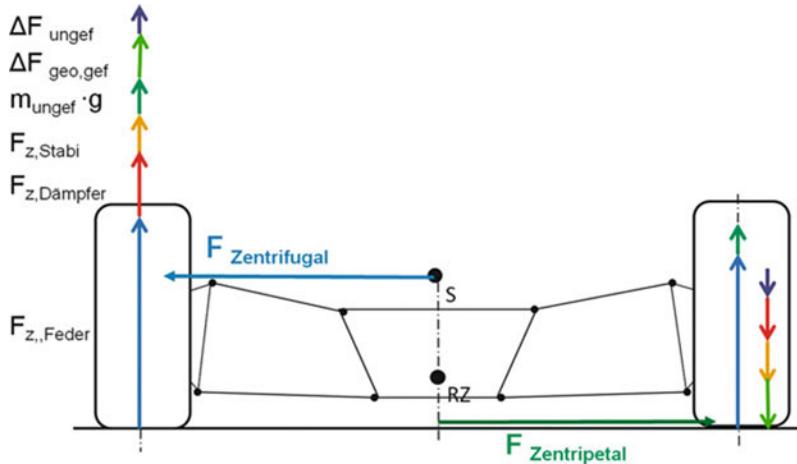


Abb. 9.6 Summe der Vertikalkräfte im Reifenlatsch während Phase 3 (Mitte der Kurve). Die äußeren Kräfte auf die Reifen, die während der Rollbewegung auf den Reifenlatsch einwirken, sind am kurvenäußersten- und -inneren Rad unterschiedlich. Deshalb könnte es notwendig sein, an beiden Stoßdämpfern unterschiedliche Dämpferkräfte für niedrige Frequenzen der Einwärts- und Auswärtsbewegung einzustellen

$F_{z,\text{Dämpfer}}$: Kraft am Stoßdämpfer, welcher während der Rollbewegung am kurvenäußeren Rad in Kompression und am kurveninneren Rad in Dekompression ist.

$F_{z,\text{Feder}}$: Kraft an der Feder. Diese Kraft beinhaltet am kurvenäußeren Rad das statische Gewicht der gefederten Masse + aerodynamischem Abtrieb + elastischem Gewichtstransfer der gefederten Masse. Am kurveninneren Rad beinhaltet die Federkraft das statische Gewicht der gefederten Masse + aerodynamischem Abtrieb – elastischem Gewichtstransfer der gefederten Masse.

Eine zu 100 % exakt symmetrische Glockenkurve wäre erstrebenswert, ist aber nicht unbedingt erforderlich: Während Phase 3 (Mittelteil der Kurve) ist eine Symmetrie machbar, aber nicht während der Phasen 1 und 2 sowie 3 und 4; dies liegt an den dann kombinierten Bewegungen aus Nicken (pitch) und Wanken (roll). Vor allem Federsysteme mit progressiver Charakteristik zeigen einen signifikanten Unterschied zwischen der Federkraft beim Ein- und Ausfedern, und deshalb bei der Dämpfergeschwindigkeit. Damit ist über eine gesamte Runde auf der Rennstrecke das Anstreben einer völligen Symmetrie nicht sinnvoll. Die richtige und realistische Schlussfolgerung zur Funktion der Dämpfer sollte unter Berücksichtigung der kombinierten Informationen aus den Kurvenverläufen in Abb. 9.4 (Federweg) und 9.5 (Dämpfergeschwindigkeit) gezogen werden. Um daraus die richtige Änderungen der Dämpfersettings zu bestimmen, sollte zunächst das Leistungsvermögen der Dämpfer bekannt sein. Dazu sind die beiden Grafiken in Abb. 9.7 hilfreich.

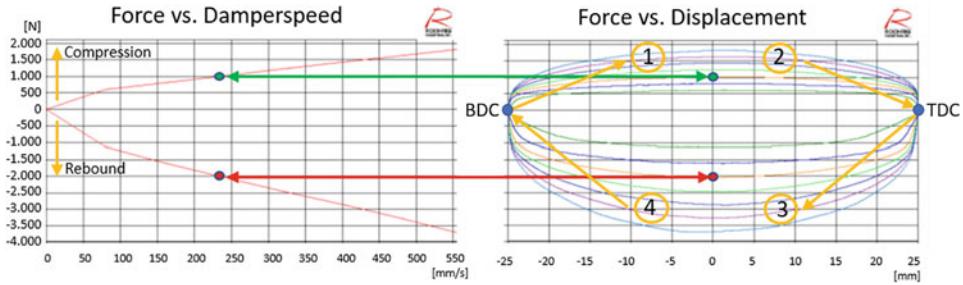


Abb. 9.7 Korrelation zwischen Kraft-Kolbengeschwindigkeits- und Kraft-Kolbenbewegungs-Schaubild eines Dämpfers für einen Tourenwagen. Die beiden grünen Punkte zeigen dieselbe Situation des Dämpfers im Bereich von Kraft, Position und Kolbengeschwindigkeit. Das Gleiche trifft für die beiden roten Punkte zu. Die Dämpferbewegung 0 bezeichnet die Mittellage der Kolbenbewegung. Bewegung 1: Beschleunigung beim Einfedern (Bump), 2: Verzögerung beim Einfedern (Bump), 3: Beschleunigung beim Ausfedern (Rebound), 4: Verzögerung beim Ausfedern (Rebound). Wenn die Bewegung 2 in Bewegung 3 übergeht, ändert sich die Bewegungsrichtung, und deshalb ist die Geschwindigkeit dort (Top Dead Centre) gleich Null. Das Gleiche trifft zu, wenn die Bewegung 4 in Bewegung 1 übergeht (Bottom Dead Centre).

Die unterschiedlichen Farben in der Kraft-Dämpferbewegungs-Grafik zeigen die unterschiedlichen Kolbengeschwindigkeiten an, die den Umdrehungszahlen der Kurbelwelle eines Dynamometers entsprechen. (Quelle: Intrax Suspension Systems)

Es ist beim Abstimmen eines Rennwagens zu empfehlen, vor allem in Bezug auf die Dämpfer, stets innerhalb der eigenen, individuellen Nomenklatur zu bleiben. Für Ovalrennen ist eine asymmetrische Abstimmung möglich (und vielleicht sogar erforderlich), aber bei Rennstrecken mit Links- und Rechtskurven müssen die Dämpfer links und rechts symmetrisch abgestimmt werden.

Die linke Grafik in Abb. 9.7 zeigt welche Kraft der Dämpfer als Funktion der Kolben geschwindigkeit beim Einfedern (Bump, auch: kompression) und Ausfedern (Rebound) liefert. In diesem Beispiel ist die Kennlinie von nur einer einzigen Abstimmung (d. h. nur ein „Klick“ wiedergegeben). Für einen Dämpfer mit z. B. acht „Klicks“ wären also acht Grafiken wiedergegeben, siehe auch Abb. 9.5.

Die rechte Grafik in Abb. 9.7 ziert die Dämpferkraft als Funktion der Kolbenbewegung. Jede Farbe stellt eine bestimmte Geschwindigkeit an der Kurbelwelle des Dynamometers dar. Je schneller der Dynamometer dreht, je größer werden die Kräfte bei gleichen Dämpfersetting. Ähnliche Grafiken sind auch für mehrere Dämpfersettings bei derselben Kurbelwellen drehzahl darstellbar.

Aus diesen Grafiken können mehrere Schlussfolgerungen gezogen werden: Die Oberfläche der Grafik rechts (Kraft vs Kolbenbewegung) ist ein Maß für die „Vernichtung“ der kinetischen Energie, oder wissenschaftlich: ein Maß für die Menge an kinetischer Energie,

die in thermische Energie umgewandelt wird (Engisch: Dissipation). Also ist die Form dieser Kennlinie ein Maß für die Charakteristik, mit der ein Dämpfer seine Kräfte auf- und wieder abbaut. Eine Asymmetrie zwischen den Bewegungen 1 und 2 oder zwischen 3 und 4 könnte auf eine Hysterese und/oder Verschleiß hindeuten. Auch scharfe, spitze Grafiken deuten auf Fehler oder großen Verschleiß im Dämpfer hin. Die Kraft-Bewegungs-Grafik ist auch hilfreich zur Ermittlung, an welcher Position der Kolbenbewegung die Maximalkraft tatsächlich auftritt. Die Kraft-Geschwindigkeits-Grafik kann solche Information nicht liefern. Zudem unterstützt diese Grafik das Bestreben, den Dämpfer im Bereich seines Mittelwerts arbeiten zu lassen, damit die Maximal- und Minimalwerte so weit wie möglich vermieden werden. Dies verringert die Hysterese.

Siehe auch Tipp 9.3

► **Tipp 9.3**

Informationen zur Dämpfercharakteristik wie in Abb. 9.7 links dargestellt sind nicht unmittelbar in Datenaufzeichnungssystem (wie MoTec oder AIM) verwendbar. Eine solche Grafik muss erst in eine Formel (Algorithmus) umgewandelt werden, damit die Software die Dämpferkräfte bei jeder beliebigen Kolbengeschwindigkeit berechnen kann. Auch ohne teure Dehnungsmessstreifen oder Wägezellen (load cells) ist es möglich, die Dämpferkräfte exakt zu ermitteln. Lediglich Federwegsensoren werden dazu benötigt. Die Vorgehensweise lautet:

Kreiere in MS Excel eine Tabelle der Kraft-Kolbengeschwindigkeits-Grafik, wie in Abb. 9.7 links. Erstelle eine separate Tabelle für Ein- und Ausfederung (Bump: Federweg & Kraft positiv, und Rebound: Federweg & Kraft negativ), und lasse MS Excel daraus zwei Liniengrafiken erstellen. Stelle aus diesen beiden Grafiken zwei Polynome von bis zum 6. Grad zusammen, je nach Bedürfnis bzgl. der Genauigkeit. Die Anzahl an Dezimalen, welche in der Grafik wiedergegeben wird, sollte im Bereich 15 bis 30 sein, um später die erforderliche Genauigkeit zu erreichen. In den beiden Grafiken sind nun die ‚Best-fit-Curves‘ entstanden.

Kopiere die Formel mit den 15 oder mehr Dezimalen in die Datenaufzeichnungssoftware, und ersetze jeden Buchstaben ‚x‘ mit dem Namen der Variablen, der für die Kolbengeschwindigkeit in MoTec, AIM usw. angewendet wird.

Wiederhole diese Schritte auch für die Ausfederung (Rebound), wobei nur die positiven Werte der Bump-Grafik und die negativen Werte der Rebound-Grafik verwendbar sind. Deshalb muss nun die endgültige Grafik mit diesen nutzbaren Werten erstellt werden, siehe die grüne Kennlinie in Abb. 9.8.

Nunmehr ist die verwendete Datenaufzeichnungssoftware in der Lage, die Dämpferkräfte an jedem beliebigen Punkt auf der Strecke zu berechnen!

Wiederhole diesen hier beschriebenen Vorgang für jeden verfügbaren „Klick“ des Dämpfers, damit alle Kennlinien programmiert werden, und während Tests auf der Rennstrecke schnell verfügbar sind. Und wiederhole abschließend das zuvor beschriebene Procedere für die Dämpfer der anderen Achse.

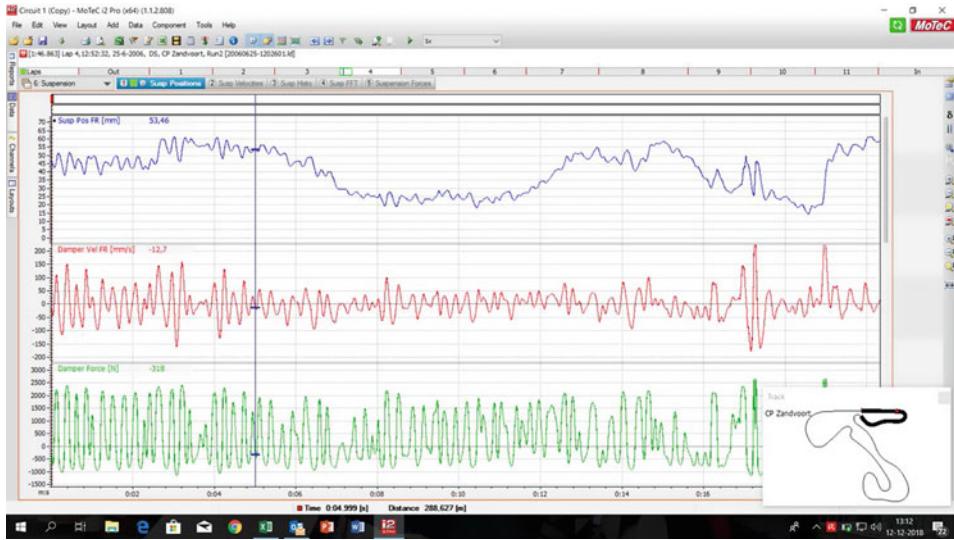


Abb. 9.8 Die Dämpferbewegung (Blau) kann im Datenaufzeichnungssystem zur Kurbelgeschwindigkeit (Rot) abgeleitet werden, woraus in der Folge die Dämpferkraft (Grün) berechnet werden kann

9.4.2 Gewichtstransfer Weight Transfer

Der Gewichtstransfer (siehe Kap. 5) beeinflusst in großem Maße die Leistung der Reifen, wie auch in Kap. 3 ausgeführt wurde. Das Adagium des Renningenieurs sollte sein: „Der wichtigste zu besiegende Gegner ist der Gewichtstransfer!“ Die akquirierten Testdaten sollten über die Menge des Gewichtstransfers und auch dessen Verteilung auf Vorder- und Hinterachse Auskunft geben. Daraus ist ersichtlich, wie die Reifen beansprucht werden.

Zu beachten ist, dass die von den Sensoren der Federbewegung gelieferten Daten zwei Größen „verschweigen“:

- Ungefederete Masse und der daraus resultierende Gewichtstransfer:* Diese Größen sollten zusätzlich zur gefederten Masse bei den Kräften im Reifenlatsch mit berücksichtigt werden.
- Geometrischer Gewichtstransfer der gefederten Masse:* Die daraus resultierenden Kräfte werden nicht von Feder, Dämpfer und Stabilisator wahrgenommen! Auch diese Größen sollten zusätzlich zur gefederten Masse bei den Kräften im Reifenlatsch mit berücksichtigt werden.

Der Einfluss von „Banking“ (Überhöhung der Straße) auf den Gewichtstransfer ist nicht zu unterschätzen, siehe Abb. 9.7. Bereits ab einer Querneigung von rund 8° muss dieser

Einfluss berücksichtigt werden. Der Querneigungs-Winkel (Banking-Winkel β) wird wie folgt ermittelt: Ein Fahrzeug, das mit zwei Querbeschleunigungssensoren für $a_{y,0}$ (Querachse) und $a_{z,0}$ (Hochachse) ausgestattet ist, fährt eine Runde auf der Rennstrecke mit sehr langsamer Geschwindigkeit (damit die Querbeschleunigung vernachlässigbar ist). Die Querneigung beträgt dann an jeder Stelle der Rennstrecke:

$$\text{Banking-Winkel: } \beta = \arctan \left(\frac{a_{y,0}}{a_{z,0}} \right) \text{ [Grad]} \quad (9.1)$$

Auf diese Weise kann die Querneigung (Banking) einer gesamten Runde erfasst werden.

Die normierte Erdbeschleunigung der Fahrzeugmasse a_G ist 1 (= 1 g). Damit wird $a_{y,0} = \sin(\beta)$.

Der gesuchte Wert der horizontalen Querbeschleunigung $a_{y,\text{hor}}$ (Dimension: Erdbeschleunigung [g]) ist:

$$a_{y,\text{hor}} = \frac{a_{y,\text{vermessen}} + \sin(\beta)}{\cos(\beta)} \text{ [g]} \quad (9.2)$$

Die a_y -Werte sind folglich als „g-Werte“ angegeben, also normiert auf die Erdbeschleunigung. Bei zunehmenden Banking wird die Rollbewegung abnehmen, weil der Rollarm $l_{\text{Ro,bank}}$ kürzer wird:

$$\text{Rollarm bei Überhöhung (Banking): } l_{\text{Ro,bank}} = l_{\text{Ro}} \cdot \cos(\beta)$$

Mit:

$l_{\text{Ro,hor}}$ Wirksamer Rollarm des Fahrzeugs in horizontaler Lage, mm

$l_{\text{Ro,bank}}$ Wirksamer Rollarm des Fahrzeugs in einer Kurve mit Überhöhung, mm

9.4.3 Verteilung des Widerstands gegen Rollen auf Vorder-/Hinterachse *Distribution of Chassis Rollresistance on front/rear Axles*

In Kap. 6 wurde die Thematik „Widerstand gegen Aufbau-Rollen“ ausführlich erläutert.

Der Widerstand gegen Rollen durch die Federung und den Stabilisator entfaltet sich während einer Kurvendurchfahrt wie folgt:

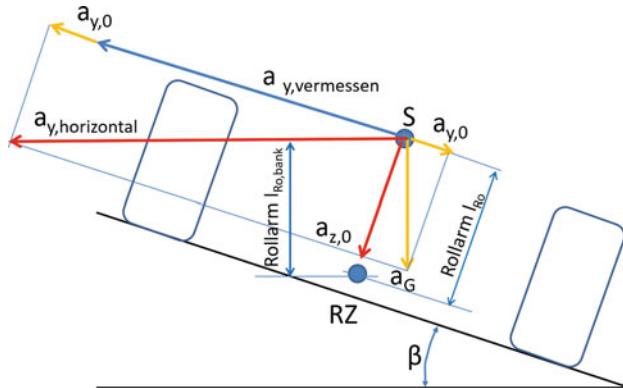


Abb. 9.9 Einfluss von der Fahrbahn mit Überhöhung (Banking) auf die Querbeschleunigung. Bei zunehmendem Banking wird der wirksame Rollarm l_{Ro} immer kleiner, womit das Rollen um die Längssachse abnimmt

1. Kein Widerstand in Phase 1 der Kurve (Einlenken), zunehmender Widerstand während Phase 2 (beginnendes Rollen des Aufbaus).
2. Stetiger, maximaler Widerstand während Phase 3 (Mittelteil der Kurve).
3. Abbauender Widerstand während Phasen 4 (Zurückrollen) und 5 (Auslenken).

Der Widerstand der Dämpfer gegen Aufbau-Rollen entfaltet sich nicht kongruent zu dem durch die Federung:

- Kein Widerstand in Phase 1 der Kurve (Einlenken).
- Schnell anwachsender Widerstand bis zum Erreichen der maximalen Geschwindigkeit des Dämpferkolbens während Phase 2 (beginnendes Rollen des Aufbaus), anschließend wieder schnell abbauender Widerstand.
- kaum Widerstand während Phase 3 (Mittelteil der Kurve).
- Schnell anwachsender Widerstand bis zur maximalen Geschwindigkeit (am Dämpferkolben), und dann wieder schnell abbauend während der Phasen 4 und 5 der Kurve.

Ein neutrales Verhalten wird mit der zielführenden Anwendung der jeweiligen Baugruppen (Federung, Stabilisator und Dämpfer) je nach Phase der Kurve erreicht.

In der Phase 3 (Mittelteil der Kurve) sollte der Widerstand gegen Rollen zum größten Teil durch die Feder geliefert werden. Wenn die Stabilisatoren einen zu großen Anteil am Widerstand gegen Rollen liefern, kann das Stabilisator-System überfordert werden, was ein plötzliches Ausbrechen des Hecks zur Folge haben kann.

9.4.4 Gewichtsverteilung & Balance Weight Distribution and Balance

Der große Einfluss der longitudinalen und lateralen Gewichtsverteilung wurde mehrfach, insbesondere in Kap. 5 aufgezeigt. Während der Tests kann der *Einfluss von Änderungen* der Schwerpunktlage der Masse untersucht werden. Für die meist im Uhrzeigersinn, also „rechtsdrehend“ befahrenen Rennstrecken kann es interessant sein zu testen, welchen Einfluss es auf den Gewichtstransfer hat – und damit auf die Leistung der Reifen, wenn schwerere Bauteile (wie Batterie, Feuerlöscher, Tank usw.) in Richtung „Mitte-rechts“ verschoben werden. Die Verlagerung nach rechts reduziert dabei den Gewichtstransfer, und die Verlagerung in Längsrichtung zur Mitte hin begünstigt eine bessere Wendigkeit (diese ist für Rallye-Fahrzeuge besonders relevant; die Konzentration der Massen in Schwerpunktnähe reduziert das Massenträgheitsmoment um die Hochachse). Außer der Berechnung der Balance mittels der Feststellung von Unter/Übersteuern, wie beschrieben in Kap. 2.5.1, kann auch die Stabilität des Fahrzeugs in der Kurve berechnet werden. Dafür ist Simulationssoftware unentbehrlich. In Kap. 10.2.2 ist beschrieben, wie der Stabilitätsfaktor und der Stabilitäts-Index mittels Chassis-Sim festgestellt werden können.

9.4.5 Aerodynamik Aerodynamics

Für die Aerodynamik (siehe Kap. 8) ergeben sich die folgenden, wichtigen Testbereiche:

- *Erstellen von Aeromaps.* Die theoretischen Hintergründe dazu sind in Abschn. 8.6.3 beschrieben. Der Wert dieser Aeromaps ist enorm, da sie genau aufzeigen, wie die aerodynamischen Systeme (Frontflügel, Heckflügel, Unterboden usw.) sich zueinander verhalten. Damit können schnelle, belastbare Entscheidungen zum Setup vor Ort auch für „neue“ Rennstrecken getroffen werden, mit denen das Team noch nicht so gut vertraut ist.
- *Ermittlung des c_w -Wertes aus der Datenaufzeichnung*

Wenn ein Rennwagen auf einer Geraden mit Vollgas auf Höchstgeschwindigkeit fährt, sind die vom Motor an die Räder gelieferte Zugkraft und die Fahrwiderstände (mechanisch und aerodynamisch) miteinander im Gleichgewicht. Im Vergleich zum aerodynamischen Widerstand bei Höchstgeschwindigkeit kann der mechanische Widerstand vernachlässigt werden. Das Kräftegleichgewicht lässt sich damit in guter Näherung vereinfacht ausdrücken als:

$$\frac{GR \cdot T}{r_{\text{dyn}}} = 0,5 \cdot \rho_L \cdot v_{\text{Ström}}^2 \cdot c_w \cdot A$$

mit:

GR	Gear Ratio; Gesamtes Übersetzungsverhältnis (Getriebe und Differential), –
T	Maximales Motordrehmoment (Torque), N m
r_{dyn}	dynamischer Radhalbmesser der angetriebenen Räder, m

ρ_L	Luftdichte, kg/m^3
$v_{\text{Ström}}$	Anströmgeschwindigkeit, m/s
c_w	Luftwiderstandsbeiwert, –
A	Anströmfäche, m^2

Da alle o. g. Variablen berechnet oder (mit Hilfe des Datenaufzeichnungssystems) gemessen werden können, kann der c_w -Wert auf diese Weise während einer schnellen Runde näherungsweise berechnet werden. Voraussetzungen sind, dass die Gerade horizontal verläuft, der Wind vernachlässigt werden kann, keine Gangwechsel während der Messung stattfinden und mit Vollgas stetig auf Höchstgeschwindigkeit gefahren wird.

Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass eine exakte Bestimmung des c_w -Wertes durch einen Ausrollversuch möglich ist, wobei auch der mechanische Rollwiderstand mit erfasst wird (siehe Kap. 1, Abb. 1.16). Auch ein solcher Test lässt sich im Rahmen eines freien Trainings an einem Rennwochenende durchführen.

- *Ermittlung von optimalem Rake.* „Rake“ bezeichnet die Schrägstellung des Rennwagens in der Seitenansicht, wobei der Unterboden hinten höher steht als vorne. Das aerodynamische Ziel besteht darin, bei hohen Geschwindigkeiten einen Unterdruck zwischen der Straße und dem Unterboden des Wagens zu erzeugen. Prinzipiell ist der somit schräg gestellte Unterboden lediglich eine Art von Diffusor (siehe auch Abschn. 8.4).

Es ist offensichtlich, dass ein größerer Rake nicht nur mehr aerodynamischen Abtrieb ermöglicht, sondern auch mehr aerodynamischen Widerstand zur Folge hat. Hier gilt es, wie so oft bei Rennwagen, einen optimalen Kompromiss zu finden.

Da die Sensoren meist nicht auf Höhe der Achsen angebracht sind (siehe Abb. 9.10), müssen Längen $l_{S,f}$ und $l_{S,r}$ sowie die Unterschiede in den Fahrthöhen $z_{S,f}$ und $z_{S,r}$ bei der Berechnung des Rake berücksichtigt werden. Die Einbauhöhen der Sensoren können unterschiedlich sein: wenn z. B. bei einem Rennwagen, der „Null-Rake“ aufweist, der Sensor vorne einen Wert von 40 mm aufweist ($z_{S,f}$) und hinten 63 mm ($z_{S,r}$), hat das Fahrzeug einen sogenannten „Offset“ von 23 mm (Abb. 9.10).

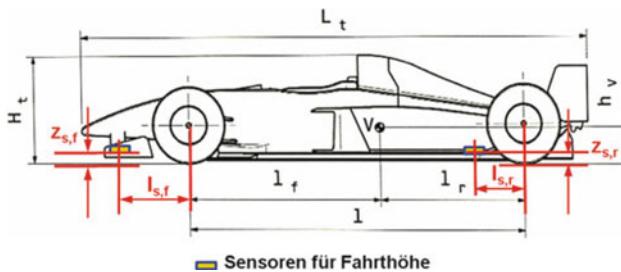


Abb. 9.10 Position der Rake-Sensoren. Weil die Sensoren nicht auf Höhe der Achsen angebracht sind, müssen die Längen $l_{S,f}$ und $l_{S,r}$, sowie die Unterschiede in den Fahrthöhen $z_{S,f}$ und $z_{S,r}$ bei der Berechnung des Rake berücksichtigt werden

Die aerodynamischen Vorteile haben jedoch auch Folgen für die Geometrie. Das Heck wird höher gestellt, womit sich die folgenden Größen ändern:

- Die Lage des Schwerpunkts S wird sich erhöhen, was mehr Gewichtstransfer zur Folge hat, siehe (5.4b). In Kap. 3 ist beschrieben, dass dies einen negativen Einfluss auf die Leistung der Reifen hat, siehe Abb. 3.6.
- Weil das Rollzentrum sich schneller nach oben bewegt als der Aufbau, wird der Rollarm l_{R_0} abnehmen: das Aufbaurollen nimmt ab, aber der geometrische Gewichtstransfer nimmt zu, siehe (5.7). Dies ist von Nachteil, da die geometrischen Kräfte nicht durch Feder, Stabilisator und Dämpfer kontrolliert werden können.
- Der Sturz wird sich ändern und muss neu eingestellt werden.
- Wenn sich an der Hinterradaufhängung „Bumpsteer“ einstellt, werden die Räder eine Spuränderung bekommen, was ebenfalls zu korrigieren ist.
- Wenn Feder-/Dämpfer-Einheiten (Federbeine) eingesetzt werden, die direkt auf den unteren Querlenker einwirken, könnte die neue Einstellung Folgen haben für die freie Bewegung des Dämpfers. Diese muss überprüft werden. Bei einem Stoßstangen-Mechanismus (Push-Rod) gibt es mehr Freiheiten, um die Fahrthöhe ohne diesen Nachteil zu ändern.

Rake wird seinen Vorteil erst dann in vollem Ausmaß entfalten, wenn das Fahrzeugheck höher gestellt werden könnte, ohne dass sich die Geometrie ändert. Das wäre nur dann möglich, wenn die Anlenkpunkte der Querlenker am Chassis (bei Formelwagen meist das Getriebegehäuse) um exakt denselben Betrag (relativ zum Chassis) abgesenkt werden können wie das Heck höher gestellt wird. Dann bliebe die Höhe des Rollzentrums über der Straße unverändert, und damit auch der geometrische Gewichtstransfer, die Spuränderung und der Sturz. Der elastische Gewichtstransfer wird indes größer.

Rake hat jedoch nur dann die gewünschten aerodynamischen Vorteile, wenn das Auto einen großen Unterboden aufweist. Auch wird der gewünschte Abtrieb nur bei höheren Geschwindigkeiten erreicht. Vor allem die aerodynamischen Tests zur Ermittlung der Aeromaps (siehe Abschn. 8.6.3) werden Auskünfte über das optimale Verhältnis zwischen Abtrieb ($c_A \cdot A$) und Luftwiderstand ($c_W \cdot A$) für verschiedene Rake-Einstellungen bieten.

Beispiel 9.2

Ein Rennwagen weist vorne eine Fahrthöhe ($z_{S,f}$) von 40 mm und hinten eine Fahrthöhe ($z_{S,r}$) von 63 mm auf. $l_{s,f} = 654$ mm, $l = 2590$ mm, $l_{s,r} = 395$ mm.

Der Offset bei „Null-Rake“ ist: $l_{s,r} = 395$.

Wenn das Heck nun hochgestellt wird auf $z_{S,r} = 150$ mm, beträgt der dynamische Rake:

$$\text{Rake}_{\text{dyn}} = z_{\text{S,r}} - z_{\text{S,f}} - \text{Rake}_{\text{null}} = 150 - 40 - 23 = 87 \text{ mm}$$

$$\text{Rakewinkel } \alpha = \arctan \left(\frac{\text{Rake}_{\text{dyn}}}{(l_{\text{s,f}} + l - l_{\text{s,r}})} \right) = \frac{87}{654 + 2590 - 395} = 1,7 \text{ [Grad]}$$

Hinweis: Es ist zu prüfen, ob der Rechner das Ergebnis in rad oder in Grad ausgibt! Bei der Ausgabe in Radian muss das Ergebnis mit dem Faktor 180/Pi multipliziert werden, um Werte in Grad zu erhalten, damit der Rake-Winkel besser interpretiert werden kann.

► Tipp 9.4

Eine geeignete Simulationssoftware ist bei der Vorbereitung der Tests unentbehrlich. Sobald die Aeromaps und die Reifenmodelle verfügbar sind, ermöglicht die Simulation eine schnelle und zuverlässige Vorhersage der Rundenzeiten. Somit können die Einflüsse von allerarten von Änderungen an Feder, Stabilisator, Dämpfer, Flügel, Fahrthöhen, Rake usw. belastbar und detailliert im Voraus berechnet werden. Nur die Einstellungen, die aufgrund der Berechnung vielversprechend sind, werden dann auf der Strecke getestet. Das ermöglicht die Kosten und die Zeit auf der Strecke wesentlich zu optimieren.

9.5 Reifentests *Tire Tests*

Reifen (siehe Kap. 3) sind sehr komplexe Konstruktionen, die letztlich immer noch nicht bis ins letzte Detail verstanden werden. Es gibt heute zwar brauchbare Rechenprogramme, die anhand verifizierbarer Reifenmodelle (Tyre Models) viele Informationen zu den Reifen liefern, aber letztendlich sollten die Reifen-Eigenschaften auf der Strecke überprüft werden. Es gibt zwei Arten von Reifentests, wovon einer sich auf die grundlegenden Parameter, der andere auf die Reifenmodellbildung zur Berechnung des übertragbaren Traktionsradius TCT_{Radius} (Tyre Modelling) bezieht. Um beide Arten erfolgreich anzuwenden, sind Infrarot-Sensoren unerlässlich.

9.5.1 Grundlegende Reifenparameter *Basic Tire Parameters*

Unter den grundlegenden Reifenparametern werden vorrangig die thermodynamischen Größen Druck und Temperatur sowie der mechanische Verschleiß verstanden. Diese sind alle voneinander abhängig. Die Zielsetzung ist dabei, die richtige Temperatur in den Reifenwerkstoff (v. a. Kautschuk) zu bekommen, wobei dann die Haftung maximal und der Verschleiß minimal sind.

Thermische Energie (resp. Temperatur; siehe auch (3.19)) wird im Reifenwerkstoff generiert durch folgende Parameter:

- Sturz: mehr negativer Sturz lässt das Rad mehr auf der inneren Seite rollen, wodurch die Kräfte auf eine kleinere Kontaktfläche und weniger Reifenwerkstoff einwirken. Die selbe Menge Energie bezogen auf eine kleinere Masse Gummi ruft einen lokalen Temperaturaufstieg an der Innenseite hervor, insbesondere deshalb, weil Gummi Wärme kaum leitet.
- Vorspur/Nachspur: sorgen beide für einen Schräglauf der Lauffläche, wodurch der Reifen verformt wird oder/und über die Straße reibt, was einen Temperaturanstieg und Verschleiß zur Folge hat.
- Spuränderung: wenn Spuränderung beim Ein-/Ausfedern auftritt, reiben die Laufflächen in Querrichtung über die Straße, was ebenfalls einen Temperaturanstieg und Verschleiß zur Folge hat.
- Reifendruck: zu wenig Innendruck hat eine große Verformung des Reifens beim Ablaufen zur Folge. Die Fäden reiben intern aneinander, wodurch ein Temperaturanstieg provoziert wird. Umgekehrt wird bei zu viel Druck die Lauffläche aufwölben, wodurch vor allem die Reifenmitte belastet und deshalb dort ein Temperaturanstieg verzeichnet wird.
- Dämpfung: eine härtere Einstellung bei der Druckstufe bei niedrigerer Dämpfungs frequenz wird den äußeren Reifen während der Phasen 2 und 4 stärker belasten, woraus ebenfalls ein Temperaturaufstieg resultiert.

Tab. 5.1 und 5.2 zeigen den Zusammenhang zwischen den Reifentemperaturen, dem Reifendruck, Vor-/Nachspur und Sturz. Die vorgenannten Größen sollten in umgekehrter Richtung eingestellt werden, wenn die Reifentemperaturen zu hoch sind. Weitere Anhalts punkte liefern die Abb. 3.20, 3.26 und 3.27.

Der Verschleiß kann einfach durch die Vermessung des Reifenumfangs oder anhand der Beurteilung der Tiefe der dazu angebrachten Aussparungen festgestellt werden.

9.5.2 Tyre Modelling (Reifenmodell-Erstellung) *Tire Modeling (Developing Tire Model)*

Tyre Modelling umfasst das Kreieren eines Rechenmodells für einen Reifen zur Bestim mung des übertragbaren Traktionsradius TCT_{Radius} , siehe (3.10). Vor allem die essenziellen Parameter $k_{Fr,o}$ (Initialer Reibungskoeffizient) und $k_{Fr,L}$ (Degressionswert), welche die Reifencharakteristik bestimmen, sind kaum abzuschätzen, sondern müssen folglich belast bar ermittelt werden.

Da ein Reifen wie erwähnt ein äußerst komplexes Bauteil ist, kann Tyre Modeling nur verlässlich ausgeführt werden, wenn Simulationssoftware (wie z. B. ChassisSim[®], CarMaker oder OptimumLap) und Data-Akquisitions-Systeme (wie z. B. MoTeC i2Pro[®],

AiM RaceStudio, Cosworth oder Bosch) sowie ausgewählte, erforderliche Sensoren (z. B. Gierraten-, Beschleunigungs- und Federwegsensoren) zur Verfügung stehen. Trotz der Komplexität des Problems erhält man schon auf relativ einfache Weise interessante Informationen. Nach D. Nowlan [1] ist eine Vorgehensweise in folgenden Schritten zielführend:

1. Aus der Datenaufzeichnung werden die Werte für die Querbeschleunigung a_y und Fahrgeschwindigkeit v_x in der schnellsten Kurve der schnellsten gefahrenen Runde ermittelt.
2. Die Reifenbelastungen werden für alle vier Reifen berechnet. Die maximale Reifenbelastung (jeweils kurvenaußen) entsteht aus dem statischen Gewicht + aerodynamischem Abtrieb + Gewichtstransfer:

$$F_{W,f,z,max,o} = \frac{m_f}{2} \cdot g + \frac{m_f}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot v^2 \cdot c_A \cdot A + \frac{m_f}{2} \cdot a_y \cdot \frac{h_V}{b_f} \quad (\text{wird erst in Schritt 4 angewendet})$$

$$F_{W,f,z,max,i} = \frac{m_f}{2} \cdot g + \frac{m_f}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot v^2 \cdot c_A \cdot A - \frac{m_f}{2} \cdot a_y \cdot \frac{h_V}{b_f}$$

$$F_{W,r,z,max,o} = \frac{m_r}{2} \cdot g + \frac{m_r}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot v^2 \cdot c_A \cdot A + \frac{m_r}{2} \cdot a_y \cdot \frac{h_V}{b_r} \quad (\text{wird erst in Schritt 5 angewendet})$$

$$F_{W,r,z,max,i} = \frac{m_r}{2} \cdot g + \frac{m_r}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot v^2 \cdot c_A \cdot A - \frac{m_r}{2} \cdot a_y \cdot \frac{h_V}{b_r}$$

(maximale Normalkraft am kurvenäußerem Rad der Hinterachse) mit:

$F_{W,f,z,max,o}$	Maximale Normalkraft am kurvenäußerem Rad der Vorderachse, N
$F_{W,f,z,max,i}$	Maximale Normalkraft kurveninneren Rad der Vorderachse, N
$F_{W,r,z,max,o}$	Maximale Normalkraft kurvenäußerem Rad der Hinterachse, N
$F_{W,r,z,max,i}$	Maximale Normalkraft kurveninneren Rad der Hinterachse, N
m_r	Masse an der Hinterachse, kg
m_f	Masse an der Vorderachse, kg
ρ_L	Luftdichte, kg/m ³
c_A	Abtriebsbeiwert, –
$v_{\text{Ström}}$	Strömungsgeschwindigkeit bzw. Anströmgeschwindigkeit, m/s
A	Angeströmter Fahrzeugquerschnitt = Projektionsfläche, m ² ; siehe Kap. 1, Abb. 1.16 und Tab. 1.11
a_y	Querbeschleunigung, m/s ²
h_V	Schwerpunktshöhe, mm
b_r	Spurweite der Hinterachse, mm
b_f	Spurweite der Vorderachse, mm

Diese Kräfte werden anschließend unter Berücksichtigung eines „Sicherheitsfaktors“ um 20 % vergrößert, um weitere auftretende aerodynamische Kräfte zu erfassen, die hier noch nicht berücksichtigt sind.

3. Mit (3.11) kann nun der Degressionswert $k_{Fr,L}$ berechnet werden: $k_{Fr,L} = \frac{1}{2 \cdot F_{W,z,max}}$. Der Maximalwert für $F_{W,z,max}$ folgt aus dem vorangegangenen Schritt 2. Dies muss jeweils für die Vorder- und Hinterreifen durchgeführt werden. Der Temperatureinfluss wird erst später in Betracht genommen.
4. Der Faktor $k_{Fr,o}$ (der anfängliche Reibungskoeffizient, ohne Belastung) ist nun problemlos mit Hilfe der Gleichung

$$F_W = k_{Fr}(1 - k_{Fr,L} \cdot F_{W,f,z,max}) \cdot F_{W,f,z,max}$$

basierend auf (3.10) für die Vorderachse zu ermitteln. Für das Gleichgewicht aus den Querkräften gilt:

$$\begin{aligned} \text{Zentrifugalkraft Vorderachse} &= \text{Zentripetalkraft kurvenäußerer Rad} \\ &\quad + \text{Zentripetalkraft kurveninneres Rad} \\ m_{tot,f} \cdot a_y &= k_{Fr,o}(1 - k_{Fr,L} \cdot F_{W,f,z,max,o}) \cdot F_{W,f,z,max,o} \\ &\quad + k_{Fr,o}(1 - k_{Fr,L} \cdot F_{W,f,z,max,i}) \cdot F_{W,f,z,max,i} \end{aligned}$$

mit:

$m_{tot,f}$	Masse an der Vorderachse, kg
a_y	Querbeschleunigung, m/s^2
$k_{Fr,o}$	anfänglicher Reibungskoeffizient (Startwert), –
$k_{Fr,L}$	Koeffizient für die Abnahme des Reibungskoeffizienten unter Radlast (erfolgt linear mit der Radlast), $1/\text{N}$
$F_{W,f,z,max,o}$	Maximale Normalkraft am kurvenäußerer Rad, N
$F_{W,f,z,max,i}$	Maximale Normalkraft am kurveninneren Rad, N

Die maximalen Aufstands Kräfte $F_{W,f,z,max,o}$ und $F_{W,f,z,max,i}$ werden bestimmt wie in Schritt 2 beschrieben. Der einzige noch unbekannte Faktor ist $k_{Fr,o}$ kann nunmehr berechnet werden.

5. analog zu Schritt 4 nunmehr dieselbe Vorgehensweise für die Hinterachse.

Nun sind die Ausgangswerte für die erforderlichen Parameter $k_{Fr,o}$ und $k_{Fr,L}$ für die Reifen der Vorder- und Hinterachse gefunden. Die Validierung wird nun mit Hilfe der jeweiligen Simulationssoftware durchgeführt. Die Ergebnisse einer Simulationsrunde können z. B. in MoTeC i2 Pro® ausgelesen und mit einer aktuellen Rennrunde verglichen und diese bewertet werden. Erst wenn die simulierten Daten (wie Geschwindigkeit, Neutralsteuerwinkel und Lenkwinkel) mit denen einer aktuellen Rennrunde

übereinstimmen, sind die richtigen Koeffizienten $k_{Fr,o}$ und $k_{Fr,L}$ gefunden. Dies ist ein iterativer Prozess, der aber nach einigen Schleifen zum Erfolg führt.

Anzumerken ist, dass die bisherigen Ergebnisse nur auf dem Einfluss der Vertikalkraft auf die Reifen basieren, ohne jedoch die Reifentemperatur zu berücksichtigen. Für die zusätzliche Berücksichtigung des Temperatureinflusses wird eine Formel analog zu (3.19) angewendet. Ein solcher Algorithmus ist dermaßen komplex, dass er nur mit Hilfe einer Simulationssoftware und ausreichend validierter Parameteridentifizierung berechnet werden kann (siehe Nowlan [1]).

Mit der beschriebenen Methode ist es dem Anwender möglich, äußerst wertvolle Daten zu generieren, da ab sofort zuverlässige Rundenzeiten simuliert werden können. Das spart kostbare Testkilometer, Zeit und damit Kosten!

9.6 Tests für Amateur-Teams *Tests for Amateur Teams*

Tests sind freilich nicht nur professionellen, mit ausreichend Budget ausgestatteten Teams vorbehalten, sondern können auch für Hobbyrennfahrer sehr interessant und erfolgversprechend sein, ohne dass sie großen Aufwand und hohe Kosten erfordern. Bereits aus den normalerweise immer verfügbaren Einstellungsdaten am Fahrzeug kann Vieles gelernt werden. Durch das Testen lernen Fahrer und Mechaniker schnell und viel über ihr Rennfahrzeug. Einige Beispiele:

Tests für Anfänger:

- Luftdruck in den Reifen: Der unterschiedliche Einfluss verschiedener Lufträcke auf die Straßenlage ist jeweils für die fünf Phasen einer Kurve zu ermitteln; siehe Kap. 3.
- Spur: Die Reaktionsgeschwindigkeit auf Lenkausschläge beim Einlenken in die Kurve und das Untersteuern beim Beschleunigen aus der Kurve sind zu ermitteln; siehe Abschn. 5.3.
- Stabilisator: Der Einsatz des Stabilisators ist gezielt unterstützend anzuwenden; der Unterschied einer optimalen Einstellung ist insbesondere in den Phasen 3 der Kurven zu rekapitulieren; siehe Kap. 3.
- Stoßdämpfer: Wenn verstellbare Stoßdämpfer eingesetzt werden, sollte vor jeder Verstellung herausgefunden werden, was tatsächlich verstellt wird: Bump/Rebound und hohe/niedrige Frequenz. Es sollte zunächst mit der niedrigen Frequenz-Dämpfung experimentiert werden, wobei der daraus resultierende Einfluss in den Phasen 2 und 4 der Kurve wahrgenommen werden sollte.
- Sturz und Nachlauf: Wenn Abstimmungsmöglichkeiten bestehen, sollte auch hier der Einfluss in den Phasen 2 und 4 der Kurven wahrgenommen werden.

► **Tipp 9.5**

Es ist zu empfehlen, bei Tests zunächst die Reifen auf optimales Arbeitsniveau zu bringen. Zu allererst sollten also die Reifen mit den Parametern Reifentem-

peratur, Reifendruck, Sturz und Spur „in den Griff bekommen“ werden. Natürlich entscheidet auch die Qualität der Reifen: Die Wahrscheinlichkeit ist relativ hoch, dass alte Reifen signifikant weniger Haftung aufweisen als „frische“, neue Reifen.

Erst wenn die Reifen einigermaßen gut „funktionieren“ macht es Sinn, mit Federn, Stabilisator, Rake und Fahrthöhen zu experimentieren. Beim Abstimmen der Dämpferrate kann es zielführend sein, große Schrittvariationen in den Dampferraten zu machen, weil man damit schneller zur objektiven Beurteilung kommen kann, ob die getroffenen Änderungen auch in die „richtige Richtung“ laufen. Der Fahrer sollte indes stets über solche größeren Variations-Schritte informiert werden!

Tests für Fortgeschrittene:

- Überarbeitung der kompletten Radaufhängung: Ersatz der Gummilager (sofern vorhanden) durch Kugelgelenke und Wahrnehmung des Unterschieds. Zumeist ist die Vorspur/Nachspur anzupassen.
- Tieferlegung: Daraus folgt nicht nur weniger Gewichtstransfer, sondern auch mehr Aufbau-Rollen und negativer Sturz. Fast alles ändert sich bei der Straßenlage (siehe Abschn. 5.7)!
- Härtere Federn: Zuerst ist zu berechnen, welche Feder überhaupt benötigt sind, siehe Kap. 6. Auch die neue Federung sollte vor Renneinsatz zuerst getestet werden.
- Stabilisator montieren (falls dieser noch nicht vorhanden ist): Ein Stabilisator wird großen Einfluss auf die Straßenlage haben! Aber zunächst ist die Berechnung gemäß Kap. 3 und 6 erforderlich, danach ist bei den ersten Testfahrten Vorsicht geboten! Ggf. könnte das Auto zu viel Widerstand gegenüber dem Aufbau-Rollen bekommen.

► **Tipp 9.6**

Versichern Sie sich stets, dass, wenn die Abstimmung eines Fahrzeugs geändert wird, die Sicherheit von Fahrer, Mechanikern und Umstehenden niemals gefährdet wird:

- Informieren Sie den Fahrer über die Änderungen am Fahrzeug.
- Führen Sie große Änderungen am Fahrzeug in mehreren kleineren, nachvollziehbaren Stufen durch.
- Denken Sie immer gut über alles nach, was geschieht und was daraus entstehen könnte.

Literatur References

1. Nowlan, D.: The Dynamics of the Race Car. E-Book. Sydney (2010). <https://www.chassissim.com>



Simulation der Fahrdynamik

10

In Kap. 9 wurde die effiziente Durchführung von Testfahrten beschrieben, die jedoch immer einer gründlichen Vorbereitung bedarf, um keine teure „Track Time“ zu vergeuden. Zur Vorbereitung der Testfahrten mit dem Ziel der Identifikation eines zielführenden Fahrzeug-Setups für die jeweilige Rennstrecke eignen sich insbesondere auch kommerzielle, fahrdynamische Simulationsprogramme. Diese ermöglichen es, komplexe Fahrzeugsysteme zu modellieren und Einflüsse von Einstellungsänderungen auf das Fahrzeug-Setup durch Parametervariationen vorab zu analysieren und damit den Testaufwand auf der Rennstrecke signifikant zu minimieren.

Ein Rennwagen ist ein Mehrkörpersystem (MKS), wobei jede der Einzelmassen sechs Freiheitsgrade im Raum aufweist (drei translatorische und drei rotatorische). Durch Verbindungen zwischen diesen trägheitsbehafteten Massen können einzelne Freiheitsgrade beschränkt werden, so dass sich die Freiheitsgrade des Gesamtsystems reduzieren. Dennoch sind in der Regel bei MKS in der Summe mehr als 15 Freiheitsgrade zu verzeichnen.

Während ein einfaches Zweispurmodell mindestens fünf Massen aufweist (Aufbau sowie vier Radträger mit Rädern; siehe Abb. 4.1), wird beim Mehrkörpersystem das Zweispurmodell durch eine Differenzierung der Massen am Aufbau (Motor, Getriebe, Fahrer etc.) und detaillierte Achskinematiken (jeweils räumliche „Getriebe“ mit Lenker und Lagern) erweitert. Die Realitätsnähe der Berechnung der Effekte von Radlastverlagerungen wird somit signifikant gesteigert, da nunmehr auch die Variation und Abstimmung der einzelnen Fahrwerkspараметer ermöglicht wird (Kennwerte für Aufbaufeder- und -dämpfer sowie Stabilisatoren und Geometrievariationen der Lenker). An dieser Stelle sei jedoch explizit darauf hingewiesen, dass die theoretische **Modellierung immer nur so wertvoll ist, wie das Ergebnis tatsächlich der Wirklichkeit entspricht!** Das erfordert für jedes Modell stets eine **belastbare Parameteridentifikation** durch Abgleich mit der Praxis. Eine weitere Verbesserung hin zu noch exakteren Modellen böte die Kopplung von MKS mit Finite-Elemente-Modellen (FEM), da hier zusätzlich die Model-

lierung von Elastizitäten im Fahrzeugaufbau und in den Radaufhängungen möglich wäre. Einige der kommerziellen Fahrdynamik-Simulationsprogramme berücksichtigen auch diese Erweiterung. Beispiele für im Motorsport eingesetzte kommerzielle Programme sind CarMaker der Firma IPG, ChassisSim von Danny Nowlan, CarSim der Firma MSC oder ASM der Firma dSpace.

Nachfolgend soll am Beispiel der Programme IPG-CarMaker und ChassisSim die Anwendung von Fahrdynamik-Simulationstools kurz erläutert werden. Dabei sind Parameter in den folgenden **Subsystemen** zu bedaten:

- Fahrzeug (Chassis, Radaufhängung, Antriebsstrang, Aerodynamik)
- Reifen
- Fahrbahn
- Fahrer
- Fahrmanöver (z. B. Stationäre Kreisfahrt, „Elchtest“, komplette Runde auf einer Rennstrecke)

10.1 CarMaker

CarMaker von IPG Automotive ermöglicht es, die Fahrdynamik eines Rennfahrzeug im Zusammenspiel seiner Baugruppen in realistischen Fahrsituationen – bis hin zu kompletten Runden auf Rennstrecken – detailgetreu virtuell zu testen. Das Fahrzeug wird also in seiner Gesamtheit virtuell untersucht, da es nicht als Summe einzelner voneinander unabhängiger Subsysteme verstanden wird. Dabei ist auch die Modellierung von Fahrerassistenzsystemen mit unterschiedlichen Bedatungen abbildbar. Individuelle Achskinematiken können mit dem Tool IPGKinematics aufgebaut und eingebunden werden. Abb. 10.1 zeigt das Startmenü beim Start von CarMaker, wobei zunächst im Reiter „Datei (File)“ ein neues Projekt eröffnet werden muss.

10.1.1 Subsystem Fahrzeug inklusive Reifen

Die Bedatung des Subsystems Fahrzeug erfolgt vom IPG-Startmenü (Abb. 10.1) aus über den Reiter „Parameter (Parameters)“ und Auswahl von „Fahrzeug (Vehicle)“. Nun kann die Eingabe der:

- geometrischen Abmessungen und Schwerpunktlagen (siehe Abschn. 1.1, 1.2 und 1.3),
- Massen und Trägheitsmomente des Aufbaus (siehe Abschn. 1.3, 1.4 und 6.5),
- der Fahrwerksparameter Sturz, Spurweite, Nachlauf, Spreizung (siehe Abschn. 1.5),
- Position des Rollzentrums an Vorder- und Hinterachse, Fahrthöhe (siehe Abschn. 5.4),
- statischen Dämpferlängen, Kennlinien für Zug- und Druckstufe der Dämpfer (siehe Abschn. 4.3),

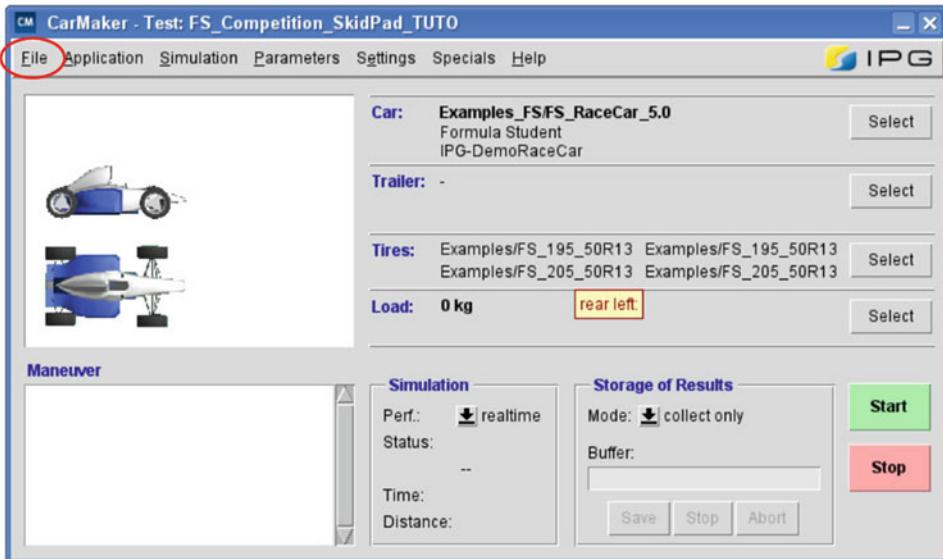


Abb. 10.1 Startmenü des Programms CarMaker (= Graphical User Interface; GUI). Im vorliegenden Beispiel wurde über den Reiter „Datei (File)“ ein Formula-Student-Fahrzeug inkl. zugehöriger Reifenspezifikation geladen

- Federraten und -vorspannung sowie Härte des Stabilisators (siehe Abschn. 6.2 und 3.3),
- Lenkungsparameter (siehe Abschn. 5.7),
- Reifen-Parameter (siehe Kap. 3),
- Parameter des Antriebsstrangs (Motor, Getriebe- und Achsübersetzungen, siehe Kap. 7) und
- Aerodynamik (siehe Kap. 8).

Zu beachten ist, dass CarMaker für die Bewegungen des Fahrzeugs ein kartesisches Koordinatensystem zugrunde legt, welches seinen Ursprung am hintersten Ende des Fahrzeugs hat (wird als „Fr1“ bezeichnet, siehe Abb. 10.2a). Zusätzlich bestehen radspezifische Koordinatensysteme für die Positionierung der Räder und Radaufhängung (als „Fr2“ bezeichnet; vgl. Abb. 10.2b). Über die Motion Ratio MR werden für jede Achse die Kräfte an Federn und Dämpfer rechnerisch auf das jeweilige Rad übertragen.

Es bestehen grundsätzlich zwei Optionen zur Erzeugung des **Fahrzeugdatensatzes**. Entweder kann ein bereits vorhandener Datensatz für ein vergleichbares Fahrzeug geladen und Schritt für Schritt für das zu modellierende Fahrzeug angepasst oder ein leerer Datensatz für die Generierung des neuen Fahrzeugdatensatzes genutzt werden. Für unerfahrene Anwender empfiehlt sich die Nutzung und Adaption eines bereits vorhandenen Datensatzes, da somit der Aufwand des Parametrierungsprozesses signifikant verringert wird.

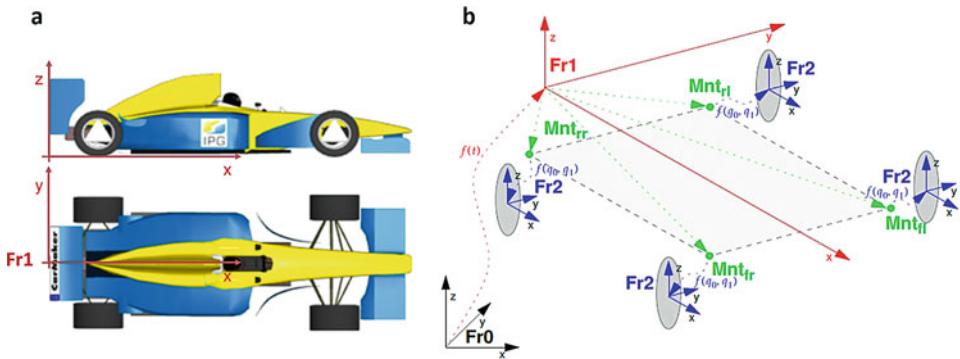


Abb. 10.2 (a) Verwendetes Fahrzeug-Koordinatensystem bei CarMaker. Das Koordinatensystem entspricht dem in Kap. 1 vorgeschlagenen System nach DIN 70000, siehe Abb. 1.1. (b) rad-spezifisches Koordinatensystem für die Erfassung der Massen der Radaufhängung

Nachfolgend werden Hinweise zu den einzelnen Reitern für die Erstellung des Fahrzeugdatensatzes im Untermenü „Fahrzeug (Vehicle)“ gegeben (siehe beispielhaft die Reiter zur Eingabe der Parameter für Fahrzeugaufbau und Körper (Einzelkomponenten) in Abb. 10.5 und 10.6).

Als Option können Biege- und Torsionsmomente am **Fahrzeugaufbau** zugelassen werden. Somit wird auch der Einfluss von Steifigkeiten der einzelnen Fahrzeugkomponenten berücksichtigt. Im einfacheren Ansatz wird jedoch das Chassis als „starr“ betrachtet. Bei den üblichen Formelrennwagen mit sehr verwindungssteifen Carbon-Monocoques kann das Fahrzeug somit in guter Näherung als starr angesetzt werden. Dabei müssen für den Aufbau des Fahrzeugs lediglich der Fahrzeugschwerpunkt in x-, y- und z-Richtung, die Fahrzeuggesamtmasse und das Massenträgheitsmoment angegeben werden. Im Falle eines „weichen“ Aufbaus müssen die von CarMaker geforderten Schwerpunkte aller Einzelkomponenten (Körper) ermittelt werden. Um den Schwerpunkt des Fahrers zu bestimmen, können die in Abschn. 1.2 vorgestellten Messungen mit und ohne Fahrer durchgeführt werden. Danach kann der Massenschwerpunkt des Fahrers durch das Ansetzen des Momentengleichgewichts bestimmt werden. Die Ermittlung der übrigen Massen kann durch relativ aufwendiges Wiegen der Einzelkomponenten erfolgen. Dabei ist zu beachten, dass Bauteile wie Querlenker, Spurstangen etc. jeweils zur Hälfte der Karosserie und den Radträgern zugeschlagen werden müssen (Aufteilung in gefederte und ungefederte Massen). Da auch die Trägheitsmomente dieser einzelnen Komponenten erfasst werden müssen, wird jede dieser komplexen Baugruppen sinnvollerweise durch einen einfachen geometrischen Körper ersetzt, dessen Trägheitsmoment einfach berechnet werden kann. Diese Methode liefert gute Näherungswerte für die Trägheitsmomente der Komponenten. Alternativ kann die Ermittlung der Trägheitsmomente für jedes Bauteil auch experimentell nach der in Abschn. 1.4 dargestellten Methode erfolgen (siehe auch Abb. 1.7). Die

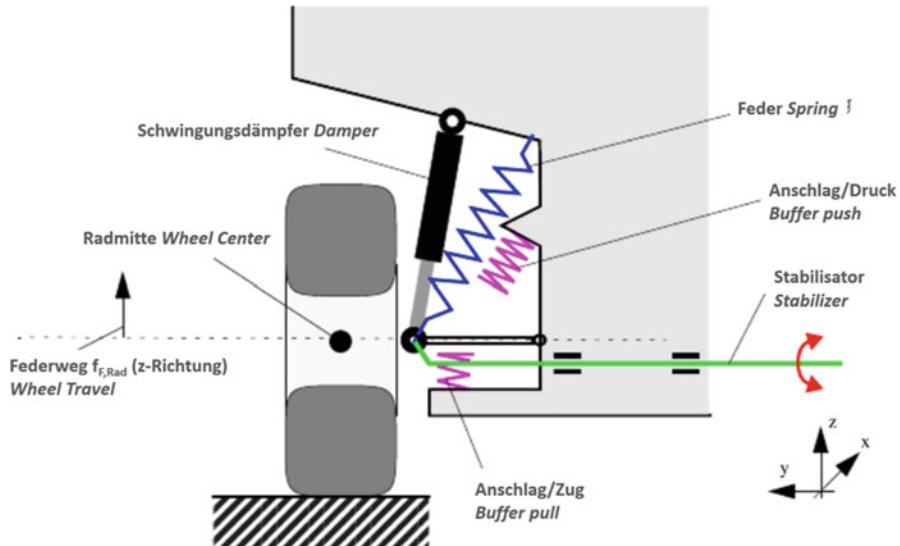


Abb. 10.3 Radaufhängung mit Anschlägen für Zug und Druck. In der Radmitte ist der Ursprung des Fr2-Koordinatensystems, vgl. Abb. 10.2b

ungefederten Massen müssen zudem in rotierende (Reifen, Felge, Bremsscheibe, Radnabe etc.) und nicht-rotierende Massen (Radträger, Bremssattel etc.) unterteilt werden.

Bei der Parametrierung der **Radaufhängung** (vgl. Abb. 10.3) können die Steifigkeiten der Fahrzeugfedern als Kennwerte oder als Kennlinien beschrieben werden. Da die Federsteifigkeiten eines Rennwagens i.d.R. bekannt sind, können diese als Kennlinie für die Vorder- und Hinterachse dargestellt werden, wobei diese am Rad über die Motion Ratio wirken, siehe Formel 6.12. Die Federlänge und der Verstärkungsindex (Progression der jeweiligen Kinematik z. B. durch Anschlagpuffer) wird in CarMaker ebenfalls berücksichtigt. Ebenso werden auch detaillierte Kennwerte der Dämpfer für Zug- und Druckstufen jeweils für die Vorder- und Hinterachse im Datensatz tabellarisch eingepflegt (siehe auch Abb. 4.5). Bei Formel-Rennwagen sind die Federn so hart, dass nur geringe Federwege möglich sind (siehe auch Abb. 4.24). Daher, und um eine weichere Charakteristik in diesem Anwendungsfall zu vermeiden, wird hier – anders als bei Tourenwagen – auf Puffer/Anschläge in der Regel verzichtet. Um dies in CarMaker zu implementieren, wird einerseits eine hohe Steifigkeit gewählt, was die Elastizität erheblich reduziert, und anderseits werden die Positionen der Zug- und Druck-Anschlüsse so (hoch oder niedrig) eingestellt, dass sie i.d.R. im Fahrbetrieb nicht aktiviert werden (vgl. Abb. 10.4).

Die Stabilisatorparameter werden in CarMaker anhand einer linearen Federrate [N/m] definiert. Demgegenüber wird beim optionalen Zusatz-Tool IPGKinematics eine Torsionsfederrate [$N/\text{°}$] verwendet, was die Umrechnung der Torsionsfederrate in eine lineare Federrate erfordert.

Um die **Lenkkinematik** einer gelenkten Achse zu berücksichtigen, benötigt CarMaker das Verhältnis zwischen Lenkradwinkel [rad] und Lenkstangenweg [m]. Hierbei ist zu

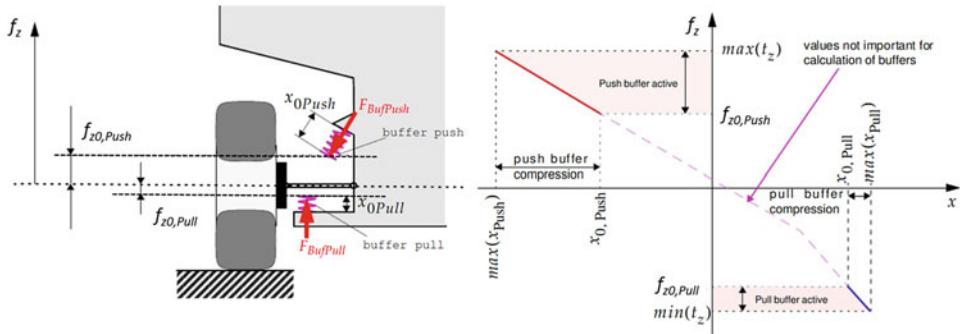


Abb. 10.4 Wirkungsweise der Anschläge für Zug und Druck. Die Achsrichtung der Anschläge ist mit x beschrieben. Während das Rad bis zum Weg $f_{z0,Push}$ einfedert oder bis zum Weg $f_{z0,Pull}$ ausfedert, sind die Anschläge noch inaktiv. Erst anschließend erfolgt die Parallel- und Reihenschaltung mit den Fahrzeug- und Reifenfedern

beachten, dass sich nicht unbedingt ein lineares Verhältnis einstellen muss. Diese Werte sind problemlos am Fahrzeug zu ermitteln.

Die **Reifenkennwerte** gehören zu den essenziellen Fahrzeugparametern und werden bei CarMaker automatisch durch Auswahl eines bestimmten Fahrzeugs geladen. Bei der Auswahl z. B. des Formel-1-Fahrzeugs werden automatisch Kennwerte für Formel-1-Reifen generiert. Zusätzlich besteht die Option, diese voreingestellten Reifendateien durch Auswahl einer anderen Reifendatei aus der IPG-Reifen-Datenbank zu ersetzen. Da die Reifenhersteller sehr restriktiv mit der Veröffentlichung von Daten für Rennreifen umgehen, ist es beim Übergang – z. B. auf Formel-3-Fahrzeuge – ratsam, den von CarMaker angebotenen Datensatz als Grundlage zu nutzen und anschließend entsprechend der verfügbaren Reifenmodelle zu modifizieren.

Hinsichtlich der **Bremsdaten** ist die Umwandlung der vom Fahrer ausgeübten Bremspedalkraft bei einer Bremsung auf das Bremsmoment an den Rädern erforderlich. Dabei ist erstens die Pedalübersetzung, zweitens die Übersetzung des Drucks am Hauptbremszylinder auf einen Druck im Bremskreis (hydraulische Übersetzung) sowie drittens die Umwandlung des Bremsdrucks an der Bremse in eine Normal- und Reibkraft und damit – mit dem wirksamen Bremsenradius – in ein Bremsmoment anzusetzen.

Für die Parametrierung des **Antriebsstrangs** bietet CarMaker die Option, zwischen verschiedenen Antriebsstrangmodellen zu wählen (z. B. Fahrzeuge mit ausschließlich Verbrennungskraftmaschine, Hybrid- oder Elektroantrieb). Zudem besteht die Möglichkeit zur Parametrierung eines beliebigen Antriebsstrangmodells nach Auswahl eines vordefinierten Antriebsstrangs. Die Eigenschaften der Antriebsquelle, sowie von Getriebe und Kupplungen, können explizit parametriert werden. Somit wird die Verbindung zwischen der Antriebsquelle und den Rädern durch das jeweilige Antriebsstrangmodell hergestellt. Die erforderlichen Steuergeräte, wie z. B. Motorsteuergerät, Getriebesteuergerät, Batteriesteuergerät und Motorsteuergerät für Hybrid- oder Elektrofahrzeuge sind in der entsprechenden Registerkarte einstellbar. Ferner ist die Stromversorgung je nach Konzept

als Niedervolt- (Low Voltage, LV) oder, im Falle der Elektromobilität, als Hochvolt- (High Voltage, HV)-Batteriemodell auswählbar.

Zur Parametrierung eines konventionellen Antriebsstrangs mit Verbrennungsmotor ist zunächst das generische Antriebsstrangmodell im Antriebs-Fenster auszuwählen („generisch“ bedeutet hier konventioneller Verbrennungsmotor). Ein Motor kann auf verschiedene Arten definiert werden, wobei eine Möglichkeit die Verwendung des **Motormodells** als Kenngröße ist, was einen linearen Zusammenhang zwischen Gaspedal und Motordrehmoment charakterisiert. Mit der Option „Look-Up-Tabelle“ besteht zudem die Möglichkeit, durch Eingabe einzelner Parameter eine individuelle Volllastleistungskurve zu parametrieren. Diese Option erfordert jedoch Daten aus einer Messung auf einem Motorenprüfstand. Ein weiterer Parameter definiert den Übergang von der Volllast- zur Teillastkurve. Neben der Volllastkennlinie gibt es noch weitere Motorparameter wie das Schleppmoment. Hierfür werden der Drehzahlbereich und die Leerlaufdrehzahl benötigt. Eine andere Option zur Definition des Motor-Mappings ist die Parametrierung einer „2D-Look-Up-Tabelle“ mit der Abhängigkeit zwischen dem Gaspedal, der Motordrehzahl und dem Abtriebsdrehmoment. Zur Parametrierung des **Getriebes** sind für jeden Gang die Übersetzungsverhältnisse anzugeben (inklusive Rückwärtsgang). Zusätzlich besteht die Option, die Zeit für die Synchronisation festzulegen, was im Motorsport aufgrund der extrem kurzen Schaltzeiten kaum eine Relevanz besitzt. Über das Antriebsstrangmodell wird auch die Antriebsart (z. B. Heckantrieb, „Rear Drive“ etc.) bestimmt.

Die **Aerodynamik** spielt bei Rennfahrzeugen eine essenzielle Rolle. CarMaker bietet dazu die Generierung detaillierter Aerodynamikmodelle an. Dazu müssen in Abhängigkeit vom Anströmwinkel die Koeffizienten für die Widerstandskräfte und Momente in allen drei Raumrichtungen angegeben werden. Exakte Eingangswerte liefern entweder ein Windkanaltest oder ein umfangreiches Courand-Friedrich-Lewy (CFL)-Modell. Für eine belastbare Simulation der Aerodynamik werden der Referenzpunkt (Schwerpunkt des Fahrzeugs), Anström- und Querschnittsfläche sowie eine Referenzlänge benötigt (siehe auch Abschn. 1.6). Als Referenzlänge dient hier die Spurweite der Vorderachse (Abb. 10.5 und 10.6).

10.1.2 Teststrecke, Fahrmanöver und Fahrer

Über den Reiter „Parameter“ im Startmenü (Abb. 10.1) erfolgt durch die Auswahl „Szenario/Straße“ auch die Festlegung oder individuelle Parametrierung der gewünschten **Teststrecke** mit deren Verlauf, Fahrbahnbreite, -neigung und Reibwert je Streckenabschnitt. Seitenwind ist ebenso den einzelnen Abschnitten optional zuordenbar. Individuelle Teststrecken und einzelne Manöver sind parametrierbar, z. B. der „Elchtest“ oder andere standardisierte Open-Loop-Fahrmanöver wie die stationäre Kreisfahrt nach ISO 4138 (zur Ermittlung des Eigenlenk- und Wankwinkel-Gradienten) sowie „Sinus-Lenkmanöver“. Über das Modul IPGRoad steht zudem eine Softwarebibliothek zum Erstellen eines realistischen Landschaftshintergrundes bereit, was jedoch als „Kosmetik“ betrachtet werden kann. Eine für Motorsportanwendungen sehr wertvolle Option besteht darin, dass

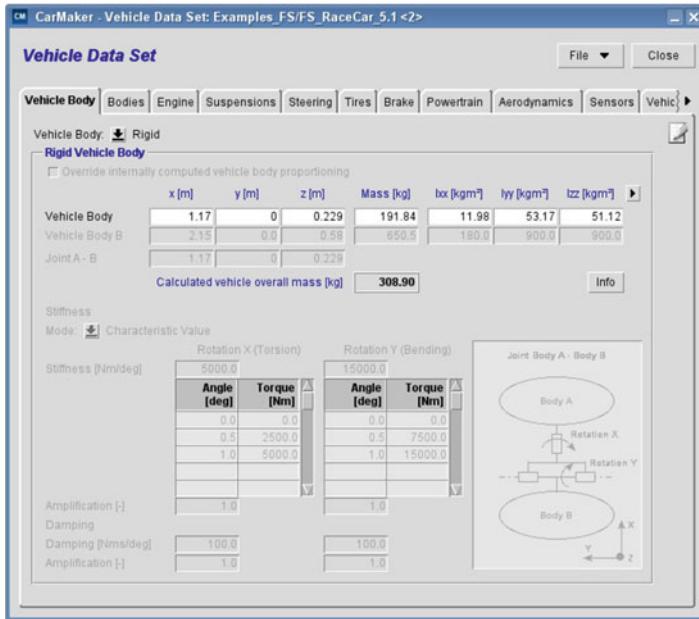


Abb. 10.5 Menümaske zur Editierung des Fahrzeugdatensatzes in CarMaker mit angewähltem Reiter „Fahrzeugaufbau/Chassis (Vehicle Body)“

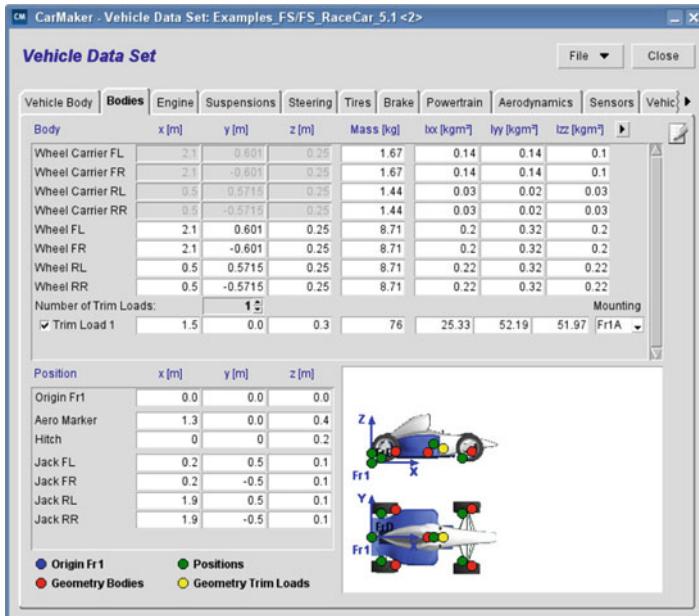


Abb. 10.6 Menümaske zur Editierung des Fahrzeugdatensatzes in CarMaker mit angewähltem Reiter „Körper (Bodies)“ zur Eingabe der Massen und Koordinaten von z. B. Radträgern und Rädern (Beispiel: Formula Student)

sogenannte „Keyhole Markup Language-Dateien“ (KML, Dateierweiterung *.kml), die in Google Earth oder Google Maps erzeugt werden, in das Szenario/Straße-Modul importiert werden können. Hierbei werden Daten im Format des World Geodetic System 1984 (WGS84) in kartesische Koordinaten transformiert. So können über den Menüpunkt „Pfad hinzufügen“ aus Google Earth entlang einer realen Rennstrecke Punkte platziert werden, welche den Streckenverlauf wiedergeben. Einschränkend ist dabei, dass dadurch die Mittellinie der letztendlichen Strecke generiert wird. Darauf basierend kann aber im Anschluss eine Ideallinie definiert werden. Es wird hier explizit darauf hingewiesen, dass das spätere Simulationsergebnis sehr stark von einer hohen Genauigkeit der gesetzten Punkte abhängt. In Abb. 10.7 ist dazu beispielhaft die GP-Streckenvariante des Lausitzrings für die Simulation in CarMaker aus Google Earth übernommen, wobei hier der Übergang auf die Gegengerade bewusst fehlerhaft erfasst wurde und in der anschließenden 180°-Kehre nach dem „S“ zu wenige Punkte gesetzt wurden – dies um aufzuzeigen, dass nur eine absolut exakte Datenbasis zielführend ist und zu brauchbaren Ergebnissen führt.

Anschließend muss noch der **Fahrer** über den Reiter „Parameter“ und die Auswahl „Fahrer“ parametriert werden. Die in CarMaker verfügbaren Fahrermodelle basieren auf aus Fahrversuchen und psychologischen Studien gewonnenen Messdaten und beschreiben das jeweilige Fahrverhalten in Bezug auf den „Fahrstil“ (Anfahren von Kurven,



Abb. 10.7 Beispiel für mögliche Fehler bei der Übertragung des Streckenverlaufs von Google Earth auf CarMaker (hier: GP-Strecke des Lausitzrings). In Gelb sind beispielhaft nicht ausreichend genau getroffene Streckenverläufe und mit zu wenig Punkten simulierte Kurven gekennzeichnet. Auf dieser Basis wäre der Vergleich von Simulationsergebnissen mit den aufgezeichneten Renndaten (vgl. Abb. 4.24) nicht belastbar möglich

Beschleunigungs- und Bremsverhalten etc.). CarMaker stellt hierfür die Optionen „Standard-Fahrer“ und „Rennfahrer“ zur Verfügung. Beim „Standard-Fahrer“ können die Parameter für die maximalen Beschleunigungs- und Verzögerungswerte und -dauern, die Exponenten und Koeffizienten für Beschleunigen und Kurvenanschneiden, die maximalen Geschwindigkeiten und Schaltdrehzahlen etc. für charakteristische Fahrstile angepasst werden. Der „Kurvenschneidkoeffizient“ entscheidet über die gewählte Fahrlinie bzw. über das Maß der Abweichung von der (aufgezeichneten) Mittellinie der Strecke. Das Profil „Rennfahrer“ eignet sich jedoch für die meisten Simulationen im Motorsport bestens. Dabei empfiehlt sich bei der Simulation die Vorgabe „Laptimes Optimization“, da die erreichbare **Rundenzeit das zu optimierende Zielkriterium der Simulation** darstellt. Dennoch muss auch der „digitale Rennfahrer“ auf das bereits definierte Fahrzeug „eingelernt“ werden, wofür die Funktion „Driver Adaption“ zur Verfügung steht. Dadurch wird erreicht, dass sich das Fahrzeug auf der „digitalen Rennstrecke“ immer in einer optimalen Lage befindet. Die Adaption kann eine knappe halbe Stunde erfordern.

10.1.3 Durchführung und Dokumentation der Simulation

Die Simulation wird bei CarMaker im Startmenü über den Reiter „Simulation“ und den grünen „Start“-Button gestartet (siehe Abb. 10.1). Nach dem Durchlaufen der Simulation können mit dem Analyse-Tool IPGControl die Simulationsergebnisse bzw. „Messwerte“ aufgerufen und zum Plotten aufbereitet werden. Es empfiehlt sich der besseren Übersicht wegen, die Ergebnisse aus verschiedenen Diagrammen in mehreren Fenstern aufzurufen und gegenüberzustellen. Die berechneten „Messwerte“ können anschließend mit den auf der jeweiligen Rennstrecke aufgezeichneten Renndaten verglichen werden. Zudem kann mit dem Animations-Tool IPGMovie das untersuchte Rennfahrzeug über den Simulationsverlauf auf der zugrunde gelegten Strecke in einer 3D-Simulation dargestellt werden, wobei die Perspektive des Betrachters für eine bessere Übersicht variiert werden kann, siehe Abb. 10.8. Zusätzlich können mit der Option „Instrumente“ Drehzahlmesser, Tachograph und Stellungen von Gaspedal, Kupplung und Bremse geladen werden, siehe Abb. 10.9.

Mit Bezug auf Abb. 2.2 soll nachfolgend beispielhaft die Tendenz zu Über- oder Untersteuern für ein bestimmtes Setup eines Formel-3-Rennwagens in der Mitte der Spitzkehre des Hockenheimrings („Phase 3“) analysiert werden. Mit IPGControl wurden der tatsächliche Lenkwinkel, die Querbeschleunigung und die Fahrzeuggeschwindigkeit ausgewertet, siehe Abb. 10.10. Damit ergeben sich im Scheitelpunkt der Spitzkehre des Hockenheimrings folgende Werte:

- Querbeschleunigung: $a_y = -14,8 \text{ m/s}^2$
- Lenkwinkel Fahrzeug: $\delta_{\text{Lenk}} = \delta_{\text{Lenk,Hand}} / i_{\text{Lenkung}} = -177^\circ / 10 = 17,7^\circ$
- Fahrzeuggeschwindigkeit: $v_x = 47 \text{ km/h} = 13,06 \text{ m/s}$

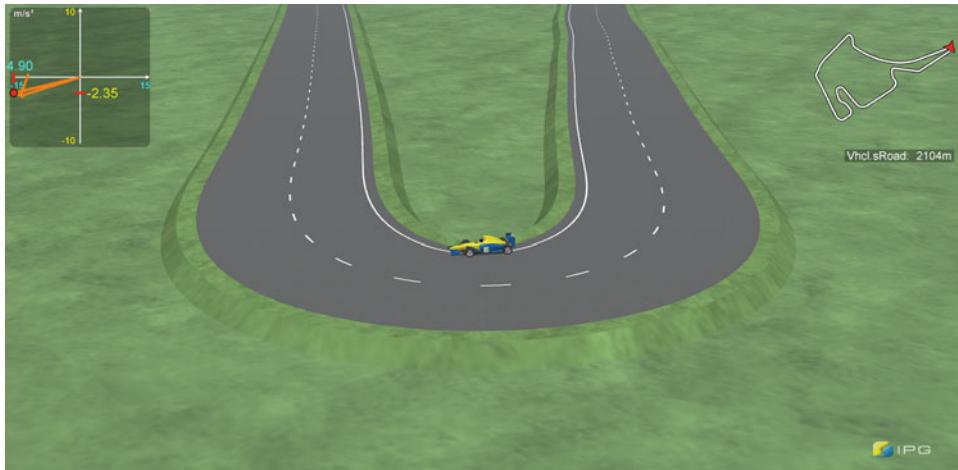


Abb. 10.8 Beispiel für eine Darstellung des Ausschnitts aus einer 3D-Simulation mit IPGMovie. Es handelt sich hier um einen Formel-3-Rennwagen in der Spitzkehre (Ostkurve) des Hockenheimrings. Diese Kurve stellt idealerweise einen Bezug zu Abschn. 2.3 dar, in dem die fünf Phasen einer Kurve erläutert werden (vgl. Abb. 2.2). (Quelle: Keysberg, K., Bachelorarbeit bei Prof. Dr. R. Pütz)

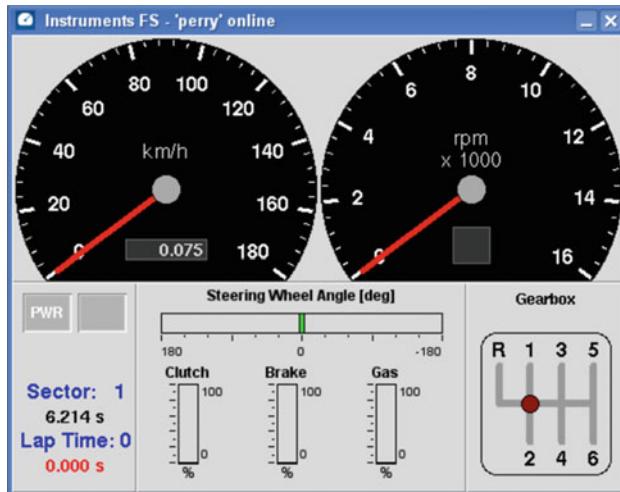


Abb. 10.9 Zur Visualisierung der aktuellen Parameter im Simulationsverlauf kann in CarMaker ein Instrumentenpanel geladen werden, analog zu den bei Datenaufzeichnungssystemen verfügbaren Optionen

Mit dem Radstand des Formel-3-Rennwagens von 2,710 m kann mit Formel 2.4b ein neutraler Lenkwinkel δ_{neutral} von $0,235 \text{ rad} = 13,5^\circ$ berechnet werden. Das Maß des Untersteuerns wird mit Formel 5.5 dann zu $17,7^\circ - 13,5^\circ = 4,2^\circ$ berechnet. Der Unter-

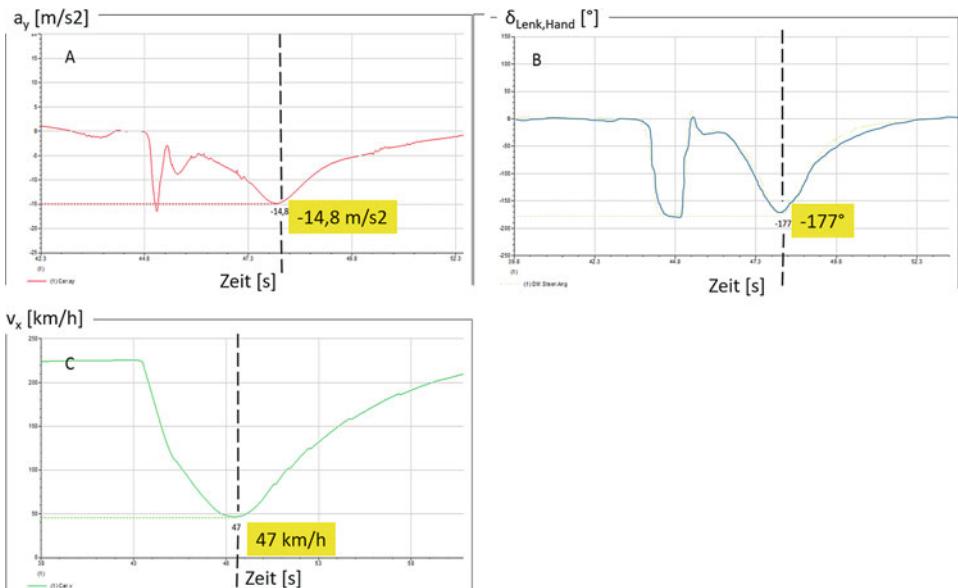


Abb. 10.10 Simulationswerte für einen Formel-3-Rennwagen in „Phase 3“ der Spitzkehre (Ostkurve) des Hockenheimrings (vgl. Abb. 2.2). Aus der Querbeschleunigung, dem Lenkwinkel und der Geschwindigkeit kann nach den Formeln 2.4b und 2.5 die Unter- oder Übersteuertendenz berechnet werden. Für das Fahrzeug-Setup im vorliegenden Fall stellt sich geringfügiges Untersteuern ein. (Quelle: Keysberg, K., Bachelorarbeit bei Prof. Dr. R. Pütz)

steuerlenkwinkel ist somit nur wenig größer als Null. Das Fahrzeug hat also eine leichte Untersteuertendenz, so wie es für Rennfahrzeuge i.d.R. erwünscht ist. Die angesetzten Setup-Werte sind offenbar für anschließende Testfahrten als Ausgangseinstellung durchaus geeignet. Nun können in der Folge noch ausgewählte Fahrzeugparameter in kleinen Schritten verändert werden, um die Einflüsse dieser Änderungen in der Einstellung der Fahrwerks- und Aerodynamikparameter zu untersuchen und um die Sensibilität des definierten Fahrzeugmodells auf Setup-Einstellungen zu analysieren.

Zusätzlich kann z. B. auch der Einfluss der Außentemperatur auf die Rundenzeit untersucht werden, um durch Modifikationen der Aerodynamik Hinweise zu zielführenden Einstellungen der Flügel in Abhängigkeit der Außentemperatur zu geben. Abschließend kann festgestellt werden, dass bei verifizierten, belastbaren Simulationsmodellen der Einfluss von Parameteränderungen jeglicher Art – im Gegensatz zu aufwendigen Testfahrten – sehr aufwandsarm analysiert werden kann und der Fokussierung der Testfahrten auf das Wesentliche dient.

Wie bereits erwähnt, sind Simulationen nur dann wertvoll, wenn deren Ergebnisse die in der Wirklichkeit erhobenen Renndaten auf der jeweiligen Rennstrecke absolut belastbar widerspiegeln. In Abb. 10.11 ist anhand der Renndaten Fahrthöhe (vorne und hinten) sowie Längs- und Querbeschleunigung ein gelungenes Beispiel für ein belastbares Simulations-

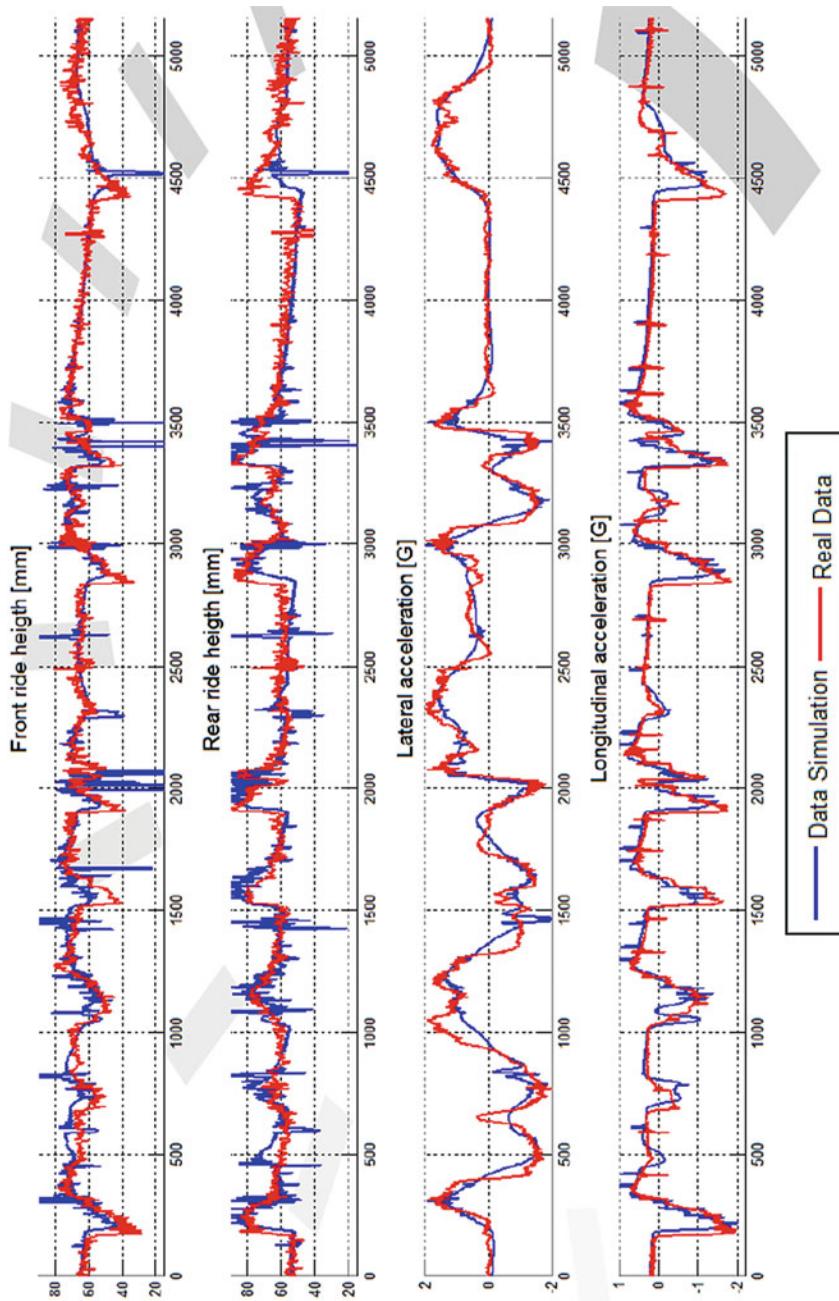


Abb. 10.11 Beispiel für ein belastbares Fahrzeug-Simulationsmodell mit sehr guten Korrelationen zwischen Remdataten und Simulationswerten.
(Quelle: IPG/Chenin, F., Gefroy, F.)

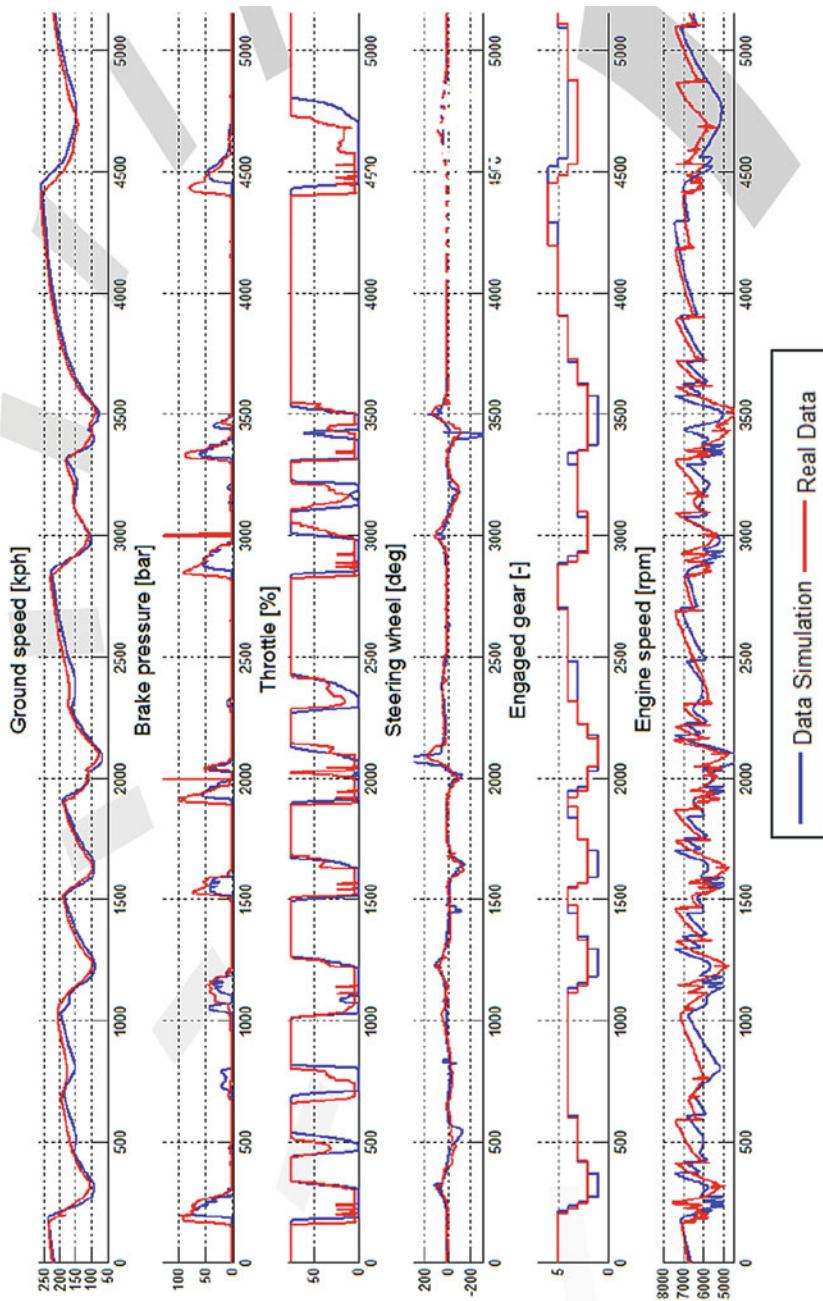


Abb. 10.12 Beispiel für ein belastbares Fahrermodell mit sehr guten Korrelationen zwischen tatsächlichen und virtuellen Rennfahrer. (Quelle: IPG/Chenin, F., Geffroy, F.)

modell mit sehr guten Korrelationen zwischen Renndaten und Simulationswerten dargestellt. Bestätigt wird dies auch durch den Abgleich zwischen dem „virtuellen Fahrer“ und dem tatsächlichen Rennfahrer anhand des Vergleichs der Parameter Fahrzeuggeschwindigkeit, Bremsdruck, Gaspedalstellung, Lenkwinkel und eingelegtem Gang, siehe Abb. 10.12.

10.2 CHASSIS SIM

ChassisSim ist eine für den Anwender leicht verständliche Simulationssoftware, die vom Australier Danny Nowlan entwickelt wurde. Zur Vorbereitung wird empfohlen, die zahlreich verfügbaren Video-Tutorials vor der eigentlichen Anwendung zu nutzen. Nach dieser Einführung eröffnet ChassisSim den Anwendern eine Vielfalt von Daten und wertvollen Informationen.

Zuerst müssen alle die das Fahrzeug betreffenden Größen (wie Geometrie, Abmaße, Massen, Federraten usw.) eingebracht werden. Dazu dient das in Abb. 10.13 gezeigte Eingabemenü „Mechanical Setup Optimization“. Das zu benennende Bauteil (z. B. einer der Querlenker) wird dabei aus den Optionen auf der linken Seite ausgewählt oder einfach in der schematischen Abbildung des Fahrzeugs angeklickt. Diese Toolbox versetzt den Anwender in die Lage, alle Maße von Federn, Stoßdämpfern, Stabilisatoren, der Geometrie

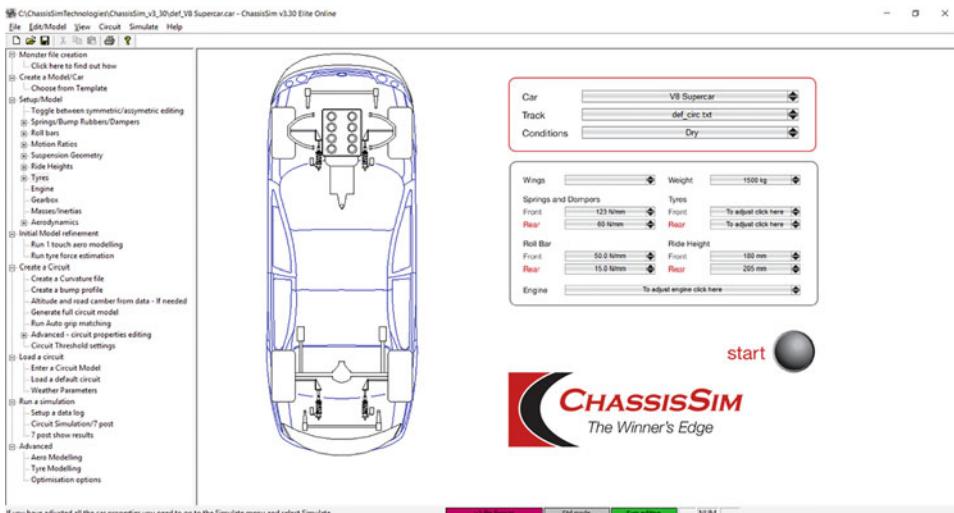


Abb. 10.13 Startmenü des Simulationstools ChassisSim®. Das übersichtliche Menü leitet die Anwender durch eine große Anzahl Dateien, welche zunächst bedatet werden müssen. Es kann zwischen den Optionen auf der linken Seite oder dem Anklicken des entsprechenden Fahrzeugteils in der Grafik ausgewählt werden. (Quelle: Nowlan [3])

usw. für unterschiedliche Setups einzuführen und miteinander zu vergleichen. Zahlreiche vorprogrammierte Typen von Rennfahrzeugen von GT3 bis Formel 3 sind verfügbar.

Zunächst müssen alle Streckenbezogenen Daten eingegeben werden, wofür ChassisSim unterschiedliche Eingabeoptionen nutzt, um z. B. die Strecke mit ihrem Kurvenverlauf inklusive der Höhenunterschiede nachzuzeichnen oder die Unebenheiten im Fahrbahnbelaag zu berücksichtigen. Für Anwender, die noch nicht über selbst aufgezeichnete Streckendaten verfügen, stellt ChassisSim eine Vielzahl vorprogrammierter Rennstrecken zur Verfügung.

Die Information aus ChassisSim ist nicht nur eine berechnete Rundenzeit, sondern auch – und das ist letztlich noch wichtiger – eine vollständige Datenaufzeichnung über die simulierte Runde, welche in die üblichen Datenspeicherungsprogramme wie Motec oder AIM exportiert werden kann. Damit kann der Renningenieur analysieren, welche Folgen bei Änderungen des Setups entstehen, ohne dass „teure Rennrunden“ gefahren werden müssen.

Zu Beginn der Anwendung von ChassisSim ist es durchaus üblich, dass die Rundenzeiten der simulierten Rennrunden weit entfernt von den realen Rundenzeiten liegen. Eine fundierte Analyse der generierten Ausgabedaten wird jedoch rasch aufzeigen, in welche Richtung die Variablen angepasst werden müssen, um sich den realen Rundenzeiten anzunähern. So deutet beispielsweise eine niedrigere Höchstgeschwindigkeit als erwartet auf einer Geraden an, dass der Luftwiderstandskoeffizient CW zu hoch eingeschätzt wurde. Auch ein falscher dynamischer Reifenradius kann hier die Ursache sein. Ebenso könnte eine zu niedrige Kurvengeschwindigkeit auf eine ungenaue Einschätzung des Sturzeinflusses hinweisen. Vor allem die zusätzliche Funktion des Imports von Reifendaten bietet eine wertvolle Option, die Genauigkeit der Software fein abzustimmen. Am Ende dieses Analyse- und Optimierungsprozesses kann schließlich eine Genauigkeit erreicht werden, bei der der Einfluss jeder Setup-Änderung auf der Rundenzeit und auf das dynamische Verhalten des Autos äußerst präzise vorhergesagt werden kann.

10.2.1 Toolboxes Werkzeugkasten

Besonders wertvoll sind die Toolboxes in ChassisSim, da diese für die Ausführung einer Simulation sehr hilfreich sind und begleitende Informationen bieten. Da jede Toolbox sich auf einen abgegrenzten Themenumfang bezieht, ist der Einfluss der Änderungen sofort dem jeweiligen Bauteil oder Bereich zuzuordnen. Einige Beispiele der Toolboxes sind:

Damper Setup Optimisation: ist ein sehr hilfreiches Tool, um die optimalen Einstellungen der Dämpfer sowohl im Niedrig- als in Hochgeschwindigkeitsbereich herauszufinden. Weil die Identifikation von zielführenden Settings der Dämpfer eine der schwierigsten Aufgaben des Renningenieurs ist, besitzt dieses Modul besondere Bedeutung.

Tyre Force Modelling: vielleicht das wichtigste Modul von ChassisSim. Anhand der ausgewählten Datei und des Fahrzeug-Setups generiert ChassisSim ein Reifenmodell.



Abb. 10.14 Das Teilfenster Tyre Properties ermöglicht eine schnelle Anpassung der Reifenparameter, was der Genauigkeit der simulierten Rundenzeiten zugutekommt. (Quelle: Nowlan [3])

Die Möglichkeit bei ChassisSim, die maximale Lateralkraft vs. Reifenbelastung berechnen zu können, ist eine Spezialität dieser Toolbox. Das Tyre Force Modelling ist aufgeteilt in die beiden Module Tyre Force Quick Start und Tyre Force Advanced Module, was die Kompetenzen von Anfängern und Fortgeschrittenen individuell berücksichtigt. Das Teilfenster Tyre Properties ermöglicht ein schnelles ‚Finetuning‘ von Reifenparametern, siehe Abb. 10.14.

Aero Setup Optimisation: ermöglicht dem Anwender, die Einflüsse vieler aerodynamischer Parametervariationen wie Fahrthöhe, Rake und Flügeleinstellungen einfach auszutesten.

Aero Modelling: anhand der berechneten Werte aus der Aero Setup Toolbox und aus den Werten für Aero Balance und Drag generiert dieses Modul die Aero-Maps (vgl. Abschn. 8.6.3). Dieses Modul ist sehr hilfreich bei High-Downforce-Rennwagen wie Formelwagen und Sportscars. Eine Aero-Map hilft z. B. schnell und genau neue Fahrthöhen vorne und hinten zu wählen, ohne die aerodynamische Balance nachteilig zu verändern.

7-post Rig Analysen/Bode Plot: dieses Modul ist insbesondere dann gefragt, wenn kleine Änderungen validiert werden müssen. Grundsätzlich berechnet ChassisSim das Auto als

auf einem 7-Stempel-Prüfstand stehend. Das Ergebnis ist die Frequenz-Antwort in einem Industriestandard-Format, welche nach MS Excel oder Matlab exportiert werden kann.

Wie bei allen Rechnerprogrammen dieser Art trifft es auch auf ChassisSim zu, dass die Anwendung zunächst vielleicht sehr kompliziert erscheint, aber eine rasche Einarbeitung möglich ist und auf die Anwendung danach nicht mehr verzichtet werden möchte.

ChassisSim generiert nicht nur Rundenzeiten, sondern kann über das Reifenmodul noch viele weitere Informationen bieten. Ein Beispiel ist der ‚Stabilitätsfaktor‘.

10.2.2 Stabilitätsfaktor *Stability Index*

Der „**Stabilitäts-Faktor**“ oder „**Stabilitäts-Index**“ ist ein dimensionsloses Maß für die Korrelation zwischen der Änderung des Moments aus Zentripetalkraft und Zentrifugalkraft, und der Änderung der Zentripetalkraft. Diese Änderung könnte z. B. das Resultat aus einer Änderung des Schräglauwinkels am Vorderrad bei Lenkbewegungen sein.

Mit in diese Betrachtung gehört auch die Statische Marge („**Static Margin**“), das ist der Hebelarm zwischen der Zentripetalkraft ($F_{Ti,tot}$) und Zentrifugalkraft ($F_{V,y}$) in Längsrichtung, siehe Abb. 2.4.

Wenn die Zentripetalkraft nicht im Schwerpunkt angreift, entsteht im Mittelteil der Kurve entweder Unter- oder Übersteuern. Dieser „**Stabilitäts-Index**“ kann problemlos berechnet werden, vorausgesetzt ein geeignetes Datenaufzeichnungssystem (resp. Software und zugehörige Sensoren) und die wesentlichen Reifendaten stehen zur Verfügung (siehe [1] und [3]). Die Vorgehensweise lautet:

1 – Berechnung des Neutralen Lenkwinkels gemäß Abschn. 2.5.1:

$$\delta_{neutral} = \frac{(\dot{\psi}_2 \cdot l)}{v_x} \text{ [rad]} \quad (2.4a)$$

Oder

$$\delta_{neutral} \approx \frac{a_y \cdot l}{v_x^2} \text{ [rad]} \quad (2.4b)$$

mit:

$\delta_{neutral}$	Neutraler Lenkwinkel [rad]
$\dot{\psi}_2$	Gierrate des Fahrzeugs um S [rad/s]
l	Radstand [m]
v_x	Fahrzeuggeschwindigkeit [m/s]
a_y	Querbeschleunigung [m/s^2]

Formel 2.4a wird angewendet, wenn ein Gierraten-Sensor verwendet wird, ansonsten kann Formel 2.4b angewendet werden, vgl. auch Abb. 2.7. Diese Formeln können in einen sogenannten „MathChannel“ in das Datenaufzeichnungs-Programm programmiert werden, und mit dem aktuellen (d. h. gemessenen) Lenkwinkel verglichen werden. Wenn diese nicht korrelieren, tritt Unter- oder Übersteuern auf!

2 – Bestimmung des Schräglaufwinkels. Es gibt zwei Optionen zur Bestimmung:

Option 1 ist das Vermessen der Schräglaufwinkel. Dazu sind äußerst teure Sensoren erforderlich, welche jedoch Ergebnisse mit großer Genauigkeit ermöglichen. Option 2 – das Berechnen der Schräglaufwinkel – ist weniger kostspielig.

Die Schräglaufwinkel der kurvenäußersten Räder sind zu definieren als:

$$\alpha_f = \delta_{lenk} - \frac{l_f \cdot \dot{\psi}_2 + v_y}{v_x + 0,5 \cdot b_f \cdot \dot{\psi}_2} \quad (10.1)$$

$$\alpha_r = \frac{l_r \cdot \dot{\psi}_2 - v_y}{v_x + 0,5 \cdot b_r \cdot \dot{\psi}_2} \quad (10.2)$$

mit:

- a_f Durchschnittliche Schräglaufwinkel der Vorderräder [rad]
- a_r Durchschnittliche Schräglaufwinkel der Hinterräder [rad]
- $\dot{\psi}_2$ Gierrate des Fahrzeugs um den Schwerpunkt S [rad/s]
- δ_{lenk} aktueller Lenkwinkel [rad]
- v_x Geschwindigkeit des Fahrzeugs in Längsrichtung [m/s]
- v_y Geschwindigkeit des Fahrzeugs in Querrichtung [m/s]
- l_f Distanz zwischen Vorderachse und Schwerpunkt [m]
- l_r Distanz zwischen Hinterachse und Schwerpunkt [m]
- b_f Spurweite vorne
- b_r Spurweite hinten

Es werden in diesem Fall nur die beiden kurvenäußersten Räder betrachtet, weil die Reifen dort am schwersten belastet sind, wobei zudem die Sturzwinkel in die „richtige“ Richtung weisen. An den kurveninneren Rädern weist der Sturz in die „falsche“ Richtung, was die Ergebnisse für die Reifen als nicht repräsentativ ausweist. Ein praktisches Problem in diesen beiden Formeln ist die Lateralgeschwindigkeit v_y , weil dieser Wert ziemlich schwierig zu berechnen ist. Mit Hilfe eines Math-Channels im Datenaufzeichnungs-Programm könnte dieser Wert berechnet werden mit Hilfe des Integrals der Querbeschleunigung a_y . Eine andere Option ist, das Reifenmodul von ChassisSim eine gute Annäherung der Schräglaufwinkel der Reifen aus allen Daten berechnen zu lassen.

Zu den Dimensionen in o. a. Gleichungen noch ein Anmerkung: Die Brüche in den beiden o. g. Formeln generieren jeweils Winkel im Bogenmaß, während die Lenkwinkel

oft in Grad angegeben werden. Deshalb ist es am sichersten, stets die Rechenergebnisse in Grad umzurechnen. Das bietet auch den Vorteil, dass die Resultate für den Anwender sofort verifizierbar sind: Ein Schräglaufwinkel reicht normalerweise bis zu einem Wert von ungefähr acht Grad; jedem anderen Rechenergebnis sollte misstraut werden.

Nachdem das Tyre Force Modul in ChassisSim die Schräglaufwinkel berechnet hat (separat für die Vorder- und Hinterreifen) können nun die zugehörigen Anstiege der Querkräfte bestimmt werden. Das Ergebnis – der „Force Factor“ als Funktion des Schräglauwinkels – ist in Abb. 10.15 aufgezeigt.

Daraus folgt die abgeleitete Größe ANS (Ableitung der normierten Querkraft „Force Factor“ nach dem Schräglauwinkel):

$$ANS = \frac{\delta C_i}{\delta \alpha_i} \quad (10.3)$$

mit:

- ANS Ableitung der normierten Querkraft nach dem Schräglauwinkel [1°] oder [1/rad]
- δC_i Differentieller Anteil der Änderung der normierten Querkraft (Force Factor) [-]
- $\delta \alpha_i$ Differentieller Anteil der Änderung des Schräglauwinkels (Force Factor) [$^\circ$] oder [rad]

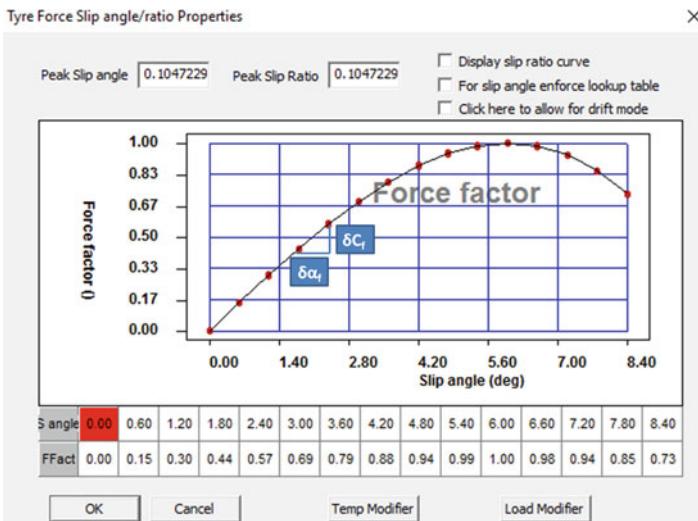


Abb. 10.15 Die Kurve der normierten Querkraft (Force Factor) über dem Schräglauwinkel zeigt die Änderung der Lateralkraft als Funktion der Änderung des Schräglauwinkels, hier generiert aus dem Simulationstool ChassisSim®. (Quelle: Nowlan [3])

Die Größe ANS ist ein Maß für die Änderung der normierten Querkraft (Lateralkraft) über der Änderung des Schräglaufwinkels.

Für die Ermittlung einer aussagekräftigen Größe ANS ist vor allem ein geeignetes, verifiziertes Simulationsprogramm mit einem hinreichend exakten Reifenmodell unentbehrlich. Auch Reifendaten, die mit Hilfe eines geeigneten Prüfstands (Rig) ermittelt wurden, sind anwendbar, solange die Qualität gewährleistet ist!

► **Tipp 10.1**

Die normierten Querkräfte (als ‚Force Factor‘-Datenfeld) erhält man, indem alle Querkraft-Werte einer aktuellen Kurve durch den Höchstwert der in der aktuellen Kurve auftretenden Querkraft dividiert werden. Damit erhält der Maximalwert der Kurve den Wert 1 (siehe Abb. 10.15), und alle übrigen Werte stellen sich folglich zwischen 0 und 1 ein. Der Grund für diese Vorgehensweise ist, dass sich das ergebende Datenfeld und damit die Kurve der normierten Querkraft über dem Schräglaufwinkel keine momentane Darstellung mehr ist, sondern eine dimensionslose, allgemein verwendbare Kurve, von der in der Folge die Ableitungen als allgemein gültige Größe ANS verwendet werden können.

4 – Ermittlung der Summe der Querkräfte an der Vorder- und Hinterachse. Dies könnte an Hand des in Kapitel C (Reifen) vermittelten Wissens oder mit der Hilfe von Querbeschleunigungssensoren für beide Achsen erfolgen.

Ein Beispiel für einen GT-Rennwagen zeigt Tab. 10.1.

Die Summen der Querkräfte an der Vorder- und Hinterachse werden wie folgt berechnet:

$$F_{y,l,f} + F_{y,r,f} = a_y \cdot m_{tot} \cdot l_r/l \quad (10.4)$$

$$F_{y,l,r} + F_{y,r,r} = a_y \cdot m_{tot} \cdot l_f/l \quad (10.5)$$

Tab. 10.1 Benötigte Werte für einen GT-Rennwagen zur Ermittlung des Stabilitäts-Index

Größe	Beschreibung	Wert
$F_{Y,l,f} + F_{Y,r,f}$	Summe der Querkräfte an der Vorderachse	7500 [N]
$F_{Y,l,r} + F_{Y,r,r}$	Summe der Querkräfte an der Hinterachse	8000 [N]
l_f	Distanz zwischen Vorderachse und Schwerpunkt	1500 [mm]
l_r	Distanz zwischen Hinterachse und Schwerpunkt	1200 [mm]
l	Radstand	2700 [mm]

Tab. 10.2 Beispiel für die erforderliche Umrechnung der Schräglaufwinkel von Grad in Radianen bei der Ermittlung des Stabilitäts-Faktors

Schräglaufwinkel [°]	Schräglaufwinkel [rad]	$\delta C/\delta\alpha$ [1/rad]
0	0	14,323
1	0,0175	13,952
2	0,0349	12,731
3	0,0524	10,742
4	0,0698	7,9567
5	0,0872	4,375
6	0,1047	0

Die Werte der Schräglaufwinkel sollten zunächst in Radianen umgerechnet werden, um die Ableitung durchführen zu können.

Zudem muss die abgeleitete Größe ANS für den gesamten Bereich des Schräglaufwinkels berechnet werden (Tab. 10.2):

5 – Nun kann der **Stabilitäts-Faktor** berechnet werden, hier für den Fall eines Fahrzeugs mit Untersteuern, d. h. mit z. B. Schräglauwinkeln vorne von 5° und hinten von 4° :

$$D_{St,f} = \delta C/\delta\alpha \cdot (F_{Y,l,f} + F_{Y,r,f}) = 4,375 \cdot 7500 = 32.813 \text{ [N/rad]} \quad (10.6)$$

$$D_{St,r} = \delta C/\delta\alpha \cdot (F_{Y,l,r} + F_{Y,r,r}) = 7,9567 \cdot 8000 = 63.654 \text{ [N/rad]} \quad (10.7)$$

$$D_{tot} = D_{St,f} + D_{St,r} = 32.813 + 63.645 = 96.466 \text{ [N/rad]} \quad (10.8)$$

Damit wird der **Stabilitäts-Faktor**:

$$SF = \frac{l_f \cdot D_{St,f} - l_r \cdot D_{St,r}}{l \cdot D_{tot}} = \frac{1,5 \cdot 32.813 - 1,2 \cdot 63.654}{2,7 \cdot 96.466} = -0,104 \text{ [-]} \quad (10.9)$$

Und für die **Statische Marge** (**Static Margin**) folgt:

$$SM = SF \cdot l = -0,104 \cdot 2,7 = -0,281 \text{ [m]} \quad (10.10)$$

Mit:

- $D_{St,i}$ Stabilitätsbeiwert ($i = f$: vorne; r : hinten) [N/rad]
- $D_{St,tot}$ gesamter Stabilitätsbeiwert [N/rad]
- l_f Distanz zwischen Vorderachse und Schwerpunkt [m]
- l_r Distanz zwischen Hinterachse und Schwerpunkt [m]
- l Radstand [m]
- SF Stabilitätsfaktor [-]
- SM Statische Marge [m]

Wenn die Statische Marge (Static Margin) negativ ist (wie in o. g. Beispiel), liegt der Angriffspunkt der Zentripetalkraft (Aktion) hinter dem Schwerpunkt S, was Untersteuern bedeutet. Wenn dieser Wert hingegen positiv ist, liegt der Zentripetalkraft vor S, somit stellt sich dann Übersteuern ein.

6 – Vergleich zwischen den aktuellen, aufgezeichneten Race-Daten einer Runde und den von der Simulations-Software gelieferten Daten:

Die Simulationssoftware berechnet den neutralen Lenkwinkel (mit Hilfe von Formel 2.4a oder 2.4b) und vergleicht diesen mit den aktuellen, tatsächlichen Lenkwinkeln. Das ist beispielhaft in Abb. 10.16 dargestellt, wo in der Mitte der Kurve die Vorderräder einen größeren Lenzwinkel (grün; Actual Steering Angle) aufweisen als der neutrale Lenzwinkel (rot; Neutral Steering Angle), was folglich Untersteuern bedeutet.

Die essenzielle Frage, die hier gestellt werden sollte, ist nicht nur „wieviel Untersteuern“ auftritt, sondern auch, wie stabil oder instabil sich das Fahrzeug verhält! Mit der Hilfe der gefundenen Schräglauwinkel kann nun der Stabilitäts-Faktor gemäß Schritt 5 berechnet werden. Dank des Stabilitäts-Faktors kann z. B. berechnet werden, welchen Einfluss Lenkwinkeländerungen auf die Stabilität des Fahrzeugs haben. Das betrifft aber nicht unbedingt nur die Vorderräder, es könnten auch die Hinterräder dazu beitragen (z. B. wegen Federungsslenken (Bumpsteer) an der Hinterradaufhängung). Änderungen der Lateralkräfte können nun mit Bezug auf Änderungen des Stabilitäts-Faktors betrachtet werden: Kleine Kraftänderungen können große Änderungen des Stabilitäts-Faktors zur

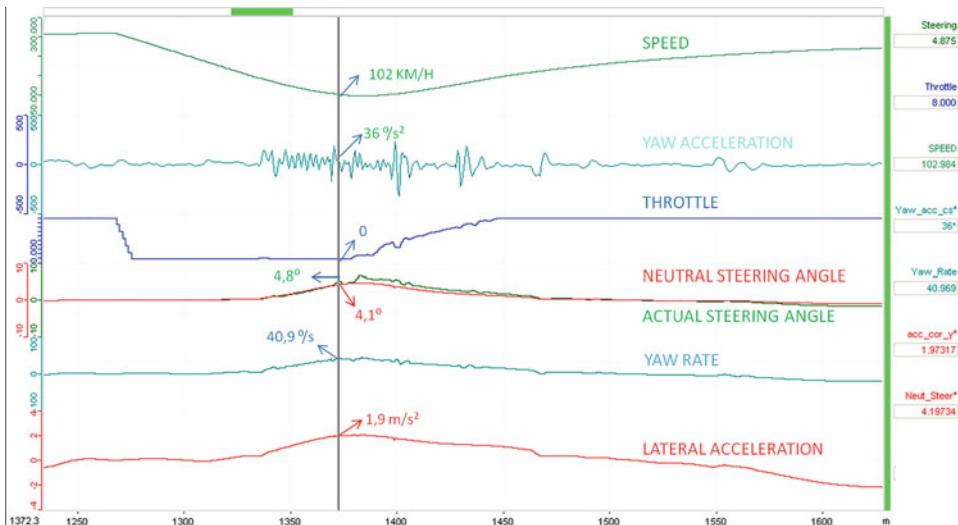


Abb. 10.16 Beispiel für Untersteuern anhand von aufgezeichneten Race-Daten. Der Stabilitäts-Index SF hilft, das Maß der Stabilität des Fahrzeugs während des Untersteuerns besser zu verstehen.

Folge haben und umgekehrt! Für einen qualifizierten Renningenieur ist dieses Ergebnis immer unverzichtbar wichtig!

Eine nähere Betrachtung der Abb. 10.16 zeigt, dass beim Einlenken (auf der x-Achse bei etwa 1330 m), das heißt wenn die Querbeschleunigung (Lat Acc) und der Lenkwinkel (Actual Steering Angle) sich vergrößern, die Gierraten-Beschleunigung (Yaw Acceleration) äußerst unruhig reagiert. Nur eine kleine Änderung im Lenkwinkel hat also bereits große Folgen für die Gierbeschleunigung!

Ab dem Mittelpunkt der Kurve und in der Folge besteht ein kleiner Unterschied zwischen dem aktuellen Lenkwinkel und dem simulierten Lenkwinkel. Die Werte des simulierten Lenkwinkels sind das Produkt des Rechners, der „immer am Limit fährt“ (weil er keine Angst hat) und damit aufzeigt, welche realen Möglichkeiten und Grenzen der Rennwagen eigentlich hat. Der Rechner zeigt folglich, wie stabil das Auto ist, wenn es an sein Limit gezwungen wird.

Ab dem Kurvenmittelpunkt (auf der x-Achse bei etwa 1375 m) stabilisieren sich die Lateralbeschleunigung und die Gierrate. Das Fahrzeug wird dadurch weniger empfindlich für Lenkbewegungen, sei es auch ggf. nur geringfügig.

Beim Beschleunigen aus der Kurve heraus (auf der x-Achse bei etwa 1430 m) reagiert das Auto jedoch sehr empfindlich auf kleine Unterbrechungen der Beschleunigung (siehe Gaspedal, Throttle).

Dank der Simulationssoftware (hier: ChassisSim[®]) wird es ermöglicht, die Stabilität eines Autos, wenn es an seinem Limit fährt, zu betrachten.

Literatur References

1. IPG Automotive, CarMaker 6.0 User Training und Formula CarMaker Tutorial 1.0 (2017)
2. Chenin, F., Geoffroy, F.: CarMaker in Motorsport. Vortrag (2014)
3. Nowlan, D.: ChassisSim: Tutorial und Einführungsseminar (2018)

Umrechnungstabellen *Conversion Tables*

Obwohl das Internationale Einheitensystem (SI) als metrisches System in der ganzen Welt verbreitet und in den meisten Industrieländern für den amtlichen und geschäftlichen Verkehr vorgeschrieben ist, werden im Motorsport mitunter auch britische und US-amerikanische Einheiten verwendet. Ebenso sind vereinzelt noch alte, durch das SI-System abgelöste Einheiten in Gebrauch. Die nachfolgenden Tabellen dienen der Umrechnung von britischen oder US-amerikanischen Einheiten sowie veralteten Einheiten in die international gebräuchlichen SI-Einheiten, denn letztere sind Basis dieses Buches. Darüber hinaus werden Einheiten sehr oft auch in Zehner-Potenzen angegeben. Hierfür sind nachfolgend ebenfalls Umrechnungstabellen angegeben.

Tab. A.1 Potenzen zu den Größen

Vorsatz	Abk.	Zehner-Potenz	Zahlenwert
Deka	da	10^1	10
Hekto	h	10^2	100
Kilo	K	10^3	1000
Mega	M	10^6	1.000.000
Giga	G	10^9	1.000.000.000
Tera	T	10^{12}	1.000.000.000.000
Dezi	d	10^{-1}	0,1
Zenti	c	10^{-2}	0,01
Milli	m	10^{-3}	0,001
Mikro	μ	10^{-6}	0,000001
Nano	N	10^{-9}	0,000000001
Piko	p	10^{-12}	0,000000000001

Beispiel: 7 Kilonewtonmeter = $7 \text{ kN m} = 7 \cdot 10^3 \text{ N m} = 7000 \text{ N m}$.

Beispiel: 3 Millimeter = $3 \text{ mm} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0,003 \text{ m}$

Tab. A.2 Längenumrechnungen

Einheit	Deutsch	Abk.		SI-Größe
inch	Zoll	in.	"	2,54 cm
foot	Fuß	ft.	'	30,48 cm
yard	Schritt	yd.		91,44 cm
mile	Meile	mi., m.		1,609 km

Tab. A.3 Flächenumrechnungen

Einheit	Deutsch	Abk.		SI-Größe
square inch	Quadratzoll	sq.in.	in ²	0,00064516 m ²
square foot	Quadratfuß	sq.ft.	ft ²	0,09290304 m ²
square yard	Quadratyard	sq.yd.	yd ²	0,83612736 m ²

Tab. A.4 Rauminhaltsumrechnungen

Einheit	Deutsch	Abk.	SI-Größe
cubic inch	Kubikzoll	cu.in.	16,4 cm ³
cubic foot	Kubikfuß	cu.ft.	28,3 dm ³
perch	Schachtrute		701 dm ³
cubic yard	Kubikyard	cu.yd.	765 dm ³
fluid ounce	Flüssigunze	fl.oz., fl?	2,84 cl
pint	Pint	fl.pt., pt.	5,68 dl
quart	Quart	qt.	1,14 l
gallon	Gallone	gal.	4,55 l

Anmerkung: $11 = 1 \text{ dm}^3 = 1 \cdot (10^{-1})^3 \text{ m}^3 = 0,001 \text{ m}^3$

Tab. A.5 Massenumrechnungen

Einheit	Deutsch	Abk.	SI-Größe
ounce, ugs. lid	Unze	oz.	28,3495 g
pound	Pfund	lb., pd., lbm.	453,592 g
ton	Tonne	T., to., t.	907,18 kg

Tab. A.6 Kraftumrechnungen

Einheit	Deutsch	Abk.	SI-Größe
pound-force	Pfund	lbf, lb_F	4,4482 N
poundal		pdl	0,1383 N

Tab. A.7 Drehmomentumrechnungen

Einheit	Deutsch	Abk.	SI-Größe
Foot-pound	Pfundfuß	lb-ft, $lb_F \cdot ft$	1,35581 N m
Inch-pound		lb-in, $lb_F \cdot in$	0,112985 N m
Inch-ounce		oz-in, $oz_F \cdot in$	0,00706 N m

Tab. A.8 Druckumrechnungen

Einheit	Deutsch	Abk.	SI-Größe
Pound-force per square inch	PSI	psi, lb_F/in^2	6894,757 Pa
Torr, mmHg	Torr, Millimeter Quecksilbersäule	mmHg, mm _{Hg}	133,3228 Pa

Anmerkung: 1 Pa = 10^{-5} bar = 10^{-6} N/mm² = 0,0075 Torr

Tab. A.9 Energieumrechnungen

Einheit	Deutsch	Abk.	SI-Größe
Calorie (15 °C)	Kilokalorie	kcal	4,186 kJ
British thermal unit		Btu, BTU	1,055 kJ

Tab. A.10 Leistungsumrechnungen

Einheit	Deutsch	Abk.	SI-Größe
Horsepower	Pferdestärke	hp, <i>BHP</i>	745,699 W

Tab. A.11 Umrechnungen zwischen Temperaturen

Umrechnung Temperatur <i>T</i>	Zusammenhang
Kelvin [K] nach Celsius [°C]	$T(°C) = T(K) - 273,16$
Celsius [°C] nach Kelvin [K]	$T(K) = T(°C) + 273,16$
Celsius [°C] nach Fahrenheit [F]	$T(F) = 9/5 \cdot T(°C) + 32$
Fahrenheit [F] nach Celsius [°C]	$T(°C) = 5/9 \cdot (T(F) - 32)$

Tab. A.12 Umrechnungen alter Einheiten in SI-Einheiten

Größe	alte Einheit	SI-Einheit
Kraft	1 kp	9,8067 N
Drehmoment	1 kpm	9,8067 N m
Druck	1 at 1 Atm = 760 Torr 1 Torr 1 mmWS	0,98067 bar 1,0133 bar 1,3332 mbar 0,09807 mbar = 9,807 Pa
Festigkeit, Spannung	1 kp/mm ²	9,8067 N/mm ²
Energie	1 mkp 1 kcal	9,8067 J 4,187 kJ
Leistung	1 kcal/h 1 kcal/h 1 PS	4,187 kJ/h 1,163 W 0,7355 kW

Tab. A.13 Griechisches Alphabet

A	α	alfa	N	ν	nu
B	β	bèta	Ξ	ξ	xi
Γ	γ	gamma	O	ο	omikron
Δ	δ	delta	Π	πω	pi
E	εε	epsilon	P	ρω	rho
Z	ζ	zèta	Σ	σς	sigma
H	η	èta	T	τ	tau
Θ	θθ	thèta	Υ	υ	upsilon
I	ι	iota	Φ	φφ	phi
K	κκ	kappa	X	χ	chi
Λ	λ	lambda	Ψ	ψ	psi
M	μ	mu	Ω	ω	omega

Anhang – Glossar *Glossary*

1D-Simulation *1D simulation*: Eindimensionale Ladungswechselberechnung zur Vor-optimierung von Leitungslängen, Behältervolumina und Ventilsteuzeiten 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, Ventilsteuzeiten, 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 ABSplus 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 Betätigungsseinrichtung 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 *anisotropic*: Richtungsabhängigkeit von bestimmten Werkstoffeigenschaften, wie z. B. E-Modul, Festigkeit. Das gegenteilige Verhalten heißt isotrop.

Beanspruchung *stress*: 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 *a acceleration*: 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 *ride height*: 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 *ground clearance*: Abstand zwischen Fahrzeug-Unterboden und Fahrbahn. Zu unterscheiden davon ist der Bodenabstand.

Bruchdehnung *Aelongation at rupture*: 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 CAD: 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. *Siehe auch:* Rapid Prototyping.

CAN CAN: Abkürzung für Controller Area Network. Ein zweidriger 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. ChampCar 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 (Potenzialgleichung, Euler-Gleichung oder Navier-Stokes-Gleichung) 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 Wabenkernen 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. Tourenwagenserie, 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 properties*: (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 (Schräglauflauf). Wachsen nun an einem Fahrzeug die Schräglaufwinkel 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 Schräglaufwinkeln 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, kurz E-Modul *Young's Modulus*: 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.

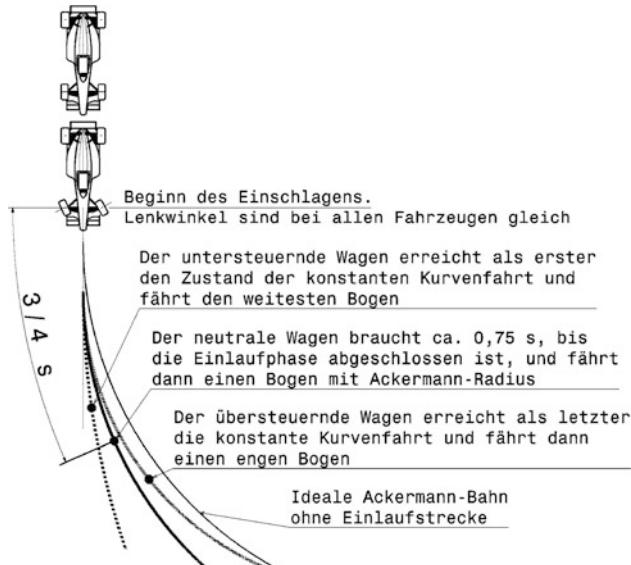
Entwurf *embodiment design*: Phase der Konstruktionstätigkeit, in der die Lösungsvorschläge im wahrsten Sinn des Wortes Gestalt annehmen. Das Suchen der Lösungen vor dem Entwurf ist die Konzeptphase.

ESP *ESP*: Elektronisches Stabilisierungs-Programm (*electronic stability programme*). 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 *drivability*: 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 (*tip-in*), 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 *operating behaviour*: 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 Schwerpunktlage. 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.

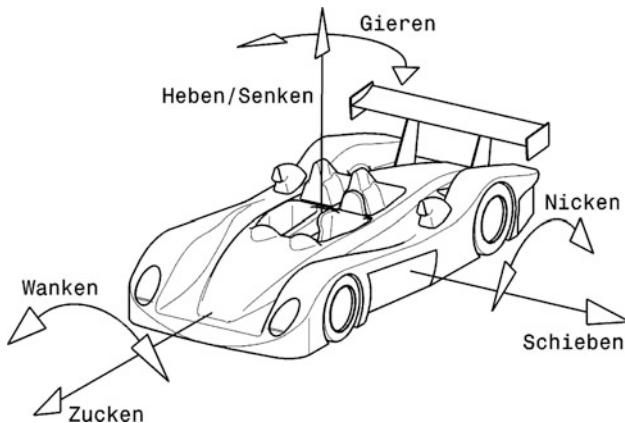


Fahrzeugbewegungen *vehicle motion*: Ein Fahrzeug hat – wie jeder starre Körper – im Raum sechs Freiheitsgrade. Die möglichen Einzelbewegungen (Verschiebungen und

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*.

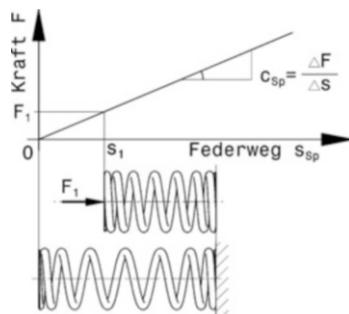
Fährt ein Fahrzeug auf einer Fahrbahn, so sind die Bewegungen eine Kombination der möglichen Einzelbewegungen und entstehen aus den vorgegebenen Bewegungen Fahrbahn und dem Fahrereinfluss durch Lenken.



Fahrzeugkoordinatensystem axis system: siehe Koordinatensystem

Fahrzeogniveau ride height: siehe Bodenabstand

Federate 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) *finit element method*: Spannungsberechnung von Bauteilen mit numerischen Methoden durch einen Computer. Dabei wird das Bauteil 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 planar moment of inertia*: Mathematische Größe, die aus der Geometrie eines Querschnitts folgt. Das F. wird bei der Festigkeitsberechnung bei Biegebeanspruchung von Bauteilen benötigt.

Freiheitsgrad *degree of freedom(DOF)*: 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 *inflation pressure*: Ist bei einem Reifen die Druckdifferenz gegenüber dem Umgebungsdruck. Der F. wird gewöhnlich am kalten Reifen gemessen. Herrscht z. B. ein Luftdruck von 1 bar¹ 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 *mixture formation*: 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 (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

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.

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 Gumimmischung 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 Luftsicht 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.

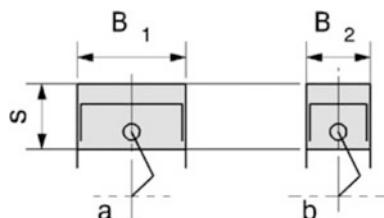
Gummi rubber: Sammelbezeichnung für Elastomere (eine Kunststoff-Untergruppe) auf Kautschukbasis. Aus dem eingedickten Saft (Latex) des Kautschukbaums wird durch Schwefelbehandlung (sog. Vulkanisation, führt zu weitmaschiger Vernetzung der Moleküle) der eigentliche Gummi gewonnen. Neben diesem Naturkautschuk gibt es auch synthetisch hergestellten Kautschuk. Der bekannteste Vertreter ist der durch Polymerisation von Butadien erzeugte 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.



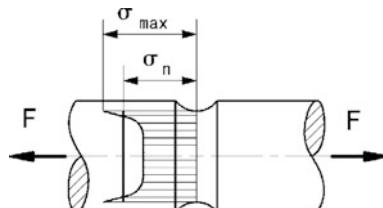
IMSA: International Motor Sports Association. Internationale Motorsportbehörde, die z. B. die amerikanischen Le Mans-Rennen durchführt.

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 integral construction: 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 Tri-podenzapfen. Das Gegenteil stellt die Differenzialbauweise dar.

Isotrop isotropic: Die Werkstoffeigenschaften sind in allen Richtungen gleich. Das gegenteilige Verhalten heißt anisotrop.

Kerbwirkungszahl notch factor: 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 ungekerbten 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: $\sigma_{b,max} = K_{f,b} \cdot \sigma_{b,n}$ und für Torsion gilt: $\tau_{ts,max} = K_{f,ts} \cdot \tau_{ts,n}$. 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

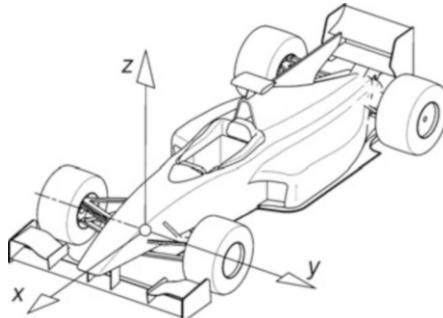
werden. Dies geschieht u. a. durch Kraftstoffzusätze, Einstellen eines fetten Kraftstoff-Luft-Gemischs, Zurücknahme des Zündwinkels, Zurücknahme des Ladedrucks, Kühlung der Ansaugluft, Gestaltung des Brennraums und gezielte Kühlung von problematischen Brennraumbereichen (Zündkerzensitz, Auslassventilsitzringe).

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 Teifunktionen 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 70 000 und ISO 4130 verwendet: Der Koordinatenursprung ist der Schnittpunkt der Fahrzeulgängsmittel-ebene 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.

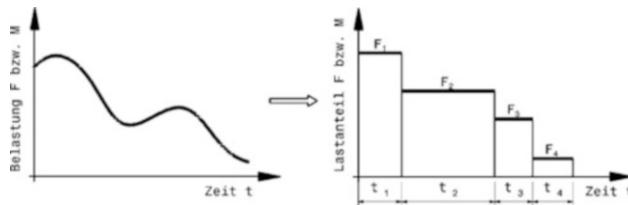


Labisator, Ausgleichsfeder, Z-Stab: Z-förmiger Verbindungsstab der Räder einer Achse. Im Gegensatz zu einem Stabilisator verringert diese Anordnung die Radlastunterschiede und erhöht somit den Grip an dieser Achse. Das Eigenlenkverhalten wird also im Vergleich zum Stabilisator genau in die entgegengesetzte Richtung beeinflusst.

Laminare Strömung laminar flow: Die Strömung verläuft in aufeinander liegenden Schichten, die sich nicht vermischen. Es treten also keine Querströmungen (Turbulzenzen) auf.

Lastkollektiv collective load: Im Allgemeinen ist die Belastung eines Bauteils über der Zeit nicht konstant, sondern ändert sich unregelmäßig. Eine Antriebswelle beispiels-

weise 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_1 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 Abgastrakt 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).

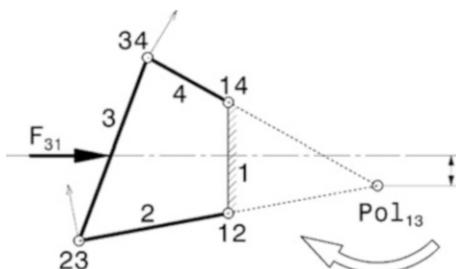
Luftwiderstand drag: Kraft, die auf bewegte Körper einwirkt, dadurch, dass diese Luft verdrängen und dass die Luft an der Körperoberfläche reibt.

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 J *polar inertia*: 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 [3].

Monoposto *single-seater*: Einsitziger Rennwagen, bei dem der Fahrerplatz auf der Längsmittellebene des Fahrzeugs angeordnet ist.

NACA Lufteinlass *NACA air duct*: (National Advisory Council for Aeronautics). Gestaltung eines Luftschaftes 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 *pitching*: siehe Fahrzeugbewegungen

O-Anordnung *O-arrangement*: 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 *octane number*: Eine Kenngröße für die Klopffestigkeit eines Kraftstoffes. Je größer die Oktanzahl desto klopfester 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 *percentil*: 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 *prototype*: Rennwagen einer bestimmten Kategorie und Gruppe, der nur in kleiner Stückzahl oder als Einzelstück gefertigt wird.

Qualitätssteuerung *quality control*: 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 *quantity control*: 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 *wheel frequency*: 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 *coefficient of friction*: Durch Versuche ermittelter Wert zur Berechnung der Reibkraft zwischen zwei Körpern. Der R. ist u. a. von der Werkstoffpaarung abhängig.

Reynoldszahl *Reynolds number Re*: 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-Härtez *Rockwell hardness*: Angabe der Härte eines Werkstoffs. Wird ermittelt über die bleibende Eindringtiefe eines Eindringkörpers (Kegel, Kugel) in das Werkstück.

Schubmodul (Gleitmodul) G *shear modulus*: 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 *sequential shifting*: 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 *simulation*: 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 unterschiedlichen Reifen, Achslasten, Schwerpunktshöhen, Abtriebskräften usw. auf unterschiedlichen Strecken (die zu dem Zweck natürlich dreidimensional erfasst worden 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: loose: siehe Fahrverhalten

Untersteuern understeer, AE: push: siehe Fahrverhalten

Verdichtungsverhältnis ε compression 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 Fahrzeugbewegungen

Wärmetauscher heat exchanger: 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 strength: 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
Kegelradachsgtriebe	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 (Tourenwagen)/upright (Monoposto)
- Spurstange: tie rod/toe link.

Literatur *References*

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 **4**, 75–77 (2005)

Stichwortverzeichnis Index

A

- Abmessung 2, 4, 12, 159, 160, 165, 176, 197
ABS 44
Abtrieb 207, 226, 234, 235, 236, 241, 242, 245, 246, 248, 249, 252, 255, 257, 258, 259, 262, 266, 271, 282
Achslast 177, 214, 271
Ackermann 21, 45, 140, 155, 156–158, 160
Aerodynamik 30, 151, 208, 245, 268, 300, 302, 313, 325, 329
Aero-Maps 30, 281, 282, 283, 288

B

- Balance 4, 40, 48, 204, 207, 258, 269, 275, 279, 284, 299, 313
Beschleunigung 27, 35, 39, 207, 248, 259, 269, 280, 308, 332
Beschleunigungssensor 221, 223, 226
Blattfeder 173, 176, 177, 178, 180
Bodenfreiheit 8, 261
Bremsen 35, 122, 130, 135, 136, 139, 151, 185, 201, 204, 205, 245, 304, 328

C

- CAD 128, 288
Canard-Flaps 262
CFD 24, 288, 289
Chassis 114, 128, 194, 195, 208, 315, 324, 326
 c_w -Wert 268, 288

D

- Dämpfer 95–98, 102, 104, 112, 121, 126, 165, 185, 189, 197, 206, 305, 307, 308
Differenzial 209, 211, 213, 214, 215
Diffusor 8, 248, 258, 261, 314

E

- Eigenfrequenz 95, 117, 304
Eigenlenkverhalten 2, 18
Einspurmodell 43, 269
Elastizitätsmodul 181

F

- Fahrverhalten 10, 14, 16, 45, 48, 50, 104, 230
Fahrwerk 1, 14, 23, 30, 38, 177
Fahrwerksabstimmung 297, 301
Fahrwerksgeometrie 4, 24, 127, 178, 251
Fahrwerksvermessung 14
Fahrzeugfeder 94, 104, 113, 117, 119, 272, 274, 278, 327
Fahrzeuggmasse 11, 94, 113, 130, 141
Fahrzeugschwerpunkt 5, 12, 126, 141, 146, 151, 200, 226, 269, 326
Federbein 125, 128, 129, 137, 152, 173, 184, 189
Federrate 94, 95, 136, 172, 189, 192, 196, 275, 327
Freiheitsgrad 34, 98, 323

G

- Gesamtmasse 5, 288
 Gewichtstransfer 143–147, 150, 151,
 155, 197, 310, 315, 321
 Gewichtsverteilung 7, 199, 313
 Gierbeschleunigung 51
 Gieren 13, 130
 Golfball-Effekt 240, 263, 267, 268
 Grenzschicht 239, 240, 256, 262, 264
 Gurney-Flaps 248, 256, 257, 258, 262, 268

H

- Hauptabmessung 2, 3, 4
 Heben 34, 35
 Heckflügel 245, 251, 252, 254, 258,
 264, 266, 267, 268, 289

K

- Konstantfahrt 251, 282
 Kurvenfahrt 4, 21, 35, 39, 121, 143,
 178, 200, 209, 217

L

- Lateralkraft 39, 298
 Luftwiderstand 234, 241
 Luftwiderstandskraft 249, 284, 286

M

- Massenträgheit 10, 13
 Monoposto 4, 13, 16, 27, 30

N

- Nachlauf 18, 130, 131, 132
 Nachspur 16, 18, 132, 134, 135, 317, 321
 Nicken 34, 35, 151, 154, 207, 307
 Nickzentrum 135, 136, 151, 153, 154, 200

O

- Oberfläche 239, 256, 264, 266, 267, 308
 Fahrbahn 94
 Reifen 213
 Straßen 172, 172

P

- Prototyp 18, 114

Q

- Querbeschleunigung 46, 51, 218, 220,
 280, 311, 318, 332, 334
 Querdynamik 2
 Querlenker 129, 136, 137, 139, 165

R

- Radaufhängung 18, 22, 112, 115, 116,
 117, 127, 128, 134, 135, 165,
 166, 172, 186, 191, 194, 197,
 277, 278, 321, 325, 327
 Radlast 151, 195, 204, 222, 224, 225,
 226, 228, 246, 253
 Reibungskoeffizient 317
 Reifendruck 132
 Reifenfederrate 272
 Reifenparameter 316
 Reynoldszahl 239, 262
 Rollwiderstand 24, 25, 29, 144, 314
 Rollzentrum 22, 135, 137, 141, 315

S

- Schlupf 222
 Schraubenfeder 173, 175, 176, 185
 Schubspannung 256
 Schwerpunkt 141, 143, 145
 Schwerpunktlage 2, 246, 313
 Schwingungsdämpfer 36, 95, 97
 Seitenkraft 4, 213, 215
 Setup 104, 124, 125, 244, 245, 274, 282
 Simulation 316, 319, 323, 329,
 331, 332, 333
 Spreizung 19, 20, 129, 130, 131, 132
 Spur 14, 17, 135
 Spuränderung 139, 315, 317
 Spurstange 16, 135
 Stabilisator 36, 38, 320, 323
 Stoßdämpfer 95, 144, 155, 175, 187
 Straßenlage 34, 40, 172, 213,
 301, 302, 321
 Strömung, laminare 238
 Sturz 14, 15, 16, 297, 299, 315, 317, 321

T

Tauchen 35
Testfahrt 117, 131, 296, 300, 302,
321, 323, 334
Tragflügel 248
Turbulator 239, 262, 263
Tyre Modelling 316, 317

U

Übersteuern 37, 39, 41, 43, 48, 50,
51, 230, 251, 301
Untersteuern 39, 41, 42, 48, 50, 121,
134, 165, 230, 299, 300,
333, 334

V

Vorspannung 16, 133, 194, 196, 197, 204
Vorspur 16, 17, 40, 132, 134, 157, 297, 317, 321

W

Wanken 8, 16, 34, 106, 108, 307
 c_w -Wert 26, 29, 30, 244, 313, 314
Windkanal 24, 251, 265, 266, 289, 329

Z

Zentrifugalkraft 40, 41, 143, 198, 208
Zentripetalkraft 40, 41, 42, 142, 143, 234
Zugfestigkeit 177, 180, 181