

ATZ/MTZ-Fachbuch

Bert Breuer  
Karlheinz H. Bill *Hrsg.*

# Bremsenhandbuch

Grundlagen · Komponenten ·  
Systeme · Fahrdynamik

*5. Auflage*

**Continental** 

 Springer Vieweg

## **ATZ/MTZ-Fachbuch**

Die komplexe Technik heutiger Kraftfahrzeuge und Antriebsstränge macht einen immer größer werdenden Fundus an Informationen notwendig, um die Funktion und die Arbeitsweise von Komponenten oder Systemen zu verstehen. Den raschen und sicheren Zugriff auf diese Informationen bietet die Reihe ATZ/MTZ-Fachbuch, welche die zum Verständnis erforderlichen Grundlagen, Daten und Erklärungen anschaulich, systematisch, anwendungsorientiert und aktuell zusammenstellt.

Die Reihe wendet sich an Ingenieure der Kraftfahrzeugentwicklung und Antriebstechnik sowie Studierende, die Nachschlagebedarf haben und im Zusammenhang Fragestellungen ihres Arbeitsfeldes verstehen müssen und an Professoren und Dozenten an Universitäten und Hochschulen mit Schwerpunkt Fahrzeug- und Antriebstechnik. Sie liefert gleichzeitig das theoretische Rüstzeug für das Verständnis wie auch die Anwendungen, wie sie für Gutachter, Forscher und Entwicklungingenieure in der Automobil- und Zulieferindustrie sowie bei Dienstleistern benötigt werden.

Bert Breuer  
Karlheinz H. Bill  
(Hrsg.)

# Bremsenhandbuch

Grundlagen · Komponenten · Systeme · Fahrdynamik

5., überarbeitete und erweiterte Auflage

*Herausgeber*

Bert Breuer  
Ehem. FG Fahrzeugtechnik (FZD)  
TU Darmstadt  
Seeheim-Malchen, Deutschland

Karlheinz H. Bill  
FB Ingenieurwissenschaften II, Studiengang  
Fahrzeugtechnik  
HTW Berlin  
Berlin, Deutschland

ATZ/MTZ-Fachbuch

ISBN 978-3-658-15488-2      ISBN 978-3-658-15489-9 (eBook)  
DOI 10.1007/978-3-658-15489-9

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

Das Werk entstand mit freundlicher Unterstützung von Continental.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2003, 2004, 2006, 2013, 2017

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

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.

Gedruckt auf säurefreiem und chlorfrei gebleichtem Papier

Springer Vieweg ist Teil von Springer Nature

Die eingetragene Gesellschaft ist Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH

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

## Vorwort

---

Seit 1935 gibt es im deutschsprachigen Raum das so genannte Teves Bremsenhandbuch, das mit seinen vielen Neuauflagen stets ein bewährter Ratgeber zu Berechnung, Funktion, Prüfung, Wartung und Instandsetzung von Kraftfahrzeugbremsen war. Ihm wurde 1995 von ITT Automotive (vormals Alfred Teves GmbH) ein Bremsenhandbuch „Elektronische Bremssysteme“ an die Seite gestellt.

Auf Anregung des Vieweg Verlages wurde im Jahr 2002 das Konzept dieser Werke durch die Herausgeber erheblich erweitert und damit einer sehr viel größeren Zielgruppe angepasst, die sich ein herstellerneutrales, grundlagenorientiertes und gleichzeitig anwendungsbezogenes modernes Fachbuch wünschte.

Das so entstandene neue „Bremsenhandbuch – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik“ erschien erstmals im Jahr 2003. 2004 folgten die 2. und 2006 die vollständig überarbeitete und erweiterte 3. Auflage.

Im Jahr 2008 brachte die Society of Automotive Engineers SAE (USA) eine aktualisierte englischsprachige Lizenzausgabe des Bremsenhandbuchs als „Brake Technology Handbook“ (SAE R – 375) auf den Weltmarkt. Von China Machine Press in Peking steht seit 2011 eine chinesische Lizenzausgabe des Bremsenhandbuchs auf dem asiatischen Markt zur Verfügung.

2012 erschien die zusätzlich um neue Inhalte erweiterte 4. Auflage. Das Bremsenhandbuch wurde für seine 5. Auflage erneut gründlich überarbeitet und aktualisiert und durch das Kapitel Leichtbaubremscheiben abermals erweitert.

Es ist wieder ein geschlossenes Gesamtwerk über Bremsen und Bremssysteme in der Form eines neutralen technischen Fachbuches. Es behandelt umfassend Grundlagen, Anforderungen, Auslegung, Simulation, Komponenten, Systeme, Betriebsverhalten und Funktionen im modernen und zukünftigen Fahrzeug. Den mechatronischen Anwendungen, den Materialien und Prozessen, der Sicherheit und Zuverlässigkeit, den Regelwerken und Prüfverfahren, der Zulassung und Bewertung, der Wartung und Reparatur sowie der Historie und den Entwicklungstendenzen sind jeweils eigene Kapitel gewidmet. Das Buch behandelt die Bremsanlagen aller Fahrzeugarten (Personenwagen, Nutzfahrzeuge, Anhänger, Schienenfahrzeuge, geländegängige Rad- und Kettenfahrzeuge, Motorräder einschließlich Fahrräder, Rennfahrzeuge, Flugzeuge) und gibt einen Einblick in Bremsen von Industrieanlagen.

Unsere Zielgruppen sind unverändert Ingenieure, Techniker und sonstiges technisches Personal in der Konzeption, Konstruktion, Entwicklung, Erprobung, Herstellung, Wartung und Überwachung von Fahrzeugen und deren Bremsanlagen sowie Lehrende, Forschende und besonders Studierende des Ingenieur- und Fahrzeugwesens.

Wir bedanken uns bei allen Autoren für die Aktualisierung bzw. Abfassung ihrer Buchkapitel. Frau Elisabeth Lange sowie den Herren Ewald Schmitt und Markus Braun vom Verlag Springer Vieweg danken wir für die erfreuliche und erspielbare Zusammenarbeit.

**Bert Breuer, Karlheinz H. Bill**

Seeheim-Jugenheim, Berlin im Oktober 2017

# Kapitel, Beiträge und Mitarbeiter; Firmen- und Hochschulverzeichnis; Formel- und Indexverzeichnis

---

1	Zur Geschichte der Kraftfahrzeubremse	Dr.-Ing. Peter Rieth, Dipl.-Ing. James Remfrey
2	Grundlegendes zum Bremsvorgang	Prof. Dr.-Ing. Claus Wolff
3	Fahrzeugtechnische Anforderungen	Dr.-Ing. Ulrich Eichhorn, Prof. Dr.-Ing. Stefan Gies, Jonathan Layfield, Dipl.-Ing. (FH) Frank Rischbieter
4	Menschliche Anforderungen	Dr.-Ing. Bettina Abendroth, Prof. Dr.-Ing. Kurt Landau, Dr.-Ing. Jochen Weiße
5	Interaktion Fahrbahn – Reifen – Bremse	Prof. Heinrich Huinink, Heiner Volk, Dr. Manfred Becke
6	Auslegung und Simulation von Pkw-Bremsanlagen	Dipl.-Ing. (TU) Josef Pickenhahn, Dipl.-Ing. (FH) Thomas Straub
7	Aufbau und Komponenten von Pkw-Bremsanlagen	Dipl.-Ing. James Remfrey, Dipl.-Ing. Steffen Gruber, Dr.-Ing. Jan Sendler
8	Bremssysteme, Fahr- und Bremsverhalten von Nutzfahrzeugen und Zügen	Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. Egon-Christian von Glasner
9	Nutzfahrzeubremsen	
	9.1–9.5	Dipl.-Ing. Hans Baumgartner, Dr. Eduard Gerum, Dipl.-Ing. Wolfgang Pahle, Dipl.-Ing. Alf Siebke
	ab 9.6	Dipl.-Ing. Michael Pehle
10	Bremsverhalten und Bremsen von Einspurfahrzeugen	Dr. Christian Landerl, Dipl.-Ing. Helmut Köhler, Dipl.-Ing. (TU) Hans-Albert Wagner, Dipl.-Ing. (FH) Ralf Lewien, Dipl.-Ing. (FH) Gerd Vilsmeier, Dipl.-Ing. Gerrit Heyl
	ab 10.2.4	Dipl.-Ing. (FH) Stefan Fritschle
11	Auflaufbremsanlagen	Johann Loipl, Dipl.-Ing. (FH) Josef Strasser
12	Bremsen von Off-Road Radfahrzeugen	Dipl.-Ing. Hermann Beck, Dipl.-Ing. Wolfgang Grünbeck
13	Bremsen für Kettenfahrzeuge	Prof. Dr.-Ing. Manfred Hirt, Dipl.-Ing. Max Witzenberger
14	Flugzeugbremsen	Dipl.-Ing. Gerd Roloff, Burkard Ohly
15	Bremssysteme für Rennwagen	Dr.Ing. Riccardo Cesarin, Dr. Ing. Omar Cividini, Dr. Ing. Mauro Piccoli
16	Bremssysteme von Schienenfahrzeugen	Dr. Peter Berger, Dipl.-Ing. Rainer Rau
	16.8	Dipl.-Ing. Jens Galander, Dipl.-Ing. Reinhard Loebner

17	Mechatronische Systeme – eine kurze Einführung	Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Rolf Isermann
18	Grundlagen elektrisch betätigter Pkw-Bremssysteme	Prof. Dr.-Ing. Karlheinz H. Bill
19	Regenerative Bremssysteme	Dr.-Ing. Michael Kunz, Dr.-Ing. Rachad Mahmoud, Dr.-Ing. Andreas van de Sand, Dipl.-Ing. (FH) Ralph Michalski
20	Integrierte Bremssysteme	
	20.1–20.3	Dr. Hans-Jörg Feigel, Dipl.-Ing. (FH) Jochen Zimmermann
	20.4	Dr. Anton van Zanten, Ing. Heinz Leiber, Dr.-Ing. Thomas Leiber, Dipl.-Ing. (FH) Christian Köglspurger, Dipl.-Ing. Valentin Unterfrauner
21	Elektromechanisch betätigtes Bremsen	Dr.-Ing. Martin Semsch, Dr.-Ing. Hans-Jörg Feigel, Dr.-Ing. Jens Hoffmann
22	Elektrisches Bremsen	Dipl.-Ing. Marcus Bletz, Dipl.-Ing. Thorsten Wickenhöfer
23	Die Bremsanlage im Fahrerassistenzsystem	Dr. Anton van Zanten
24	Die Bremse im mechatronischen Fahrwerk	Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner, Dr.-Ing. Thomas Degenstein, Dr.-Ing. Tobias Bischof-Niemz, Dr.-Ing. Marcus Schumann
25	Reibbeläge	Dr. rer. nat. Christian Wiaterek
26	Eigenschaften der Reibpaarung im Bremsprozess	Prof. Dr.-Ing. habil. Georg-Peter Ostermeyer
27	Mechanische Bremsen in statio-nären Industrieanlagen	Dr.-Ing. Claus Kleinlein, Prof. Dr.-Ing. Dietrich Severin
28	Schwingungen und Geräusche	Prof. Dipl.-Ing. Holger Marschner, Alexander Pfaff, Paul Leibold, Giuseppe Maggi-Trovato
29	Bremsen mit nichtmetallischen Bremsscheiben	Dipl.-Ing. (FH) Donatus Neudeck, Dipl.-Ing. Dipl.-Wirt.-Ing. Andreas Wüllner
30	Leichtbaubremscheiben	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ralph Mayer
31	Bremsflüssigkeiten	
	31.1–31.4	Dr. Harald A. Dietl
	31.5	Dr. Timo Weide
32	Bremsentechnisches Versuchswes-en	Prof. Dipl.-Ing. Holger Marschner, Dipl.-Ing. Hilmar Teitge, Dr.-Ing. Martin Semsch, Dipl.-Ing. Marcus Bletz, Dipl.-Ing. (FH) Dieter Weiss
33	Sicherheit und Zuverlässigkeit von Bremsanlagen	Dr.-Ing. Thomas Aubel, Dipl.-Ing. Hans-Wilfried Mäder, Dipl.-Ing. Jürgen Westphälting
34	Regelwerke und Prüfverfahren	Dipl.-Ing. Hans-Thomas Ebner
35	Wartung und Diagnose von Brems-anlagen	Ulrich Güllering, Dipl.-Ing. (FH) Peter Jobelius, Dipl.-Ing. Roman Rotter
36	Entwicklungstendenzen und Zu-kunftsaspekte	Dr.-Ing. Peter Rieth, Dipl.-Ing. James Remfrey

## Firmen- und Hochschulverzeichnis

---

### Firmen

---

Adam Opel AG, Rüsselsheim	Dr.-Ing. Thomas Degenstein
Airbus Operations GmbH, Hamburg	Burkhard Ohly (ausgeschieden) Dipl.-Ing. Gerd Roloff
BASF SE Fuel and Lubricant Solutions, Strategic Marketing and Product Development Automotive Fluids, Ludwigshafen	Dr. Harald A. Dietl
Bentley Motors Limited, Berlin	Jonathan Layfield
BMW Motorrad, München	Dipl.-Ing. Gerrit Heyl Dipl.-Ing. Helmut Köhler Dr. Christian Landerl Dipl.-Ing. (FH) Ralf Lewien Dipl.-Ing. (FH) Gerd Vilsmeier Dipl.-Ing. (TU) Hans-Albert Wagner
Robert Bosch GmbH, Abstatt	Dr.-Ing. Michael Kunz Dr.-Ing. Andreas van de Sand
BPW Bergische Achsen Kommanditgesellschaft, Wiehl	Dipl.-Ing. Michael Pehle
Brembo S.p. A., Curno, Italien	Dr. Ing. Riccardo Cesarini Dr. Ing. Omar Cividini Dr. Ing. Mauro Piccoli
Clariant Corporation, Mount Holly, USA	Dr. Timo Weide (ausgeschieden)
Continental Reifen Deutschland GmbH, Hannover	Prof. Heinrich Huinink (ausgeschieden) Heiner Volk
Continental Teves AG & Co. oHG, Frankfurt	Dipl.-Ing. Marcus Bletz Dr.-Ing. Hans-Jörg Feigel (ausgeschieden) Dipl.-Ing. Steffen Gruber Dr.-Ing. Jens Hoffmann Dipl.-Ing. James Remfrey (ausgeschieden) Dr.-Ing. Peter Rieth (ausgeschieden) Dr.-Ing. Marcus Schumann Dr.-Ing. Martin Semsch Dr.-Ing. Jan Sendler Dipl.-Ing. Hilmar Teitge (ausgeschieden) Dr.-Ing. Jochen Weiße Dipl.-Ing. Thorsten Wickenhöfer Dipl.-Ing. (FH) Jochen Zimmermann
Daimler AG, Sindelfingen	Dr.-Ing. Rachad Mahmoud Dipl.-Ing. (FH) Ralph Michalski

Eskom Holdings SOC Ltd, Johannesburg, Südafrika	Dr.-Ing. Tobias Bischof-Niemz
Europäische Vereinigung für Unfallforschung und Unfallanalyse (EVU)	Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. Egon-Christian von Glasner
HORIBA Europe GmbH, Darmstadt	Dipl.-Ing. (FH) Dieter Weiss
Institut für Organisation und Arbeitsgestaltung GmbH, Millstatt, Österreich	Prof. Dr.-Ing. Kurt Landau
LSP Innovative Automotive Systems GmbH, Unterföhring	Dipl.-Ing. (FH) Christian Köglspurger Ing. Heinz Leiber Dr.-Ing. Thomas Leiber Dipl.-Ing. Valentin Unterfrauner Dr. Anton van Zanten (Berater)
LuK GmbH & Co. KG, Bühl/Baden	Dr.-Ing. Claus Kleinlein
Knorr-Bremse Systeme für Nutzfahrzeuge GmbH, München	Dipl.-Ing. Hans Baumgartner Dr. Eduard Gerum Dipl.-Ing. Wolfgang Pahle Dipl.-Ing. Alf Siebke
Knorr-Bremse Systeme für Schienenfahrzeuge GmbH, München	Dr. Peter Berger Dipl.-Ing. Jens Galander Dipl.-Ing. Reinhard Loebner Dipl.-Ing. Rainer Rau
Knott GmbH, Eggstätt	Johann Loipl Dipl.-Ing. (FH) Josef Strasser
Gustav Magenwirth GmbH & Co. KG (MAGURA), Bad Urach	Dipl.-Ing. (FH) Stefan Fritschle
Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Weissach	Dipl.-Ing. (FH) Donatus Neudeck
Renk AG, Augsburg	Prof. Dr.-Ing. Manfred Hirt (ausgeschieden) Dipl.-Ing. Max Witzenberger
SGL BRAKES GmbH, Meitingen	Dipl.-Ing. Dipl.-Wirt.-Ing. Andreas Wüllner
Schimmelpfennig + Becke GbR, Münster	Dr. Manfred Becke
TMD Friction Services GmbH, Leverkusen	Dr. rer. nat. Christian Wiaterek
TRW KFZ Ausrüstung, Neuwied	Ulrich Güllering Dipl.-Ing. (FH) Peter Jobelius Dipl.-Ing. Roman Rotter
TÜV Automotive GmbH, München	Dr.-Ing. Thomas Aubel (ausgeschieden) Dipl.-Ing. Hans-Wilfried Mäder (ausgeschieden)
TÜV Süd Automotive GmbH, Garching	Dipl.-Ing. Jürgen Westphäling
Verband der Automobilindustrie e.V. (VDA), Berlin	Dipl.-Ing. Hans-Thomas Ebner (ausgeschieden)
Verband der TÜV e.V. (VdTÜV), Berlin	Prof. Dr.-Ing. Claus Wolff (ausgeschieden)
Volkswagen AG, Wolfsburg	Dr.-Ing. Ulrich Eichhorn Prof. Dr.-Ing. Stefan Gies Dipl.-Ing. (FH) Frank Rischbieter

ZF Friedrichshafen AG, Passau	Dipl.-Ing. Hermann Beck Dipl.-Ing. Wolfgang Grünbeck
ZF TRW, Aktive & Passive Sicherheitstechnik Bra- king Systems, Koblenz	Dipl.-Ing. (TU) Josef Pickenhahn (ausgeschieden) Dipl.-Ing. (FH) Thomas Straub

## Hochschulen und Universitäten

---

Frankfurt University of Applied Sciences, Informa- tik und Ingenieurwissenschaften, Frankfurt	Prof. Dipl.-Ing. Holger Marschner
HTW Berlin, Studiengang Fahrzeugtechnik	Prof. Dr.-Ing. Karlheinz H. Bill
TU Berlin	Prof. Dr.-Ing. Dietrich Severin
TU Braunschweig	Prof. Dr.-Ing. habil. Georg-Peter Ostermeyer
TU Chemnitz, Fakultät Maschinenbau, Chemnitz	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ralph Mayer
TU Darmstadt, Institut für Arbeitswissenschaft	Dr.-Ing. Bettina Abendroth
TU Darmstadt, Fachgebiet Fahrzeugtechnik	Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner
TU Darmstadt, Institut für Automatisierungs- technik	Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. h.c. Rolf Isermann

## Formel- und Indexverzeichnis

---

Zeichen	Erklärung	Einheit
$\alpha$	Belagwinkel	rad
	Schräglaufwinkel	rad
	Keilwinkel	rad
	Umschlingungswinkel	rad
	Wärmeübertragung	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$\beta$	Prozesskonstante	-
	Schwimmwinkel	rad
	Winkel zwischen Reifenumfangs- ( $F_x$ ) und resultierender Horizontalkraft ( $F_{res}$ )	-
$\Delta$	Delta, Änderung	-

$\delta$	Ackermann-Winkel	rad
	Stützkraftwinkel	rad
$\delta_R$	Lenkwinkel des Rades	rad
$\tan \delta$	Verlustbeiwert	–
$\varepsilon$	Empfindlichkeit	–
	Prozesskonstante	–
$\gamma$	Prozesskonstante	–
	Spannkraftwinkel	rad
$\varphi$	Drehwinkel	grad
	Bremsenkenngröße (Auflaufbremse)	–
$\eta$	Wirkungsgrad, Frequenzverhältnis	–
$\vartheta$	Temperatur	°C
$\lambda$	Bremshundertstel (Schienenfahrzeuge)	%
	Rollwinkel	rad
	Schlupf	–
	Wärmeausdehnung	1/K
	Wellenlänge	m
$\lambda'$	Zusatzrollwinkel	rad
$\mu$	Reibbeiwert	–
	Kraftschlussbeiwert	–
$\rho$	Luftdichte	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Normalspannung	N/m <sup>2</sup>
$\tau$	Schubspannung	N/m <sup>2</sup>
$\chi$	Radstandsbezogene Schwerpunktshöhe	–
$\Psi$	Hinterachslastanteil	–
	Gierwinkel	rad
$\omega$	Kreisfrequenz, Eigenfrequenz, Winkelgeschwindigkeit	s <sup>-1</sup>
$\xi$	Korrelationslänge	m
$\Phi$	Hinterachsbremskraftanteil	–
$\Omega$	Erregerkreisfrequenz	s <sup>-1</sup>
$\Theta$	Massenträgheitsmoment	kg · m <sup>2</sup>

$a$	Beschleunigung/Verzögerung	$\text{m/s}^2$
	Abstandsmaß	$\text{m}$
$A$	Fläche	$\text{m}^2$
	Einlaufpunkt	–
$+A, +a, -a$	Radbeschleunigungspunkte	–
$b$	Abstandsmaß	$\text{m}$
$B$	Bremsgewicht (Schienenfahrzeuge)	$\text{t}$
$B_F$	Bremsenfaktor	–
$B_K$	Bremsenkonstante	–
$c$	Abstandsmaß	$\text{m}$
$C$	Bremszylinderdruck (Schienenfahrzeuge)	bar
	Steifigkeit	$\text{N/m}$
	Strahlungskoeffizient	–
$c_F, c_p$	spezifische Wärmekapazität	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
$c_a$	Reifenschräglauftiefe	$\text{N/}^\circ$
$c_\lambda$	Reifenlängssteife	$\text{N/m}$
$c_A$	Auftriebsbeiwert	–
$c_W$	Luftwiderstandsbeiwert	–
$C^*$	Bremsenkennwert	–
$d$	Abstandsmaß	$\text{m}$
	Dämpfungskonstante	$\text{Ns/m}$
	Durchmesser, Dicke	$\text{m}$
$D$	Dämpfungsmaß, Dämpfungsgrad	–
	fraktale Dimension	–
	Polydispersität	–
	Nickpol	–
	Profilkuppendichte	–
$DB$	Bremeskraftverteilungskoeffizient	–
$D_T$	Reglerzykluszeit	$\text{s}$
$e$	Abstandsmaß	$\text{m}$
	Eulersche Konstante ( $2,71828 \dots$ )	–
$E$	Energie	$\text{J}$
	Elastizitätsmodul	$\text{N/m}^2$
	Auslaufpunkt	–
	E-Modul	–

$e_m$	Massenzuschlagsfaktor	–
$f$	Frequenz	Hz
$f_N$	Nachstellfaktor der Bremse	–
$F$	Kraft	N
$g$	Erdbeschleunigung	$m/s^2$
GS	Grundschwelle	–
$h$	Abstandsmaß	m
	Höhe	m
	Hub	m
HDK	Höhendifferenzkorrelation	$m^2$
$i$	Übersetzung	–
$k, K$	Konstante, Kennzahl, Kenngroße	–
$K'$	Thermobeständigkeit	–
KV	Faktor abhängig von Fahrgeschwindigkeit	–
$l$	Länge, Hebellänge	m
	Radstand	m
$l_h$	Schwerpunktabstand zur Hinterachse	m
$l_v$	Schwerpunktabstand zur Vorderachse	m
$L$	Latschlänge	m
$L_w$	Lastwechselzahl	–
$m$	Masse	kg
$M$	Moment	Nm
$M_w$	Gewichtsmittel der Molmasse	g/mol
$M_n$	Zahlenmittel der Molmasse	g/mol
MIN	Minimum	–
MP	Momentanpol	–
MTBF	Mittlere Betriebsdauer zwischen zwei Ausfällen	h
$n$	Anzahl	–
	Drehzahl	$s^{-1}$
$p$	Druck	$N/m^2, \text{bar}$
$P$	Flächenpressung	$N/m^2$
	Leistung	W
PT	Profiltraganteil	–
$P_{\dot{U}}$	Überlebenswahrscheinlichkeit	–

$q$	mittlere flächenbezogene Reibarbeit	J/m <sup>2</sup>
$\dot{q}$	flächenbezogene Reibleistung	W/m <sup>2</sup>
$r$	Radius	m
$R$	Hebelarm	m
	Abstandsmaß	m
	Zuverlässigkeit	–
$R_e$	Spannungsverhältnis	–
	Streckgrenze	N/m <sup>2</sup>
$R_m$	Zugfestigkeit	N/m <sup>2</sup>
$R_z$	Rautiefe	m
$s$	Weg	m
$S$	Sicherheit	–
$S_h$	Schalthäufigkeit	–
SP	Schwerpunkt	–
SUM	ereignisgesteuerte Integration	–
$t$	Zeit	s
$T$	Zeitkonstante	–
	Periodendauer	s
$U$	Spannung	V
$v$	Geschwindigkeit	m/s
$V$	Volumen	m <sup>3</sup>
VG	Verschleißgrad	–
$W$	Arbeit, Energie	Nm
$x$	Weg, Verschiebung, Variable	m
$X$	Parameter (Hydraulikmodell)	–
$y$	Lateralkomponente	–
$z$	Index, Zähler	–
	Abbremsung	%
	Vertikalkomponente	–
$Z$	Verschleiß	–

## Indices

---

Index	Erklärung
$\Psi$	Gierwinkel
$\Theta$	Massenträgheitsmoment bezogen
$\infty$	Beharrung, Endwert
0	Anfang, Start, Arbeitspunkt
1	Index Beginn, Zählindex
2	Index Ende, Zählindex
3, 4, 5, ...	Zählindex
a	Ansprech(zeit)
	außen
ä	äußere
A	Adhäsion
	Ansprechschwelle
	Anfang (Kraft Bremskraftverstärker)
	Arbeitspunkt
	Aufbau
	Aufstand(skraft)
	Ausgang(swert)
	Ausgang
	Ausschlag
	Index
AAS	Atomabsorptionsspektroskopie
ab	abbauen
ABS	Antiblockiersystem
Achse	Fahrzeugachse
Aktor	Aktuator, Aktor
AMS	Auto Motor Sport
Anh	Anhänger
äq	äquivalent
Atm	Atmosphäre

Aufl	Auflauen bei Auflaufbremsanlagen
Aus	ausblenden
b	Brems(zeit), bremsen
B	Bremse
B1, B2	Bremse vorn links, vorn rechts
B3, B4	Bremse hinten links, hinten rechts
Backen	Bremsbacken
Be	beschleunigen
bel	beladen
Belag	Bremsbelag
Bet	Betätigung
BF	gefilterte Bremsenwerte
Bk	Bremskolben
BKV	Bremskraftverstärker
BT	Bauteil
char	charakteristisch
C	Korrekturfaktor Composit (Verbundwerkstoff)
D	Regler-Differentialanteil PolydispersitätDeichsel
Dif	Differenz
Druck	Druck, drücken
DSC	Differential Scanning Calorimetry
DTA	Differenzthermoanalyse
DTV	Disc Thickness Variation
dyn	dynamisch
e	Index
E	Eingang
eff	effektiv/wirksam
erf	erforderlich
ESPI	Extreme Short Pressing Inline
EU	Europäische Union

f	flieh, Verstärungsphase
F	Fahrzeug
	Feder
	kraftbezogen
	Fliehkraftkomponente
frei	frei rollend
FTx/FTy	Reifenkraft
g	gleiten
G	Getriebe
	Grundwert
	Gewicht
G <sub>1</sub>	Wert bei Beginn
GC-MS	Gaschromatographie Massenspektroskopie
ges	gesamt
Gew.-	Gewichts-
GPC	Gelpermeationschromatographie
grenz	Grenze, größtmögliche
h	hinten
	high
	Schreck
H	Hysterese
	Index Auflaufenrichtung
H <sub>0</sub>	Index Auflaufenrichtung – Auflaufbremsen
H <sub>1</sub>	Index Übertragungseinrichtung – Auflaufbremsen
HA	Hinterachse
haft	haften
halb	halbe(s)
Hand	Handbetätigung
Hbz	Hauptbremszylinder
Hebel	Hebelbetätigung
HK	Index Kraft – Auflaufbremse
HR	Hinterrad, Hinterräder
hyd	hydraulisch

HW	Index Weg – Auflaufbremsen
HZ	Hauptzylinder
i	innen
I	Regler-Integralanteil
IR	Infrarot
k	Kupplungsdeichsel
K	Index
	Keil
	Konstante
	Konus
	Kupplung
Kar	Kardanwelle
KF	Kornverfestigung
KG	Korngröße
kin	kinetisch
KK	Kupplungskopf
Kolben	Kolben
Kon	Konvektion
Kreis	(Brems)Kreis vom Fahrer gesteuert
krit	kritische, kritische (Abbremsung)
KS	Bremskolben
L	Luft(widerstand)
leer	leer
leit	leiten
lern	lernen, Lernalgorithmus
lok	lokal
low	niedrig, low
lüft	Lüften, Lüftspiel
m	mittel, Masse, Matrix
M	Motor
	Messung
MAK	Maximale Arbeitsplatzkonzentration
max	maximal
mech	mechanisch

min	minimal
MLW	maximale Zuladung, max. landing weight
n	Anzahl
N	Normal, Nachstellung
NAO	Non Asbestos Organic
nenn	Nennwert
NFZ	Nutzfahrzeug
off	ausschalten
offset	Initialwert
p	Druck
P	parallel
	Regler-Proportionalanteil
PAN	Polyacrylnitril
Ped	Pedal
PGC	Pyrolytische Gaschromatographie
PKW	Personenkraftwagen
ppm	Parts per Million
Pre	Vorgabe
q	quer
r	Reaktion(zeit)
	Lenk(roll)halbmesser
R	Rad
Raum	Raumwerte
R & D	Research & Development
Reib	Reibung
rel	relativ
REM	Rasterelektronenmikroskop
res	resultierend
RFA	Röntgenfluoreszenzanalyse
RH	Radlast an der Hinterachse
roll	rollen
rot	rotatorisch
Rück	rückstellen

RV	Radlast an der Vorderachse
RZ	Radzylinder
s	schalten
	wegbezogen
	Versatz
S	schleppenschwerpunktbezogen
	Seiten(kraft)
	Sicherheit
S 1, S 2	Seite vorn links, vorn rechts
S 3, S 4	Seite hinten links, hinten rechts
sch	Schwellzeit, schwellen
Scheibe	Bremsscheibe
Schub	schieben, Schub
Semimet	semimetallischer Belag
SKG	Subkorngröße
soll	soll
Sp	Spannen
Sperr	sperren
spez	spezifisch
split	jede Fahrzeugseite hat einen anderen Reibwert
St	Steigung
stat	statisch, stationär
stell	stellen
Str	Strahlung
stütz	stützen
t	zeitbezogen
TA	Thermische Analyse
tat	tatsächlich (Abbremsung)
TG	Thermogravimetrie
th	theoretisch
therm	thermisch
trans	translatorisch
Trom	Trommel

u	umschalten zu u: Verlust(zeit)
ü	Überstand HA zur Anhängekupplung
U	Umfang
	Umgebung
v	vorne
	Vollbremszeit
VA	Vorderachse
Vac	Vakuum
Vent	Ventil
VR	Vorderrad
Vs	Verstärker
w	wechsel
	Wahrnehmung
W	Wasser
	Regler Rückführungsgröße
WHO	World Health Organisation
wirk	wirksam
x	Längsrichtung (x-Koordinate)
y	Querrichtung (y-Koordinate)
Y	Seitenkraft
	Regler Rückführungsgröße
z	Vertikalkomponente
Z	Zielschlupf
Zfz	Zugfahrzeug
ZMV	Zündwinkelverstellung
zu	Zusatz
Zug	Zug (phys.), ziehen
zul	zulässig
Zyl	Zylinder

## Abkürzungen

---

AAS	Atomabsorptionsspektroskopie
ABC	Active Body Control
ABS	Antiblockiersystem
ABV	Automatischer Blockierverhinderer
ACC	Adaptive (Active) Cruise Control
AIR	Aerospace Information Report
ALB	Automatisches lastabhängiges Bremsventil
AMS	Auto Motor Sport (Zeitschrift)
APB	Aktive Parkbremse
APIA	Active Passive Integration Approach
ARB	Auto Retract Brake
ART	Abstandsregeltempomat
ASG	Automatisches Schaltgetriebe
ASR	Antriebsschlupfregelung
ATE	Alfred Teves
AV	Auslassventil
BA(S)	Bremssistent (Brake Assist)
BASR	Bremseneingriffs-Antriebsschlupfsystem
BBA	Betriebs-Bremsanlage
BBW	Brake by Wire
BCU	Brake Unit Control
BIT	Built-In Test
BLS	Bremslichtschalter
BKV	Bremskraftverstärker
BMW	Bayerische Motoren Werke
BOS	Behörden und Organisationen mit Sicherheitsaufgaben
BRK	Brake
BSCU	Braking and Steering Control Unit
BTMU	Brake Temperature Monitoring Unit
BV	Bremskraftverteilung
C2C	Car to Car
C/SiC	Kohlenstoff Siliziumkarbid
CA	Collision Avoidance
CAD	Computer aided design
CBC	Cornering Brake Control
CC	Cruise Control
CFC	Kohlenfaser verstärkter Kohlenstoff
CFK	Kohlenfaser verstärkter Kunststoff
CFRP	Carbon Fibre Reinforced Plastic
CLG	Center Landing Gear
D	Dämpferkammer
DBA	Dauerbremsanlage
DDP	Declaration of Design and Performance
DIN	Deutsches Institut für Normung

## Abkürzungen

DOT	Department of Transportation
DSC	Differential Scanning Calorimetry
DSG	Direktschaltgetriebe
DTA	Differenzthermoanalyse
DTV	Disc Thickness Variation
EAS	Electronic Air Suspension
EBCU	Emergency Brake Control Unit
EBS	Elektronisches Bremssystem
EBV	Elektronische Bremskraftverteilung Elektronischer Blockierverhinderer
EC	Electronically Commutated
ECAM	Electronic Centralised Aircraft Monitoring
ECE	Economic Commission for Europe
ECU	Electronic Control Unit
EDS	Elektronische Differentialsperre
EDX	Energy Dispersive X-Ray Analysis
EEC	European Economic Community
EG	Europäische Gemeinschaft
EHB	Elektrohydraulisch betätigte Bremse
EHC	Elektrohydraulisch betätigte Kombibremse
EHPS	Electro-Hydraulic Power Steering
EMB	Elektromechanisch betätigte Bremse
EMI	Elektromagnetische Interferenz
EML	Elektromechanische Lenkung
EMV	Elektromagnetische Verträglichkeit
EPAS	Electric Power Assist Steering
EPB	Elektrische Parkbremse
EPDM	Ethylen-Propylen-Diene-Material
ERS	Elektronisches Rückfahrsystem
ESC	Electronic Stability Control
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
ESPI	Extreme Short Pressing Inline
EU	Europäische Union
EV	Einlassventil
EVA	Mechanischer Bremsassistent (Emergency Valve Assistant)
EVP	Elektrische Vakuumpumpe
EWG	Europäische Wirtschaftsgemeinschaft
FAR	Federal Aviation Regulations
FBA	Full Brake Application
FEM	Finite Element Methode
FEMFM	Federation of European Manufacturers of Friction Materials
FMEA	Failure Mode and Effect Analysis
FMVSS	Federal Motor Vehicle Safety Standards
FN	Fauststättel Neu
FNc	Faustsattel Neu Combisattel
FNR	Faustsattel Neu Rahmensattel
GC-MS	Gaschromatographie-Massenspektroskopie
GCC	Global Chassis Control

GG	Grauguss
GMR	Giermomenten Regelung (Bremsen und Motor)
GPC	Gelpermeationschromatographie
GPS	Global Positioning System
GSM	Global System for Mobile Telecommunication
GVO	Gruppenfreistellungsverordnung
HA	Hinterachse
HBA	Hydraulischer Bremsassistent
HCU	Hydraulic Control Unit
HDC	Hill Descent Control
HECU	Hydraulic/Electronic Control Unit
HFT	Hochgeschwindigkeits-Fading-Test
HIL	Hardware in the Loop
HL	hinten links
HMI	Human Machine Interface
HR	Hinterräder
	zu HR: hinten rechts
HSA	Hill Start Assist
HSV	Hochdruck-Saugventil
HW	Hardware
HZ	Hauptzylinder
IBS	Integriertes Bremssystem
ICE	Verbrennungsmotor (Internal Combustion Engine)
IR	Infrarot
i. e. S	im engeren Sinne
ISAD	Integrated Starter Alternator Damper
ISO	International Organisation for Standardization
JAR	Joint Aviation Requirements
KBA	Kraftfahrtbundesamt
KGT	Kugelgewindetrieb
KPI	Key Performance Indikator
KTI	Kraftfahrzeugtechnisches Institut Altensteig
LED	Light-Emitting-Diode
LMV	Lineares Magnetventil
LVDT	Linear Variable Differential Transducer
MAK	Maximale Arbeitsplatzkonzentration
MASR	Motoreingriffs-Antriebsschlupfregelung
MIR	Modifizierte Individualregelung
MLG	Main Landing Gear
MLW	Maximum Landing Weight
MMI	Mensch-Maschine-Interaktion
MSR	Motor-Schleppmomentenregelung
MTB	Maximum Torque Brake
MTBF	Mean Time between Failure
MV	Magnetventil
NFZ	Nutzfahrzeug
NHTSA	National Highway Traffic Safety Agency
NOH	Non Asbestos Organic

## Abkürzungen

NR	Natural Rubber
NVH	Noise Vibration Harshness
OEM	Original Equipment Manufacturer
OES	Original Equipment Supplier
PAN	Polyacrylnitril
PBA	Pneumatischer Bremsassistent
PC	Powertrain Control
PKW	Personenkraftwagen
PGC	Pyrolytische Gaschromatographie
PID	Proportional-Integral-Differential (Regler)
PSOV	Parking Brake Shut off Valve
RBC	Regenerative Brake Control
RDS	Radio Data System
RDW	Rijksdienst voor het Wegverkeer
REM	Rasterelektronenmikroskop
RFA	Röntgenfluoreszenzanalyse
RTO	Rejected Take-off
RVDT	Rotary Variable Differential Transducer
RVR	Rückschlagventil
RZ	Radzyylinder
R & D	Research & Development
SAE	Society of Automotive Engineers
SBC	Sensotronic Brake Control
SBR	Styrene-Butadien-Rubber
SBW	Steer by Wire
SG	Stromlos geschlossen (Hydraulik)
SMP	Schwungmassenprüfstand
SO	Stromlos offen (Hydraulik)
SOC	State of Charge (Batteriemanagement)
SOH	State of Health (Batteriemanagement)
Spk	Speicherkammer
sRFP	Selbstansaugende Rückförderpumpe
StVZO	Straßenverkehrszulassungsordnung
SUV	Sport Utility Vehicle
SV	Schaltventil
SW	Software
TA	Thermische Analyse
TC	Traction Control
TG	Thermogravimetrie
THz	Tandem Hauptbremszylinder
TMC	Traffic Message Channel
TÜV	Technischer Überwachungs-Verein
USA	United States of America
UTAC	Union Technique de l'Automobile et de Motocycle et de Cycle
µC	Mikrocontroller
VA	Vorderachse
VDA	Verband der Automobilindustrie
VDC	Voltage direct Current

VL	vorne links
VR	Vorderräder
	zu VR: vorne rechts
VSC	Vehicle Stability Control
wdx	Wavelength Dispersive X-Ray Analysis
WHO	World Health Organisation
WS	Wegsimulator
ZDK	Zentralverband des Deutschen Kraftfahrzeuggewerbes

# Inhaltsverzeichnis

---

<b>1</b>	<b>Zur Geschichte der Kraftfahrzeugsbremse</b>	1
	<i>Peter Rieth und James Remfrey</i>	
1.1	<b>Mechanisch betätigte Fahrzeugsbremsen</b>	2
1.2	<b>Die hydraulisch betätigte Vierradbremse</b>	4
1.3	<b>Die Bremse mit innerer Verstärkung</b>	5
1.4	<b>Mehrkreis-Bremsanlagen</b>	7
1.5	<b>Von der Muskelkraft- zur Fremdkraftanlage</b>	8
1.6	<b>Die hydraulisch betätigte Scheibenbremse</b>	8
1.7	<b>Elektronische Bremsregelsysteme</b>	10
	<b>Literatur</b>	13
<b>2</b>	<b>Grundlegendes zum Bremsvorgang</b>	15
	<i>Claus Wolff</i>	
2.1	<b>Bremse als Fahraufgabe</b>	16
2.2	<b>Besonderheiten des Bremsvorgangs</b>	17
2.3	<b>Anhalteweg</b>	19
2.4	<b>Bremsstabilität und Bremskraftverteilung</b>	21
2.5	<b>Ausfallsicherheit</b>	24
	<b>Literatur</b>	25
<b>3</b>	<b>Fahrzeugtechnische Anforderungen</b>	27
	<i>Ulrich Eichhorn, Stefan Gies, Jonathan Layfield und Frank Rischbieter</i>	
3.1	<b>Leistungsvermögen</b>	29
3.1.1	<b>Bremsweg</b>	29
3.1.2	<b>Standfestigkeit</b>	30
3.1.3	<b>Unebenheit der Straße</b>	31
3.1.4	<b>Reibwertabhängigkeit</b>	32
3.2	<b>Fahrzeugverhalten</b>	33
3.2.1	<b>Stabilität</b>	34
3.2.2	<b>Aufbaunicken</b>	38
3.3	<b>Betätigung/Bedienung</b>	40
3.3.1	<b>Ansprechen und Dosierbarkeit</b>	40
3.3.2	<b>Kräfte, Wege, Kennung</b>	41
3.4	<b>Package/Einbausituation</b>	42
3.4.1	<b>Baugrößen und Einbauverhältnisse</b>	43
3.4.2	<b>Reifengefederte Massen</b>	44
3.5	<b>Energieversorgung Bremskraftverstärkung</b>	44
3.6	<b>Thermische Randbedingungen</b>	45
3.7	<b>Umgebungsbedingungen</b>	47
3.8	<b>Geräusche und Schwingungen</b>	48
3.8.1	<b>Vibrationen</b>	48
3.8.2	<b>Geräusche</b>	49
3.9	<b>Crashanforderungen</b>	50

3.10	<b>Umweltschutz</b>	50
3.10.1	Bremsbeläge	50
3.10.2	Korrosionsschutz	51
3.10.3	Bremsflüssigkeit	51
3.11	<b>Energierückgewinnung</b>	51
	Literatur	53
<b>4</b>	<b>Menschliche Anforderungen</b>	55
	<i>Bettina Abendroth, Kurt Landau und Jochen Weiße</i>	
4.1	<b>Einleitung</b>	56
4.2	<b>Bremssituation</b>	56
4.2.1	Informationsaufnahme	58
4.2.2	Informationsverarbeitung i. e. S.	59
4.2.3	Reaktion	61
4.2.4	Zeitlicher Ablauf des Informationsverarbeitungsprozesses beim Bremsen	61
4.3	<b>Bremshandlung</b>	61
4.3.1	Fußbewegung	61
4.3.2	Betätigung des Bremspedals	61
4.4	<b>Ergonomische Bremsengestaltung</b>	63
4.4.1	Geometrie	63
4.4.2	Pedalkennlinien	65
4.4.3	Alternative Konzepte	65
4.4.4	Bremsassistenten	66
	Literatur	68
<b>5</b>	<b>Interaktion Fahrbahn-Reifen-Bremse</b>	71
	<i>Heinrich Huinink, Heiner Volk und Manfred Becke</i>	
5.1	<b>Einleitung</b>	72
5.2	<b>Kraftübertragung Reifen–Fahrbahn</b>	72
5.2.1	Gummireibung	72
5.2.2	Wechselwirkung Reifen–Fahrbahn	74
5.2.3	Aufbau Reifenkräfte	76
5.3	<b>Interaktion Reifen–Bremse</b>	79
5.3.1	Reifenmodelle	79
5.3.2	Dynamische Umfangskraft-Schlupf-Charakteristik des Reifens beim Bremsen	81
5.3.3	Umfangskräfte beim ABS-Bremsen	82
5.3.4	Kombinierte Umfangs- und Seitenkraft, Bremsen bei Seitenkraftbedarf	83
5.4	<b>Integration des Reifens in das Gesamtsystem Fahrzeug</b>	85
5.4.1	Produktoptimierung Reifen–ABS-Regelung am Beispiel Winterreifen	86
5.4.2	Bremsspuren in der Unfallrekonstruktion	87
5.5	<b>Ausblick</b>	91
	Literatur	91
<b>6</b>	<b>Auslegung und Simulation von Pkw-Bremsanlagen</b>	93
	<i>Josef Pickenhahn und Thomas Straub</i>	
6.1	<b>Grundlagen der Bremsdynamik</b>	94
6.1.1	Linien gleicher Verzögerung	96
6.1.2	Linien konstanten Kraftschlussbeiwertes zwischen Reifen und Fahrbahn	96

<b>6.2</b>	<b>Grundlagen der Bremsenberechnung</b>	97
6.2.1	Pedaleinheit	97
6.2.2	Unterdruckverstärker mit Hauptbremszylinder	97
6.2.3	Bremse	99
<b>6.3</b>	<b>Bremssystem-Auslegung</b>	100
6.3.1	Bremskreisaufteilung	101
6.3.2	Auslegungskriterien für Bremssysteme	102
6.3.3	Auslegung von Radbremsen	103
6.3.4	Auslegung von Bremsregelsystemen	108
6.3.5	Auslegungskriterien von Elektro-Hydraulischen Bremssystemen	114
<b>6.4</b>	<b>Simulation von Bremssystemen</b>	115
6.4.1	Bremssystem-Auslegung	115
6.4.2	Analyse der Bremssystemkomponenten mit der Finite-Elemente-Methode	117
6.4.3	Simulation von Bremssystemkomponenten	118
6.4.4	Gesamtsystem-Simulation	119
	Literatur	121
<b>7</b>	<b>Aufbau und Komponenten von Pkw-Bremsanlagen</b>	123
	<i>James Remfrey, Steffen Gruber und Jan Sendler</i>	
7.1	<b>Einführung</b>	125
7.1.1	Physikalische Grundlagen	125
7.1.2	Arten von Bremsanlagen	128
7.1.3	Aufbau von Pkw-Bremsanlagen	129
7.2	<b>Bremsekraft-Generierung</b>	130
7.2.1	Scheibenbremsen	132
7.2.2	Trommelbremsen	142
7.2.3	Elektrischer Starter-Generator	145
7.3	<b>Bremsenergieübertragung und -modulation</b>	146
7.3.1	Mechanisch-Hydraulische Bremsdruckmodulation	146
7.3.2	Elektro-Hydraulische Bremsdruckmodulation	148
7.3.3	Übertragungselemente	163
7.4	<b>Bremsbetätigung</b>	164
7.4.1	Bremsekraftverstärker	164
7.4.2	(Tandem)-Hauptzylinder	169
7.5	<b>Mensch–Maschine-Schnittstelle (engl. = HMI)</b>	172
7.5.1	Betriebsbremse HMI	172
7.5.2	Feststellbremse HMI	173
7.5.3	Pedalcharakteristik (Ergonomie)	177
7.6	<b>Neue und zukünftige Bremssysteme</b>	179
7.6.1	Elektro-Hydraulische Bremsbetätigung	179
7.6.2	Elektrisch-Hydraulische Kombibremse	179
	Literatur	181

<b>8</b>	<b>Bremssysteme, Fahr- und Bremsverhalten von Nutzfahrzeugen und Zügen</b>	183
	<i>Egon-Christian von Glasner</i>	
8.1	<b>Auslegung einer Bremsanlage</b>	185
8.1.1	<b>Fahrzeugstabilität beim Bremsen</b>	185
8.1.2	<b>Verteilung der Bremskräfte auf die Achsen</b>	186
8.1.3	<b>Der Bremsvorgang im Bremskraftverteilungsdiagramm</b>	188
8.1.4	<b>Bremskraftsteuerungen (ALB)</b>	189
8.1.5	<b>Einfluss von Motorbremsmomenten, Massenträgheitsmomenten und Bremsmomenten von Dauerbremsanlagen</b>	191
8.1.6	<b>Ermittlung von Kennwertschwankungen und ihr Einfluss auf die Bremskraftverteilung</b>	192
8.1.7	<b>Bremskreisauflösungen und Bremskreisausfall</b>	194
8.2	<b>Bremsanlagen für mittlere und schwere Nutzfahrzeuge</b>	195
8.2.1	<b>Bremsanlagenaufbau</b>	195
8.2.2	<b>Radbremsen und Betätigungs komponenten</b>	198
8.3	<b>Dauerbremsanlagen</b>	200
8.3.1	<b>Motorbremsysteme</b>	201
8.3.2	<b>Retarder</b>	202
8.4	<b>Brems- und Antriebsschlupf-Regelsysteme</b>	204
8.4.1	<b>Antiblockiersysteme</b>	204
8.4.2	<b>Traktionsregelung</b>	206
8.5	<b>Elektronisches Bremsenmanagement</b>	208
8.5.1	<b>Integration von Dauerbremsanlagen</b>	214
8.5.2	<b>Stabilitätsregelung mit integrierter Kippverhinderung (EVSC)</b>	214
8.5.3	<b>Optimierung der Kompatibilität zwischen Zug- und Anhängefahrzeug</b>	216
8.5.4	<b>Bremsassistent</b>	218
8.5.5	<b>Rückrollsperrre</b>	218
8.5.6	<b>Bremsbelagverschleißregelung</b>	218
8.5.7	<b>Totwinkelüberwachung und Abbiegeassistent</b>	219
8.5.8	<b>Abstandsregeltempomat (ACC)</b>	220
8.5.9	<b>Spurassistent (LDWS)</b>	221
8.5.10	<b>Notbremsassistsystem (AEBS)</b>	221
8.6	<b>Systeme zur automatisierten Fahrzeugführung, Systemvernetzung</b>	225
8.7	<b>Reifentechnische Grundvoraussetzungen für den Einsatz von fahrdynamischen Fahrrassistsystemen, insbesondere für das automatisierte Fahren</b>	227
	<b>Literatur</b>	231
<b>9</b>	<b>Nutzfahrzeugsbremsen</b>	233
	<i>Hans Baumgartner, Eduard Gerum, Wolfgang Pahle, Alf Siebke und Michael Pehle</i>	
9.1	<b>Bauarten von druckluftbetätigten NFZ-Bremsen</b>	235
9.1.1	<b>Trommelbremsen</b>	235
9.1.2	<b>Scheibenbremsen</b>	235
9.2	<b>Aufbau und Wirkungsweise der druckluftbetätigten Schiebesattel-Scheibenbremse</b>	236
9.2.1	<b>Betätigungs system</b>	237
9.2.2	<b>Automatisches Verschleißnachstell system</b>	237
9.2.3	<b>Nachstellverhalten</b>	239
9.2.4	<b>Bedeutung des Lüftspiels</b>	239
9.2.5	<b>Zusammenwirken Bremse/Radnabe</b>	240
9.3	<b>Leistungs- und Lebensdauer verhalten</b>	242

9.4	<b>Reibkörper</b>	245
9.4.1	<b>Bremsbeläge</b>	245
9.4.2	<b>Bremsscheibe</b>	245
9.5	<b>Entwicklung und Erprobung von Bremse und Reibkörpern</b>	250
9.5.1	<b>Berechnungsannahmen</b>	250
9.5.2	<b>Erprobung</b>	251
9.6	<b>Anhängerbremsen</b>	251
9.6.1	<b>Anhängerspezifische Besonderheiten</b>	253
9.6.2	<b>Anhängerspezifische Vorschriften</b>	256
9.6.3	<b>Anhängerspezifische Bremsanlagen</b>	256
9.7	<b>Kompatibilität in Zügen</b>	258
9.7.1	<b>Gesetzgebung</b>	259
9.7.2	<b>Zugabstimmung</b>	259
9.7.3	<b>Ursachen und Folgen unzureichender Kompatibilität</b>	259
	<b>Literatur</b>	259
<b>10</b>	<b>Bremsverhalten und Bremsen von Einspurfahrzeugen</b>	261
	<i>Christian Landerl, Helmut Köhler, Hans-Albert Wagner, Ralf Lewien, Gerd Vilsmeier, Gerrit Heyl und Stefan Fritschle</i>	
10.1	<b>Krafträder</b>	262
10.1.1	<b>Fahrdynamik von Einspurfahrzeugen</b>	262
10.1.2	<b>Bremsverhalten von Einspurfahrzeugen</b>	264
10.1.3	<b>Typische Fahrfehler beim Bremsen</b>	271
10.1.4	<b>Bremssysteme von Einspurfahrzeugen</b>	272
10.1.5	<b>Auslegung des Bremssystems</b>	280
10.1.6	<b>Bremsregelsysteme</b>	287
10.1.7	<b>Integralbremssysteme</b>	295
10.1.8	<b>Brake by wire System</b>	299
10.1.9	<b>Kurventaugliches ABS</b>	302
10.2	<b>Fahrräder</b>	302
10.2.1	<b>Einführung</b>	302
10.2.2	<b>Bremsverhalten von Fahrrädern</b>	302
10.2.3	<b>Typische Fahrfehler beim Bremsen</b>	302
10.2.4	<b>Bremssysteme von Fahrrädern</b>	303
	<b>Literatur</b>	310
<b>11</b>	<b>Auflaufbremsanlagen</b>	311
	<i>Johann Loipl und Josef Strasser</i>	
11.1	<b>Einleitung</b>	312
11.2	<b>Aufbau und Wirkung der Bremsanlage</b>	312
11.2.1	<b>Komponenten</b>	313
11.2.2	<b>Funktionen</b>	316
11.3	<b>Auslegung der Bremsanlage</b>	320
11.3.1	<b>Zuordnungsberechnung gemäß Richtlinie ECE R13, Anhang XII</b>	320
11.3.2	<b>Kraftschlussausnutzung</b>	321
11.3.3	<b>ABS-Verträglichkeit</b>	323
11.4	<b>Wartung – Pflege</b>	323
11.4.1	<b>Wartung</b>	323

11.4.2	Nachstellung .....	324
11.5	<b>Neue Entwicklungen .....</b>	324
11.5.1	Elektronische Anhängerstabilisierung .....	324
11.5.2	Elektronisches Rückfahr-System – ERS .....	325
	<b>Literatur .....</b>	326
<b>12</b>	<b>Bremsen von Off-Road Radfahrzeugen .....</b>	329
	<i>Hermann Beck und Wolfgang Grünbeck</i>	
12.1	<b>Historische Entwicklung der Bremsen in Off-Road Fahrzeugen .....</b>	330
12.2	<b>Überblick über nationale und internationale Rechtsvorschriften für Bremsanlagen ..</b>	330
12.2.1	Verkehrsgesetze in der Bundesrepublik Deutschland .....	330
12.2.2	Richtlinien und Verordnungen für Europa .....	331
12.2.3	Regelungen der Economic Commission for Europe (ECE) .....	331
12.2.4	Internationale Vorschriften .....	332
12.3	<b>Technische Ausführungen und Dimensionierung .....</b>	332
12.3.1	Trommelbremse .....	333
12.3.2	Scheibenbremse .....	333
12.3.3	Lamellenbremse .....	334
12.4	<b>Bremsprüfung und Bremswirkung .....</b>	338
12.4.1	Prüfungen im Laborbereich .....	338
12.4.2	Prüfungen im Fahrzeug .....	339
12.5	<b>Ausblicke und Tendenzen .....</b>	341
12.5.1	Die Radbremse im Zusammenspiel mit anderen Bremsystemen im Fahrzeug (Bremsemanagement) .....	341
12.5.2	Umweltschutz durch neue Bremskonzepte .....	343
	<b>Literatur .....</b>	343
<b>13</b>	<b>Bremsen für Kettenfahrzeuge .....</b>	345
	<i>Manfred Hirt und Max Witzenberger</i>	
13.1	<b>Einleitung .....</b>	346
13.2	<b>Besondere Anforderungen an Kettenfahrzeugbremsen .....</b>	346
13.3	<b>Mechanische Bremsen für Kettenfahrzeuge .....</b>	348
13.3.1	Mechanische Reibungsbremsen .....	348
13.3.2	Nasslaufende Lamellenbremsen .....	348
13.3.3	Trockenlaufende Ein- und Mehrscheibenbremsen .....	349
13.3.4	Die Ansteuerung von mechanischen Bremsen .....	352
13.4	<b>Kombinationsbremssysteme .....</b>	353
13.4.1	Kombination mit Primärretarder .....	353
13.4.2	Kombination mit hydrodynamischer Betriebsbremse (Hochleistungssekundärretarder) ..	354
13.4.3	Andere Kombinationen .....	354
13.5	<b>Abnahme von Kettenfahrzeugbremsen .....</b>	354
13.6	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	355
	<b>Literatur .....</b>	356

<b>14</b>	<b>Flugzeugbremsen</b>	357
	<i>Gerd Roloff und Burkard Ohly</i>	
14.1	Allgemeine Beschreibung eines Flugzeugbremssystems	358
14.1.1	Mechanische Ansteuerung	360
14.1.2	Elektronische Ansteuerung (Brake-by-Wire)	361
14.1.3	Untersysteme des Bremssystems (Subsystems)	363
14.2	Auslegungskriterien für militärische und zivile Flugzeuge	364
14.2.1	Qualifikationsrichtlinien	365
14.2.2	Simulationsverfahren	367
14.3	Aufbau und Komponenten eines Bremssystems	368
14.3.1	Pedalbaugruppe (Pedal assembly)	368
14.3.2	Bremssteuergerät (Brake Control Unit, BCU)	369
14.3.3	Ventile (Valves)	370
14.3.4	Sensoren	371
14.3.5	Radbremsen (Wheel brakes)	371
14.4	Reibwerkstoffe	373
14.5	Kühlung und Temperaturüberwachung	374
14.5.1	Thermische Belastungen	374
14.5.2	Kühlung	375
14.5.3	Temperaturüberwachung	375
14.6	Ausblick, Perspektiven	376
	Literatur	376
<b>15</b>	<b>Bremssysteme für Rennwagen</b>	377
	<i>Riccardo Cesarini, Omar Cividini und Mauro Piccoli</i>	
15.1	Einführung	378
15.2	Leistungsfähigkeit eines Bremssystems für Rennwagen	378
15.3	Bremsanlage	380
15.3.1	Bremzange	381
15.3.2	Hauptzylinder	382
15.4	Kühlung der Bremsanlage	384
15.5	Reibmaterialien	386
15.5.1	Carbon-Carbon-Vorgang	387
15.5.2	Carbon-keramischer Vorgang	388
<b>16</b>	<b>Bremssysteme von Schienenfahrzeugen</b>	389
	<i>Peter Berger, Rainer Rau, Jens Galander und Reinhard Loebner</i>	
16.1	Einführung	391
16.2	Fahrzeuganforderungen an Schienenfahrzeugbremsen	391
16.2.1	Hochgeschwindigkeitszüge	391
16.2.2	Lokomotiven	391
16.2.3	Reisezugwagen	392
16.2.4	Güterwagen	392
16.2.5	Multiple Units (EMU, DMU)	392
16.2.6	Metros	393
16.3	Bremsbetrieb und Sicherheitsanforderungen	393
16.3.1	Grundlegende Sicherheitsanforderungen	393
16.3.2	Anforderungen der Signaltechnik	393

16.3.3	Anforderungen aus Wartung und Lebensdauer .....	394
16.3.4	Anforderungen im Bereich der AAR-Bahnen .....	394
16.4	<b>Zulassung und Regelwerke</b> .....	394
16.4.1	UIC-Merkblätter .....	394
16.4.2	EU-Richtlinien und TSI .....	394
16.4.3	Europäische Normen .....	394
16.4.4	Zulassungsbehörden .....	394
16.4.5	Betreiberspezifische Normen und Richtlinien .....	395
16.5	<b>Auslegung von Schienenfahrzeugbremsen</b> .....	395
16.5.1	Kraftschluss .....	395
16.5.2	Leistungsvermögen .....	395
16.5.3	Bremsgewicht .....	396
16.6	<b>Bremssysteme</b> .....	396
16.6.1	Bremsarten .....	396
16.6.2	Indirekte pneumatische Bremse (HL-Bremse) .....	397
16.6.3	Direkte elektropneumatische Bremse .....	399
16.6.4	Bremsmanagement .....	400
16.7	<b>Komponenten und Subsysteme</b> .....	401
16.7.1	Luftversorgung .....	401
16.7.2	Luftabsperrhähne und Bremskupplungen .....	402
16.7.3	Steuerventile .....	402
16.7.4	Führerbremsanlage .....	402
16.7.5	Bremsgeräteeinheiten .....	403
16.7.6	Mechatronische Module .....	403
16.7.7	Gleitschutz .....	403
16.7.8	Klotzbremse .....	404
16.7.9	Scheibenbremse .....	404
16.7.10	Feststellbremse .....	405
16.7.11	Magnetschienenbremse .....	406
16.7.12	Wirbelstrombremse .....	406
16.8	<b>Hydraulische Bremsanlagen in Straßenbahnen</b> .....	407
16.8.1	Regelwerke und Vorschriften für Straßenbahnbremsen .....	407
16.8.2	Fahrzeugstruktur .....	407
16.8.3	Bremssysteme .....	407
16.8.4	Bremsmatrix .....	408
16.8.5	Schema einer Straßenbahnbremsanlage .....	408
16.8.6	Hauptkomponenten eines hydraulischen Bremssystems .....	409
	Literatur .....	410
17	<b>Mechatronische Systeme – eine kurze Einführung</b> .....	411
	<i>Rolf Isermann</i>	
17.1	<b>Vom mechanischen zum mechatronischen System</b> .....	413
17.2	<b>Mechanische Systeme und mechatronische Entwicklungen</b> .....	415
17.2.1	Maschinenelemente, mechanische Komponenten .....	415
17.2.2	Elektrische Antriebe und Servoantriebe .....	416
17.2.3	Kraftmaschinen .....	416
17.2.4	Arbeitsmaschinen .....	416
17.2.5	Kraftfahrzeuge .....	417

17.2.6	<b>Bahnen</b>	417
17.3	<b>Funktionen mechatronischer Systeme</b>	417
17.3.1	<b>Mechanischer Grundaufbau</b>	417
17.3.2	<b>Funktionsaufteilung Mechanik – Elektronik</b>	418
17.3.3	<b>Betriebseigenschaften</b>	418
17.3.4	<b>Neue Funktionen</b>	419
17.3.5	<b>Sonstige Entwicklungen</b>	419
17.4	<b>Integrationsformen von Prozess und Elektronik</b>	420
17.5	<b>Entwurfsmethodik für mechatronische Systeme</b>	422
17.6	<b>Rechnergestützter Entwurf von mechatronischen Systemen</b>	424
17.7	<b>Ausblick</b>	427
	<b>Literatur</b>	428
<b>18</b>	<b>Grundlagen elektrisch betätigter Pkw-Bremssysteme</b>	431
	<i>Karlheinz H. Bill</i>	
18.1	<b>Einleitung</b>	433
18.2	<b>Definition von Brake-by-wire</b>	434
18.3	<b>Strukturierung elektrisch betätigter Bremssysteme</b>	435
18.4	<b>Gestaltung der Betätigungsseinrichtung</b>	437
18.4.1	<b>Stellglied</b>	437
18.4.2	<b>Basiseigenschaften</b>	437
18.4.3	<b>Informationsrückmeldung</b>	438
18.5	<b>Entkoppelter „Smart Booster“</b>	438
18.5.1	<b>Normalbetrieb</b>	438
18.5.2	<b>Rückfallebene</b>	439
18.6	<b>Elektrohydraulische Bremssysteme</b>	439
18.6.1	<b>EHB-Systeme mit Druckmodulator und Druckspeicher</b>	440
18.6.2	<b>EHB-Systeme mit elektrohydraulischem Wandler</b>	441
18.7	<b>Elektromechanische Bremssysteme</b>	442
18.7.1	<b>Gestaltung elektrisch betätigter Radbremsen</b>	444
18.7.2	<b>Elektrisch betätigtes Fahrzeugbremsen</b>	444
18.7.3	<b>Energiebedarf</b>	447
18.7.4	<b>Betrieb elektrisch betätigter Radbremsen</b>	450
18.7.5	<b>Bremssystemaufbau</b>	454
18.7.6	<b>Fail-safe Konzept</b>	455
18.8	<b>Mechatronische Eingriffe in die Bremsenselbstverstärkung</b>	456
18.8.1	<b>Aktive Belagführung</b>	457
18.8.2	<b>Aktiver Eingriff in den Kennwertmechanismus</b>	458
18.9	<b>Konzeptvergleich</b>	458
18.10	<b>Hybride elektrische Bremssysteme</b>	460
18.11	<b>Perspektiven</b>	461
	<b>Literatur</b>	462
<b>19</b>	<b>Regenerative Bremssysteme</b>	463
	<i>Michael Kunz, Rachad Mahmoud, Andreas van de Sand und Ralph Michalski</i>	
19.1	<b>Einleitung/Motivation</b>	464
19.2	<b>Anforderungen des regenerativen Bremsens</b>	464
19.2.1	<b>Volumenverblendung</b>	466

19.2.2	Pedalkraftsimulation .....	467
19.3	<b>Beschreibung Systemkonzepte</b> .....	467
19.3.1	Konzepte ohne Volumenverbundung/Pedalkraftsimulation .....	467
19.3.2	Konzepte mit Volumenverbundung/ohne Pedalkraftsimulation .....	470
19.3.3	Konzepte mit Volumenverbundung/Pedalkraftsimulation .....	473
19.4	<b>Zusammenfassung</b> .....	475
<b>20</b>	<b>Integrierte Bremssysteme</b> .....	479
	<i>Hans-Jörg Feigel, Jochen Zimmermann, Anton van Zanten, Heinz Leiber, Thomas Leiber, Christian Köglspurger und Valentin Unterfrauner</i>	
20.1	<b>Motivation für neue Bremssysteme</b> .....	480
20.2	<b>Technik der integrierten Bremssysteme</b> .....	480
20.3	<b>Integriertes Bremssystem MK C1</b> .....	483
20.4	<b>Integriertes Bremssystem IBS</b> .....	486
20.4.1	<b>Systemfunktion</b> .....	486
20.4.2	<b>Druckmodulation</b> .....	489
20.4.3	<b>Aufbau und Modularität</b> .....	492
20.4.4	<b>Anforderungen an das zukünftige Bremsenmanagement</b> .....	492
20.5	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b> .....	493
	<b>Literatur</b> .....	494
<b>21</b>	<b>Elektromechanisch betätigte Bremse</b> .....	495
	<i>Martin Semsch, Hans-Jörg Feigel und Jens Hoffmann</i>	
21.1	<b>Zielsetzung elektromechanisch betätigter Radbremsen</b> .....	496
21.2	<b>Historie</b> .....	496
21.3	<b>Systemaufbau – Zusammenwirken der Komponenten</b> .....	498
21.3.1	<b>Betätigungsseinrichtung</b> .....	498
21.3.2	<b>Elektromechanische Radbremse</b> .....	498
21.3.3	<b>Regelkonzepte</b> .....	500
21.3.4	<b>Energieversorgung</b> .....	501
21.3.5	<b>Gesamtbetrachtung für Hybrid- und Elektrofahrzeuge</b> .....	501
21.3.6	<b>Aspekte der aktiven und passiven Sicherheit</b> .....	502
	<b>Literatur</b> .....	502
<b>22</b>	<b>Elektrisches Bremsen</b> .....	503
	<i>Marcus Bletz und Thorsten Wickenhöfer</i>	
22.1	<b>Einleitung</b> .....	504
22.1.1	<b>Technische Grundlagen</b> .....	504
22.1.2	<b>Fahrzeugkonzepte</b> .....	505
22.1.3	<b>Antriebs-/Achskonfigurationen</b> .....	506
22.1.4	<b>System-Architektur</b> .....	510
22.2	<b>Anforderungen an das Bremssystem</b> .....	510
22.2.1	<b>Anforderung Fahrerwahrnehmung</b> .....	510
22.2.2	<b>Transition Reib-/Generatorbremse</b> .....	511
22.2.3	<b>Notwendigkeit der Adaptierung und Konditionierung der Reibbremse</b> .....	512
22.3	<b>Bremssystemvarianten</b> .....	513
22.3.1	<b>Bremssystem ohne Transitionsfähigkeit</b> .....	513
22.3.2	<b>Bremssystem mit begrenzter Transitionsfähigkeit</b> .....	513

22.3.3	<b>Bremssysteme mit voller Transitionsfähigkeit</b>	514
22.4	<b>Systemauslegung des Teilsystems Reibbremse</b>	515
22.4.1	<b>Hydraulik THZ bis Bremssattel</b>	515
22.4.2	<b>Reibpaarung Bremsbelag/Bremsscheibe</b>	515
22.4.3	<b>Vakuumbereitstellung</b>	515
22.4.4	<b>Fahrerwunsch-Sensorik</b>	515
22.5	<b>Sicherheitskonzepte</b>	516
22.6	<b>Einfluss auf Verbrauch bzw. CO<sub>2</sub>-Emission und Reichweite</b>	516
22.6.1	<b>Verbrauchszyklen</b>	517
22.7	<b>Ausblick</b>	518
<b>23</b>	<b>Die Bremsanlage in Fahrerassistenzsystemen</b>	519
	<i>Anton van Zanten</i>	
23.1	<b>Übersicht, Funktion und Anforderungen an die Fahrerassistenzsysteme für PKW</b>	520
23.1.1	<b>Antiblockiersystem ABS</b>	520
23.1.2	<b>Antriebsschlupfregelung ASR</b>	524
23.1.3	<b>Elektronisches Stabilitätsprogramm ESP</b>	526
23.1.4	<b>Elektronische Bremskraftverteilung EBV</b>	536
23.1.5	<b>Electronically Controlled Deceleration ECD</b>	537
23.1.6	<b>Hilldescent HDC</b>	537
23.1.7	<b>Bremssistent BA</b>	538
23.1.8	<b>Aktive Gespannstabilisierung</b>	541
23.2	<b>Funktion der Bremsanlage in Fahrerassistenzsystemen</b>	541
23.3	<b>Anforderungen der Fahrerassistenzsysteme an die Bremsanlage</b>	542
23.4	<b>Ausführungen der Bremsanlage für die Fahrerassistenzsysteme</b>	542
23.5	<b>Überwachung der Bremsanlage in Fahrerassistenzsystemen</b>	546
23.6	<b>Ausblick und Perspektiven</b>	548
	<b>Literatur</b>	548
<b>24</b>	<b>Die Bremse im mechatronischen Fahrwerk</b>	549
	<i>Hermann Winner, Thomas Degenstein, Tobias Bischof-Niemz und Marcus Schumann</i>	
24.1	<b>Einleitung</b>	550
24.2	<b>Fahrwerksmechanik</b>	550
24.2.1	<b>Funktionsstruktur und Schnittstellen von Radaufhängungen</b>	550
24.2.2	<b>Darstellung von Fahrwerksparametern</b>	552
24.3	<b>Grenzen passiver Fahrwerksysteme</b>	553
24.3.1	<b>Einschränkungen konventionellhydraulisch betätigter Radbremsen</b>	553
24.3.2	<b>Dynamik</b>	553
24.3.3	<b>Bremskomfort</b>	554
24.3.4	<b>Zielkonflikt zwischen Sicherheit und Komfort</b>	554
24.4	<b>Lösungspotentiale durch Mechatronik</b>	555
24.4.1	<b>Möglichkeiten der Mechatronik</b>	555
24.4.2	<b>Mechatronik in der Bremsanlage</b>	556
24.4.3	<b>Mechatronik in der Radaufhängung</b>	559
24.4.4	<b>Wechselwirkung zwischen Lenkung und Bremse</b>	563
24.4.5	<b>Wechselwirkung zwischen Reifen und Bremse</b>	564
24.5	<b>Ausblick</b>	567
	<b>Literatur</b>	567

<b>25</b>	<b>Reibbeläge</b>	571
	<i>Christian Wiaterek</i>	
25.1	<b>Einführung</b>	572
25.2	<b>Anforderung an Reibbeläge</b>	572
25.3	<b>Materialkonzepte</b>	574
25.3.1	<b>Semimetallische Reibbeläge</b>	574
25.3.2	<b>Low Steel Reibmaterialien</b>	576
25.3.3	<b>NAO-Reibbeläge</b>	576
25.3.4	<b>Metallfreie Reibbeläge</b>	577
25.3.5	<b>Hybridbeläge</b>	577
25.3.6	<b>Reibbeläge für keramische Scheiben</b>	578
25.3.7	<b>Zwischenschichten</b>	579
25.4	<b>Ökologie</b>	580
25.5	<b>Rohstoffe und ihre Eigenschaften in Reibbelägen</b>	583
25.6	<b>Prüfverfahren für Rohstoffe</b>	585
25.6.1	<b>Geräteanalytische Untersuchungsverfahren</b>	586
25.7	<b>Fertigungsverfahren</b>	588
25.8	<b>Ausblick</b>	590
	<b>Literatur</b>	591
<b>26</b>	<b>Eigenschaften der Reibpaarungen im Bremsenprozess</b>	593
	<i>Georg-Peter Ostermeyer</i>	
26.1	<b>Einführung</b>	594
26.2	<b>Messung der Reibung</b>	594
26.2.1	<b>Messungen an der Bremse</b>	595
26.2.2	<b>Messungen an der Reibpaarung</b>	598
26.2.3	<b>Vergleichbarkeit und Skalierung</b>	601
26.3	<b>Grenzschichtdynamik</b>	602
26.3.1	<b>Verschleißmuster auf den Reiboberflächen</b>	602
26.3.2	<b>Ein dynamisches Reibgesetz</b>	606
26.3.3	<b>Hochfrequente Schwingungen</b>	607
26.3.4	<b>Thermoelastische Instabilitäten</b>	608
26.4	<b>Aktuelle Probleme</b>	609
	<b>Literatur</b>	609
<b>27</b>	<b>Mechanische Bremsen in stationären Industrieanlagen</b>	611
	<i>Claus Kleinlein und Dietrich Severin</i>	
27.1	<b>Einführung</b>	612
27.2	<b>Industriebremsen</b>	612
27.2.1	<b>Bauarten</b>	612
27.2.2	<b>Das energetische Zusammenspiel zwischen Triebwerk und Bremse</b>	615
27.2.3	<b>Reibungs- und Verschleißeigenschaften der Reibpaarungen</b>	617
27.2.4	<b>Dimensionierung der Reibpaarungen von Industriebremsen</b>	622
27.3	<b>Reibscheibenbremsen</b>	625
	<b>Literatur</b>	626

<b>28</b>	<b>Schwingungen und Geräusche</b>	627
	<i>Holger Marschner, Alexander Pfaff, Paul Leibolt und Giuseppe Maggi-Trovato</i>	
28.1	<b>Einleitung</b>	629
28.2	<b>Erscheinungsformen</b>	629
28.2.1	<b>Rubbeln (Judder)</b>	630
28.2.2	<b>Quietschen (Squeal)</b>	631
28.2.3	<b>Knarzen (Creep Groan)</b>	633
28.2.4	<b>Muhlen (Moan)</b>	634
28.2.5	<b>Heulen (Howl)</b>	635
28.2.6	<b>Klappern (Rattle)</b>	635
28.2.7	<b>Klacken (Clonk)</b>	636
28.2.8	<b>Schleifen (Wire brush)</b>	636
28.2.9	<b>Zwitschern (Chirp)</b>	636
28.2.10	<b>Knarren (Creak)</b>	636
28.2.11	<b>Betätigungsgeräusche</b>	636
28.3	<b>Entstehungsmechanismen</b>	636
28.3.1	<b>Fremderregte Schwingungen</b>	637
28.3.2	<b>Selbsterregte Schwingungen</b>	639
28.4	<b>Abhilfemaßnahmen</b>	643
28.4.1	<b>Allgemeingültige Maßnahmen</b>	643
28.4.2	<b>Maßnahmen gegen Rubbeln</b>	644
28.4.3	<b>Maßnahmen gegen Quietschen</b>	644
28.4.4	<b>Maßnahmen gegen Knarzen</b>	646
28.4.5	<b>Maßnahmen gegen Muhen, Heulen und Zwitschern</b>	646
28.4.6	<b>Entwicklungsmethodik</b>	646
28.5	<b>Ausblick</b>	646
	<b>Literatur</b>	647
<b>29</b>	<b>Bremsen mit nichtmetallischen Bremsscheiben</b>	649
	<i>Donatus Neudeck und Andreas Wüllner</i>	
29.1	<b>Einleitung</b>	650
29.1.1	<b>Historie</b>	650
29.1.2	<b>Carbon-Bremsscheiben</b>	650
29.2	<b>Werkstoff</b>	650
29.2.1	<b>Definition, Eigenschaften, Einsatzgebiete</b>	650
29.2.2	<b>Fertigung Carbon-Keramik-Bremsscheibe</b>	650
29.2.3	<b>Qualitätssicherung</b>	653
29.3	<b>Anwendung</b>	653
29.3.1	<b>Die Gestaltung von Keramikbremsen</b>	653
29.3.2	<b>Die Auswirkung der Keramikbremsen auf die Fahrzeugeigenschaften</b>	655
29.3.3	<b>Verschleißverhalten</b>	656
29.4	<b>Weiterentwicklung der Carbon-Keramik-Bremsscheiben</b>	657
<b>30</b>	<b>Leichtbaubremscheiben</b>	659
	<i>Ralph Mayer</i>	
30.1	<b>Einleitung</b>	660
30.1.1	<b>Leichtbaubedarf an Fahrzeugachsen</b>	660
30.1.2	<b>Physikalische Zusammenhänge</b>	661

30.1.3	<b>Historisches Umfeld</b>	663
30.2	<b>Werkstofflicher Leichtbau</b>	663
30.2.1	<b>Graugussbremsscheiben</b>	663
30.2.2	<b>Bremsscheiben auf Aluminiumbasis</b>	664
30.3	<b>Konstruktiver Leichtbau</b>	665
30.3.1	<b>Verbundbremsscheiben mit Verbindungselementen</b>	665
30.3.2	<b>Verbundbremsscheiben ohne Verbindungselemente</b>	666
30.4	<b>Entwicklungsbedarf und -tendenzen</b>	667
	<b>Literatur</b>	667
<b>31</b>	<b>Bremsflüssigkeiten</b>	669
	<i>Harald A. Dietl und Timo Weide</i>	
31.1	<b>Bremsflüssigkeitstypen</b>	670
31.1.1	<b>Bremsflüssigkeiten auf Basis von Glykolen, Glykolethern und deren Borsäureester</b>	670
31.1.2	<b>Bremsflüssigkeiten auf Basis von Silikonestern</b>	671
31.1.3	<b>Bremsflüssigkeiten auf Basis von Mineralölen</b>	671
31.2	<b>Nationale und internationale Normen</b>	671
31.3	<b>Bremsflüssigkeitseigenschaften</b>	672
31.3.1	<b>Fahrzeugspezifische Eignung</b>	672
31.3.2	<b>Verträglichkeit mit anderen Bremsflüssigkeiten</b>	673
31.3.3	<b>Physikalische Kennwerte</b>	673
31.4	<b>Umgang mit Bremsflüssigkeiten</b>	675
31.4.1	<b>Handhabung</b>	675
31.4.2	<b>Lagerung</b>	675
31.4.3	<b>Entsorgung von Bremsflüssigkeiten</b>	675
31.5	<b>Neue Anforderungen</b>	676
	<b>Literatur</b>	677
<b>32</b>	<b>Bremsechnisches Versuchswesen</b>	679
	<i>Holger Marschner, Hilmar Teitge, Martin Semsch, Marcus Bletz und Dieter Weiss</i>	
32.1	<b>Radbremse</b>	680
32.1.1	<b>Laborversuche</b>	680
32.1.2	<b>Prüfstandsversuche</b>	683
32.1.3	<b>Fahrversuche</b>	698
32.2	<b>Elektronische Bremssysteme (EBS)</b>	701
32.2.1	<b>Laborversuche</b>	701
32.2.2	<b>Prüfstandversuche</b>	705
32.2.3	<b>Fahrversuche</b>	708
<b>33</b>	<b>Sicherheit und Zuverlässigkeit von Bremsanlagen</b>	713
	<i>Thomas Aubel, Hans-Wilfried Mäder und Jürgen Westphälting</i>	
33.1	<b>Die Bremse als Fehlerquelle</b>	714
33.1.1	<b>Sicherheitsbetrachtungen an konservativen Bremsanlagen</b>	714
33.1.2	<b>Funktionale Sicherheit komplexer elektronischer Systeme in modernen Bremsanlagen</b>	716
33.2	<b>Schlankes Testen („Lean Testing“) in der Fahrzeugindustrie</b>	721
33.2.1	<b>Begleitung der Entwicklungsphase</b>	721
33.2.2	<b>Die Homologation (Typbegutachtung)</b>	721
33.2.3	<b>Erfahrungen aus dem Feld</b>	722

33.3	<b>Entwicklung von Test- und Prüfgrundlagen</b>	722
33.3.1	Weiterentwicklung der Hauptuntersuchung	723
33.3.2	Die zukünftige Typbegutachtung	725
	Literatur	726
<b>34</b>	<b>Regelwerke und Prüfverfahren</b>	729
	<i>Hans-Thomas Ebner</i>	
34.1	<b>Zulassungsverfahren in Europa und den USA</b>	731
34.2	<b>Entwicklung von Vorschriften in Europa und den USA</b>	732
34.2.1	Entwicklung der Vorschriften in der EU	732
34.2.2	Entwicklung der Vorschriften bei der UN-ECE	732
34.2.3	Entwicklung der Vorschriften in den USA	733
34.3	<b>Europäische Vorschriften für Straßenfahrzeuge</b>	734
34.4	<b>ECE-Regelung 13</b>	734
34.4.1	Allgemeine Vorschriften	734
34.4.2	Wirkvorschriften	736
34.4.3	Bremskraftverteilung und Kompatibilität zwischen Zugfahrzeug und Anhänger	738
34.4.4	Vorschriften für ABS-Systeme und für Fahrzeugstabilisierungssysteme	740
34.4.5	Vorschriften für komplexe elektronische Systeme	740
34.5	<b>ECE-Regelung 13 H</b>	741
34.5.1	Allgemeine Vorschriften	741
34.5.2	Wirkvorschriften	741
34.5.3	Elektronisches Stabilisierungssystem ESC und Bremsassistent BAS	741
34.5.4	Vorschriften für ABS Systeme	742
34.5.5	Vorschriften für komplexe elektronische Systeme	742
34.6	<b>Prüfung von Ersatzreibbelägen sowie Ersatzbremsscheiben und -trommeln</b>	742
34.7	<b>Notbremsassistentzsysteme</b>	742
34.8	<b>US-amerikanische Bremsenvorschriften</b>	743
34.8.1	<b>FMVSS 105 – Hydraulische und elektrische Bremsanlagen</b>	743
34.8.2	<b>FMVSS 121 – Pneumatische Bremsanlagen</b>	743
34.8.3	<b>FMVSS 106 – Bremsschlauchleitungen</b>	743
34.8.4	<b>FMVSS 116 – Bremsflüssigkeiten für Kraftfahrzeuge</b>	744
34.8.5	<b>FMVSS 135 und ECE R 13 H</b>	744
	Literatur	744
<b>35</b>	<b>Wartung und Diagnose von Bremsanlagen</b>	747
	<i>Ulrich Güllering, Peter Jobelius und Roman Rotter</i>	
35.1	<b>Einfluss von Normen, Regeln und Gesetzen in der Praxis</b>	748
35.1.1	<b>Grundlagen</b>	748
35.1.2	<b>Bremsflüssigkeit</b>	748
35.1.3	<b>Bremsschläuche</b>	748
35.1.4	<b>Hauptbremszylinder, Radzylinder, Bremsgehäuse</b>	749
35.1.5	<b>Bremsscheiben</b>	749
35.1.6	<b>Bremsbeläge/Bremsbacken</b>	749
35.2	<b>Bremsendiagnose</b>	749
35.2.1	<b>Geräusche und Vibrationen</b>	749
35.2.2	<b>Pedalbox</b>	750
35.2.3	<b>Bremskraftverstärker</b>	750

35.2.4	<b>Hauptbremszylinder</b>	751
35.2.5	<b>Rohrleitungen und Bremsschläuche</b>	752
35.2.6	<b>Bremsen</b>	752
35.2.7	<b>Druckregler</b>	756
35.2.8	<b>Bremsflüssigkeit</b>	757
35.2.9	<b>ABS, BA, EHB, VSC und weitere</b>	757
35.3	<b>Umwelt- und zeitwertgerechte Reparatur und Wartung</b>	757
35.4	<b>Testgeräte</b>	758
35.4.1	<b>Diagnosetestgeräte</b>	758
<b>36</b>	<b>Entwicklungstendenzen und Zukunftsaspekte</b>	761
	<i>Peter Rieth und James Remfrey</i>	
36.1	<b>Gesellschaftliche und wirtschaftliche Tendenzen</b>	763
36.2	<b>Die Fahrzeugführungsaufgabe heute und morgen</b>	764
36.3	<b>Entwicklungssprünge durch neue Technologien</b>	766
36.4	<b>Grenzen der Hilfskraft-, Potenziale der Fremdkraftanlagen</b>	767
36.5	<b>Die Mensch-Maschine-Schnittstelle</b>	768
36.6	<b>Beispiele für By-wire-Technologien und Assistenzsysteme im Chassisbereich</b>	768
36.6.1	<b>Throttle-by-wire (E-Gas)</b>	768
36.6.2	<b>Shift-by-wire</b>	770
36.6.3	<b>Steer-by-wire</b>	770
36.6.4	<b>Brake-by-wire (EHB und EMB)</b>	772
36.6.5	<b>Energiemanagement im Auto von morgen: das 48-Volt-Bordnetz</b>	773
36.7	<b>Global Chassis Control, die vernetzte Regelung der Chassisssysteme</b>	774
36.7.1	<b>ESP II – Vernetzung mit elektrischer Lenkung</b>	774
36.7.2	<b>Elektronisches Luftfederfahrwerk, Dämpfer- und Stabilisatorverstellung</b>	775
36.7.3	<b>Technische und wirtschaftliche Notwendigkeiten</b>	777
36.7.4	<b>Der integrale Sicherheitsgedanke</b>	779
36.7.5	<b>Fernziel Unfallvermeidung</b>	781
	<b>Literatur</b>	783
	<b>Serviceteil</b>	785
	<b>Sachverzeichnis</b>	786

# Autorenverzeichnis Bremsenhandbuch

---

**Abendroth, Bettina, Dr.**

Institut für Arbeitswissenschaft  
TU Darmstadt  
Darmstadt, Deutschland

**Aubel, Thomas, Dr.-Ing.**

Ehem. Geschäftsführer  
TÜV Automotive GmbH  
München, Deutschland

**Baumgartner, Hans, Dipl.-Ing.**

Leiter Vorentwicklung Radbremse  
Knorr-Bremse Systeme für Nutzfahrzeuge GmbH  
München, Deutschland

**Beck, Hermann, Dipl.-Ing.**

Freier Berater für Mobile Antriebstechnik; Leiter GF  
Industrietechnik Arbeitsmaschinensysteme  
ZF Friedrichshafen AG  
Passau, Deutschland

**Becke, Manfred, Dr.**

Schimmelpfennig + Becke GbR  
Münster, Deutschland

**Berger, Peter, Dr.**

Knorr-Bremse Systeme für Schienenfahrzeuge  
GmbH  
München, Deutschland

**Bill, Karlheinz H., Prof. Dr.-Ing.**

FB Ingenieurwissenschaften II, Studiengang  
Fahrzeugtechnik  
HTW Berlin  
Berlin, Deutschland

**Bischof-Niemz, Tobias, Dr.-Ing.**

Chefing. Energy Planning  
Eskom Holdings SOC Ltd  
Johannesburg, Südafrika

**Bletz, Marcus, Dipl.-Ing.**

Continental Teves AG & Co. oHG  
Frankfurt, Deutschland

**Cesarini, Riccardo, Dr.-Ing.**

Brembo Performance Group Director  
Brembo S.p. A.  
Curno, Italien

**Cividini, Omar, Dr.-Ing.**

R&D Material Development – Project Management  
Composite Materials  
Brembo S.p. A.  
Curno, Italien

**Degenstein, Thomas, Dr.-Ing.**

Chassis Vorausentwicklung  
Adam Opel AG  
Rüsselsheim, Deutschland

**Dietl, Harald A., Dr.**

Strategic Marketing and Product Development  
Automotive Fluids  
BASF SE Fuel and Lubricant Solutions  
Ludwigshafen, Deutschland

**Ebner, Hans-Thomas, Dipl.-Ing.**

Ehem. Leiter Abteilung Technik  
Verband der Automobilindustrie (VDA)  
Berlin, Deutschland

**Eichhorn, Ulrich, Dr.-Ing.**

Leiter Konzernbereich Forschung und Entwicklung  
Volkswagen AG  
Wolfsburg, Deutschland

**Feigel, Hans-Jörg, Dr.-Ing.**

Ehem. Continental Treves AG & Co. oHG  
Frankfurt, Deutschland

**Fritschle, Stefan, Dipl.-Ing. (FH)**

Leitung Produktmanagement  
Gustav Magenwirth GmbH & Co. KG (MAGURA)  
Bad Urach, Deutschland

**Galander, Jens, Dipl.-Ing.**

Knorr-Bremse Systeme für Schienenfahrzeuge  
GmbH  
München, Deutschland

**Gerum, Eduard, Dr.**

Leiter Entwicklung Bremssysteme  
Knorr-Bremse Systeme für Nutzfahrzeuge GmbH  
München, Deutschland

**Gies, Stefan, Prof. Dr.-Ing.**

Leiter Pkw Fahrwerkentwicklung  
Volkswagen AG  
Wolfsburg, Deutschland

**Gruber, Steffen, Dipl.-Ing.**

Leiter System Design Brake & Chassis  
Continental Teves AG & Co. oHG  
Frankfurt, Deutschland

**Grünbeck, Wolfgang, Dipl.-Ing.**

Teamleiter Versuch, Arbeitsmaschinenachsen  
ZF Friedrichshafen AG  
Passau, Deutschland

**Güllering, Ulrich**

Documentation & Publication Manager,  
Kfz Mechaniker-Meister, Kfz Elektro-Meister  
TRW KFZ Ausrüstung GmbH  
Neuwied, Deutschland

**Heyl, Gerrit, Dipl.-Ing.**

Leiter Simulation und Absicherung  
BMW Motorrad  
München, Deutschland

**Hirt, Manfred, Prof. Dr.-Ing.**

Ehem. Sprecher des Vorstandes  
Renk AG  
Augsburg, Deutschland

**Hoffmann, Jens, Dr.-Ing.**

Continental Teves AG & Co. oHG  
Frankfurt, Deutschland

**Huinink, Heinrich, Prof.**

Ehem. Leiter Strategische Technologie  
(ausgeschieden)  
Continental Reifen Deutschland GmbH  
Hannover, Deutschland

**Isermann, Rolf, Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c.**

Institut für Automatisierungstechnik  
TU Darmstadt  
Darmstadt, Deutschland

**Jobelius, Peter, Dipl.-Ing. (FH)**

Product Engineer  
TRW KFZ Ausrüstung GmbH  
Neuwied, Deutschland

**Kleinlein, Claus, Dr.-Ing.**

Ehem. Luk GmbH & Co. KG  
Bühl/Baden, Deutschland

**Köglsperger, Christian, Dipl.-Ing. (FH)**

LSP Innovative Automotive Systems GmbH  
Unterföhring, Deutschland

**Köhler, Helmut, Dipl.-Ing.**

Konstruktion Komponenten und Systeme  
BMW Motorrad  
München, Deutschland

**Kunz, Michael, Dr.-Ing.**

Robert Bosch GmbH  
Abstatt, Deutschland

**Landau, Kurt, Prof. Dr.-Ing.**

Institut für Organisation und Arbeitsgestaltung  
GmbH  
Millstatt, Österreich

**Landerl, Christian, Dr.**

Entwicklung und Baureihen  
BMW Motorrad  
München, Deutschland

**Layfield, Jonathan**

Bentley Motors Limited  
Crewe, England

**Leiber, Heinz, Ing.**

LSP Innovative Automotive Systems GmbH  
Unterföhring, Deutschland

**Leiber, Thomas, Dr.-Ing.**

LSP Innovative Automotive Systems GmbH  
Unterföhring, Deutschland

**Leibolt, Paul**

Frankfurt, Deutschland

**Lewien, Ralf, Dipl.-Ing. (FH)**

Versuch Brems- und Regelsysteme  
BMW Motorrad  
München, Deutschland

**Loebner, Reinhard, Dipl.-Ing.**

Knorr-Bremse Systeme für Schienenfahrzeuge  
GmbH  
München, Deutschland

**Loipl, Johann**

Leitung Konstruktion Achsen  
Knott GmbH  
Eggstätt, Deutschland

**Mäder, Hans-Wilfried, Dipl.-Ing.**

Ehem. TÜV Automotive GmbH  
München, Deutschland

**Maggi-Trovato, Giuseppe**

Frankfurt, Deutschland

**Mahmoud, Rachad, Dr.-Ing.**

Daimler AG  
Sindelfingen, Deutschland

**Marschner, Holger, Prof. Dipl.-Ing.**

Informatik und Ingenieurwissenschaften  
Frankfurt University of Applied Sciences  
Frankfurt, Deutschland

**Mayer, Ralph, Univ.-Prof. Dr.-Ing.**

Fakultät Maschinenbau  
TU Chemnitz  
Chemnitz, Deutschland

**Michalski, Ralph, Dipl.-Ing. (FH)**

Daimler AG  
Sindelfingen, Deutschland

**Neudeck, Donatus, Dipl.-Ing. (FH)**

Leiter Entwicklung Bremsen  
Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG  
Weissach, Deutschland

**Ohly, Burkard**

Ehem. Aerospace System Consultant  
Airbus Operations GmbH  
Hamburg, Deutschland

**Ostermeyer, Georg-Peter, Prof. Dr.-Ing. habil.**

TU Braunschweig  
Braunschweig, Deutschland

**Pahle, Wolfgang, Dipl.-Ing.**

Projektleiter Produktlinie Wheelend  
Knorr-Bremse Systeme für Nutzfahrzeuge GmbH  
München, Deutschland

**Pehle, Michael, Dipl.-Ing.**

Leiter Bremstechnik  
BPW Bergische Achsen Kommanditgesellschaft  
Wiehl, Deutschland

**Pfaff, Alexander**

Frankfurt, Deutschland

**Piccoli, Mauro, Dr.-Ing.**

Brembo Performance Market Director  
Brembo S.p. A.  
Curno, Italien

**Pickenhahn, Josef, Dipl.-Ing. (TU)**

Vice President Engineering – Braking (a. D.)  
ZF TRW, Aktive & Passive Sicherheitstechnik Braking  
Systems  
Koblenz, Deutschland

**Rau, Rainer, Dipl.-Ing.**

Knorr-Bremse Systeme für Schienenfahrzeuge  
GmbH  
München, Deutschland

**Remfrey, James, Dipl.-Ing.**

Ehem. Leiter Technology Intelligence  
Continental Teves AG & Co. oHG  
Frankfurt, Deutschland

**Rieth, Peter, Dr.-Ing.**

Ehem. Senior Vice President Systems & Technology  
Continental Teves AG & Co. oHG  
Frankfurt, Deutschland

**Rischbieter, Frank, Dipl.-Ing. (FH)**

Projektleiter Fahrwerk  
Volkswagen AG  
Wolfsburg, Deutschland

**Roloff, Gerd, Dipl.-Ing.**

Airbus Operations GmbH  
Hamburg, Deutschland

**Rotter, Roman, Dipl.-Ing.**

Technical Manager Chassis Systems Europe  
TRW KFZ Ausrüstung GmbH  
Neuwied, Deutschland

**Schumann, Marcus, Dr.-Ing.**

Gruppenleiter Versuch Aktuator Elektr. Parkbremse  
Continental Teves AG & Co. oHG  
Frankfurt, Deutschland

**Semsch, Martin, Dr.-Ing.**

Continental Teves AG & Co. oHG  
Frankfurt, Deutschland

**Sendler, Jan, Dr.-Ing.**

Continental Teves AG & Co. oHG  
Frankfurt, Deutschland

**Severin, Dietrich, Prof. Dr.-Ing.**

Ehem. Leiter des Fachgebietes Fördertechnik und  
Getriebetechnik im Institut für Konstruktion, Mikro-  
und Medizintechnik  
TU Berlin  
Berlin, Deutschland

**Siebke, Alf, Dipl.-Ing.**

Produktmanager Trommelbremse  
Knorr-Bremse Systeme für Nutzfahrzeuge  
München, Deutschland

**Strasser, Josef, Dipl.-Ing. (FH)**

Leiter Konstruktion Fahrzeugverbindende Teile  
Knott GmbH  
Eggstätt, Deutschland

**Straub, Thomas, Dipl.-Ing. (FH)**

Vice President Engineering – SCS  
ZF TRW, Aktive & Passive Sicherheitstechnik Braking  
Systems  
Koblenz, Deutschland

**Teitge, Hilmar, Dipl.-Ing.**

Ehem. Continental Teves AG & Co. oHG  
Frankfurt, Deutschland

**Unterfrauner, Valentin, Dipl.-Ing.**

LSP Innovative Automotive Systems GmbH  
Unterföhring, Deutschland

**Vilsmeier, Gerd, Dipl.-Ing. (FH)**

Strategie, Fahrzeugkonzepte, Freizeichnung  
BMW Motorrad  
München, Deutschland

**Volk, Heiner**

Continental Reifen Deutschland GmbH  
Hannover, Deutschland

**Wagner, Hans-Albert, Dipl.-Ing. (TU)**

Versuch Brems- und Regelsysteme  
BMW Motorrad  
München, Deutschland

**Weide, Timo, Dr.**

Ehem. Clariant Corporation  
Mount Holly, USA

**Weiss, Dieter, Dipl.-Ing. (FH)**

HORIBA Europe GmbH  
Darmstadt, Deutschland

**Weiße, Jochen, Dr.-Ing.**

Leiter F&E Controlling  
Continental Teves AG & Co. oHG  
Frankfurt, Deutschland

**Westphäling, Jürgen, Dipl.-Ing.**

Komponenten und Systeme, Produkt Line Manager,  
Homologation & Zertifizierung  
TÜV Süd Automotive GmbH  
Garching, Deutschland

**Wiaterek, Christian, Dr. rer. nat.**

Executive Director R&D OE Passenger Cars  
TMD Friction Esco GmbH  
Leverkusen, Deutschland

**Wickenhöfer, Thorsten, Dipl.-Ing.**

Continental Teves AG & Co. oHG  
Frankfurt, Deutschland

**Winner, Hermann, Prof. Dr. rer. nat.**

Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD)  
TU Darmstadt  
Darmstadt, Deutschland

**Witzenberger, Max, Dipl.-Ing.**

Renk AG  
Augsburg, Deutschland

**Wolff, Claus, Prof. Dr.-Ing.**

Ehem. Vorsitzender der Kommission Verkehrswesen  
Verband der TÜV e. V. (VdTÜV), Ehren-Vizepräsident  
der Internationalen Vereinigung für die technische  
Prüfung von Kraftfahrzeugen (CITA)  
Berlin, Deutschland und Brüssel, Belgien

**Wüllner, Andreas, Dipl.-Ing. Dipl.-Wirt.-Ing.**

Leiter Produkt Management & Entwicklung  
SGL BRAKES GmbH  
Meitingen, Deutschland

**Zimmermann, Jochen, Dipl.-Ing. (FH)**

Continental Teves AG & Co. oHG  
Frankfurt, Deutschland

**van Zanten, Anton, Dr.**

LSP Innovative Automotive Systems GmbH  
Unterföhring, Deutschland

**van de Sand, Andreas, Dr.-Ing.**

Robert Bosch GmbH  
Abstatt, Deutschland

**von Glasner, Egon-Christian, Prof. Dr.-Ing.  
habil. Dr. h.c.**

Präsident der Europäischen Vereinigung für  
Unfallforschung und Unfallanalyse (EVU)  
Europäische Vereinigung für Unfallforschung und  
Unfallanalyse (EVU)  
Graz, Österreich

# Zur Geschichte der Kraftfahrzeugbremse

Peter Rieth und James Remfrey

- 1.1      **Mechanisch betätigte Fahrzeugbremsen – 2**
- 1.2      **Die hydraulisch betätigte Vierradbremse – 4**
- 1.3      **Die Bremse mit innerer Verstärkung – 5**
- 1.4      **Mehrkreis-Bremsanlagen – 7**
- 1.5      **Von der Muskelkraft- zur Fremdkraftanlage – 8**
- 1.6      **Die hydraulisch betätigte Scheibenbremse – 8**
- 1.7      **Elektronische Bremsregelsysteme – 10**
- Literatur – 13**

## 1.1 Mechanisch betätigte Fahrzeugbremsen

Die Geschichte der Bremse ist ungleich länger als die des Verbrennungsmotors, der heute weltweit individuelle Mobilität sicherstellt. Bereits die Phönizier kannten simple Vorrichtungen zum Abbremsen ihrer Streitwagen, und die Kutschen des 18. und 19. Jahrhunderts bremsten mit an Ketten hängenden Bremsschuhen oder Keilen (Abb.1.1).

Als der Automobilbau Ende des 19. Jahrhunderts langsam begann, wurde die Bremse noch als eher unbedeutendes Nebenaggregat betrachtet – die Ingenieure dieser Zeit waren in der Hauptsache auf die Entwicklung leistungsfähiger Verbrennungsmotoren konzentriert. Wilhelm Maybach etwa verwandte ein Großteil seines Genies darauf, die Drehzahl des Ottomotors von 180 auf 600 Umdrehungen pro Minute zu steigern, was diesen erst wirklich praktikabel machte. Dass die Bremse ein Schattendasein führte, lag auch an den erreichbaren Geschwindigkeiten. Der von Wilhelm Maybach und Gottlieb Daimler gebaute „Reitwagen“ erreichte 1885 gerade einmal 12 km/h. Die Reibung im Antriebsstrang war so hoch, dass sich das Gefährt auch ohne Bremse ausreichend verzögern ließ. Eine gelenkte Achse oder gar ein gelenktes Rad abzubremsen, kam vor diesem Hintergrund auch wegen der konstruktiven Komplexität niemandem in den Sinn.

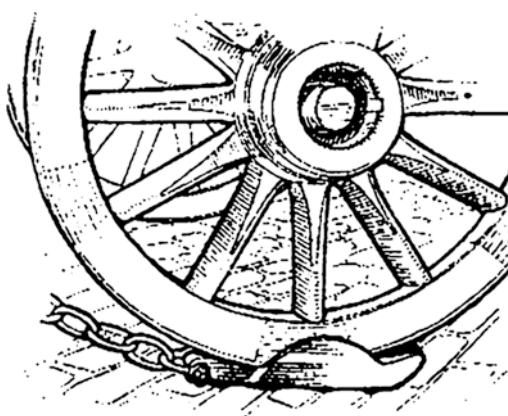


Abb. 1.1 An einer Kette hängender Bremsschuh aus der Pferdewagenzeit [1]

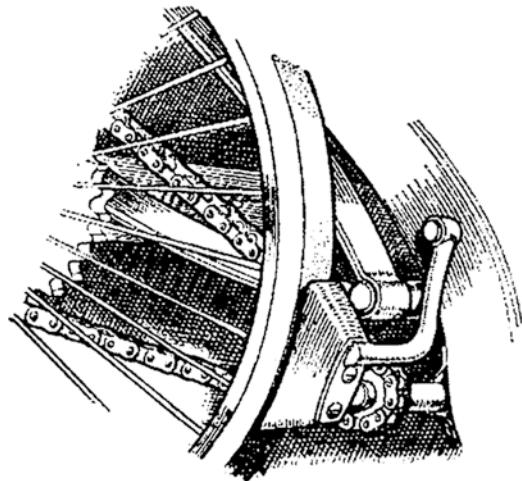


Abb. 1.2 Über Seile, Gestänge und Hebel betätigtes Klotzbremsen, auf die Hinterräder wirkend [1]

Daher wurde das Geschehen vorerst von Band-, Klotz- oder Keilbremsen (Abb.1.2) bestimmt, die der Fahrer von Hand über Kurbel, Hebel, Gestänge und/oder Seile bediente. Eine Neukonstruktion war diese Einrichtung nicht, sie wurde vielmehr von den Pferdekutschen jener Zeit übernommen. Die Bremse wirkte auf die angetriebene, starre Hinterachse. Auch Carl Friedrich Benz vertraute auf diese Lösung bei seinem legendären dreirädrigen Patentwagen von 1887 (Abb.1.3).

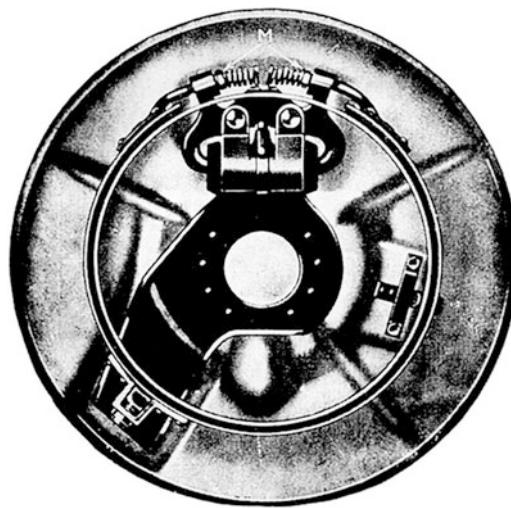
Mit diesem Patentwagen startete Bertha Benz im August 1888 zur ersten Langstreckenfahrt überhaupt von Mannheim nach Pforzheim. Auf dieser 100 km langen Strecke mussten Sattler der durchquerten Ortschaften mehrmals die Lederbezüge der Bremsklötzte erneuern, was angesichts heutiger Wechselintervalle für Bremsbeläge von rund 50.000 km ein eindeutiges Licht auf die Beschaffenheit der Bremsanlagen jener Pionierzeit wirft.

Bereits 1902 wurden wesentlich wirkungsvollere, noch rein mechanisch betätigtes Radbremsen erdacht, die von den Automobilherstellern der Gründerzeit gern genutzt wurden: F.W. Lanchester ersann die Scheibenbremse, und mit Louis Renaults Innenbackenbremse und Wilhelm Maybachs Außenbandbremse (Abb.1.4) war auch die Trommelbremse erfunden. Bis die Scheibenbremse als hydraulisch betätigtes Teilbelagscheibenbremse Ein-

## 1.1 · Mechanisch betätigtes Fahrzeugbremsen



■ Abb. 1.3 Patentwagen von Carl Friedrich Benz aus dem Jahr 1887 [2]



■ Abb. 1.4 Außenbandbremse aus dem Jahr 1925, 1902 erfunden von Wilhelm Maybach

zug in Serienfahrzeuge hielte, sollte jedoch noch ein halbes Jahrhundert vergehen (s. ▶ Abschn. 1.6). Bis 1950 wurden überwiegend Trommelbremsen verbaut, wobei die Innenbackenbremse von 1924 an zunehmend die Außenbandbremse verdrängte,

die wegen der ungeschützt um die innenliegende Bremstrommel verlaufenden Bremsbänder schnell verschmutzte.

Die mechanisch betätigtes Innenbackenbremse arbeitete mit einem Spreizhebel, der die Bremsbacken von innen an die mit dem Rad verbundene Bremstrommel presste. Bei späteren hydraulischen Ausführungen der Betätigung trat an die Stelle des Spreizhebels ein hydraulischer Zylinder (■ Abb. 1.5). Wegen dieser einfachen und robusten Konstruktion wird diese kostengünstige Bauart Simplexbremse genannt. An der Hinterachse leichter Autos wird sie noch heute als Betriebsbremse verbaut.

Diese erste Weiterentwicklung der Bremsanlage kam keinen Tag zu früh, denn in den Jahrzehnten nach der legendären Ausfahrt von Bertha Benz stiegen Motorleistung, Geschwindigkeit und Gewicht der Fahrzeuge rasant. Hinterachs- und Getriebebremsen reichten nicht mehr aus. So kamen 1920 die ersten Fahrzeuge mit einer Vierradbremse auf den Markt. Dieses aufwändige System hatte bei Automobilen der Spitzenklasse bis zu 50 Gelenke, 20 Lagerstellen und 200 Teile, die der Übertragung der vom Fahrer erzeugten Bremskraft an die Räder dienten (■ Abb. 1.6).

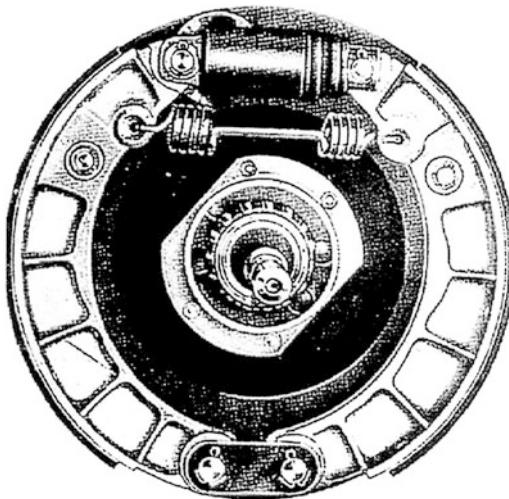


Abb. 1.5 Simplex-Trommelbremse, hier mit hydraulischer Übertragung durch einen Radbremszylinder

ßiger Reibung in der Übertragungsmechanik und damit zu ungleichmäßiger Bremswirkung an den Rädern. Das führte zum Schiefeziehen oder gar gelegentlich zu plötzlichem seitlichen Ausbrechen der schweren Fahrzeuge mit oft schlimmen Unfallfolgen. Schließlich waren die Fahrzeuge dieser Zeit in der Regel offen, sodass Fahrer und Passagiere nicht selten aus dem Automobil geschleudert wurden. Trotz dieser Widrigkeiten setzten viele Automobilhersteller die mechanisch betätigte Vierradbremse noch lange ein. Sogar Maybach, diese innovative Marke, hielt der mechanischen Bremskraftübertragung bis zur Einstellung der Produktion im Jahre 1941 die Treue, obwohl längst ein viel besseres System erdacht war und in hohen Stückzahlen produziert wurde.

## 1.2 Die hydraulisch betätigte Vierradbremse

Doch die schon bei der Montage anspruchsvolle Mechanik erwies sich auch im täglichen Einsatz als problematisch. Denn trotz regelmäßiger Wartung mit sorgfältigem Schmieren und Justieren aller beweglichen Teile blieb das Hauptproblem dieser Bremsanlage bestehen: Durch Umwelteinflüsse und Verschleiß kam es immer wieder zu ungleichmä-

Das Bremssystem der Zukunft ersann der in Kalifornien lebende Bergbauingenieur Malcolm Loughead (später Lockheed). Er ließ sich 1917 einen durch Bremsflüssigkeit betätigten hydraulischen Radbremszylinder für Autos patentieren. Dieser Radbremszylinder und der fußbetätigten Hauptbremszylinder, auf den Loughead 1920 ein

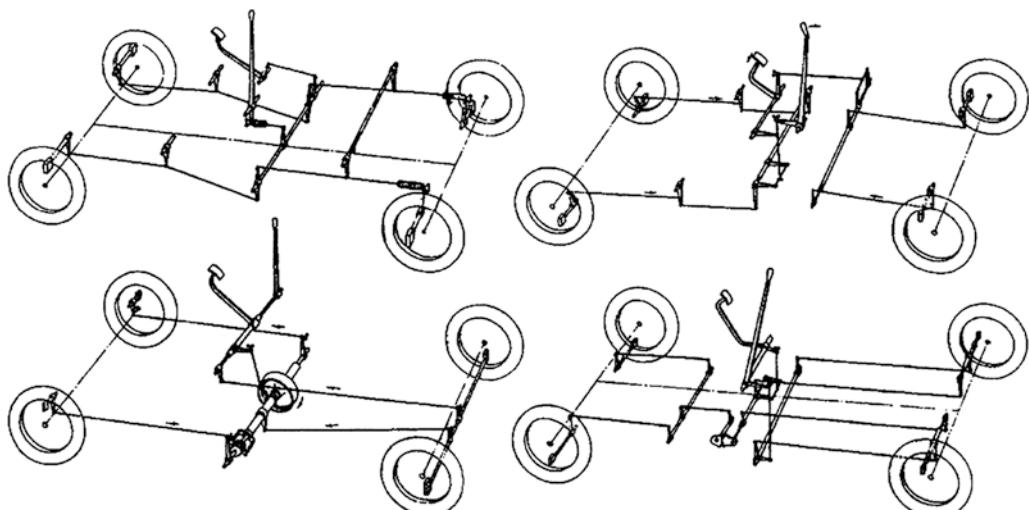
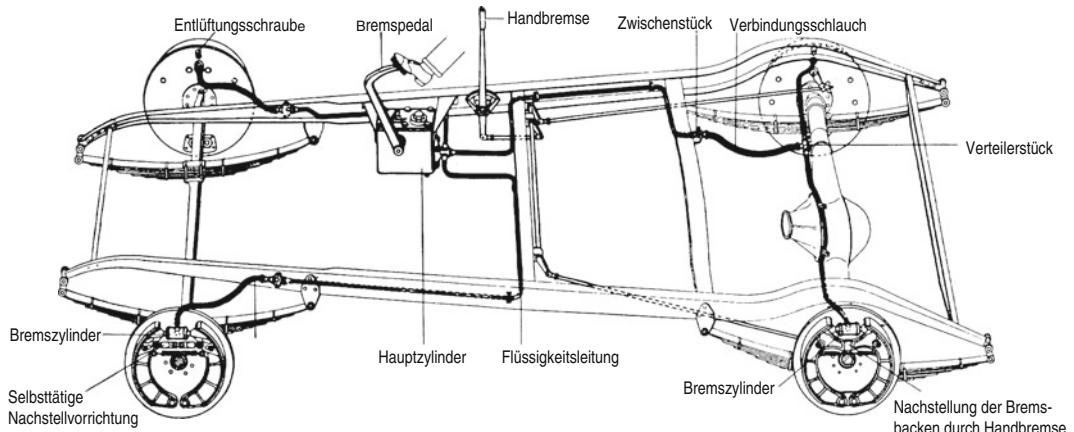


Abb. 1.6 Mechanische Vierradbremse, mehrere Ausführungen der Übertragungseinrichtungen

### 1.3 · Die Bremse mit innerer Verstärkung



■ Abb. 1.7 Hydraulische Bremsbetätigung mit drei im Rahmen verlegten Kupferleitungen und drei Hochdruckschläuchen, um 1928

Patent erhielt, sind die Kernbestandteile der „hydraulischen Bremse“, wie sie noch heute im Einsatz ist. Durch Druck auf das Bremspedal wird eine hydraulische Flüssigkeit von einem Kolben aus dem Hauptbremszylinder verdrängt und durch Rohre und Schläuche in die Radbremszylinder geleitet. Dort wirkt sie auf die Bremskolben, die die Radbremsen betätigen (■ Abb. 1.7). Dem Pascal'schen Gesetz folgend überträgt sie die Muskelkraft des Fahrers in Form von hydraulischem Druck gleichmäßig im geschlossenen Bremsleitungssystem. Die Gefahr des Schiefeziehens ist so erheblich minimiert. Ein weiterer Vorteil gegenüber der „mechanischen Bremse“ ist der mit 0,8 bis 0,9 gegenüber 0,4 bis 0,5 erheblich höhere Wirkungsgrad dieser Betätigung, deren Patente Loughead bald abtrat.

Das erste mit diesem Bremsystem ausgerüstete Serienautomobil der Welt war 1924 der Chrysler 70. Über Lizenzen und Unterlizenzen an die englische Firma AP (Automotive Products) und den Frankfurter Unternehmer Alfred Teves kam die hydraulische Vierradbremse, System Lockheed, bald nach Europa. Dort feierte sie – wahrscheinlich – im englischen Triumph 13/30 von 1925 Europa- und im Adler Standard 6 von 1926 Deutschland-Premiere. Den Adler-Werken fühlte sich Alfred Teves in besonderer Weise verbunden, da er bei ihnen bis 1906 in leitender Funktion tätig gewesen war. Kurios mutet aus heutiger Sicht an, dass Adler diese fortschrittliche Bremsbetätigung mit der kritischen Außenbandbremse koppelte.

Die Mängel mechanisch betätigter Vierradbremsen führten neben der hydraulischen Bremse zu anderen, seit Beginn der zwanziger Jahre konkurrierenden Systemen. So gab es die kombinierte hydraulisch-mechanische Bremse mit Öldruckaggregaten zur Umgehung der mechanischen Vorrichtungen zum Bremskraftausgleich. An die Radbremsen gelangte die Bremskraft weiterhin über Gestänge. Eine vielversprechendere Lösung war die von der Eisenbahn bekannte Luftdruckbremse, die auf Straßenfahrzeuge übertragen wurde. Im Nutzfahrzeugbereich war diesem Vorstoß Erfolg beschieden, doch für den Einsatz in Personenwagen waren Kompressor und Druckluftbehälter zu groß. Zudem hatte die durch Fußkraft betätigtes hydraulische Bremsen auch Kostenvorteile.

### 1.3 Die Bremse mit innerer Verstärkung

Obwohl die hydraulische Bremse die Betätigungs Kräfte gegenüber mechanischen Systemen aufgrund ihres besseren Wirkungsgrades reduzierte, waren die Ingenieure angesichts beständig schwerer und schneller werdender Automobile bemüht, die Betätigungs Kräfte nicht weiter ansteigen zu lassen oder sogar zu reduzieren. Dieses Streben nach Komfort brachte eine Reihe selbstverstärkender oder servounterstützter Bremsen hervor, die durch zusätzliche innere Aktoren oder spezifische konstruk-

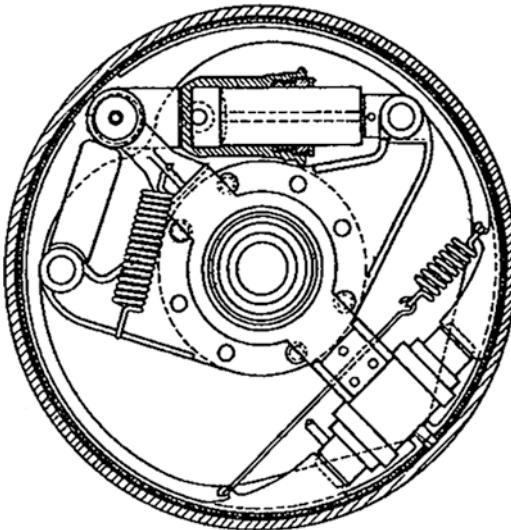


Abb. 1.8 Selbstverstärkende ATE Reynolds-Bremse, 1927/1928

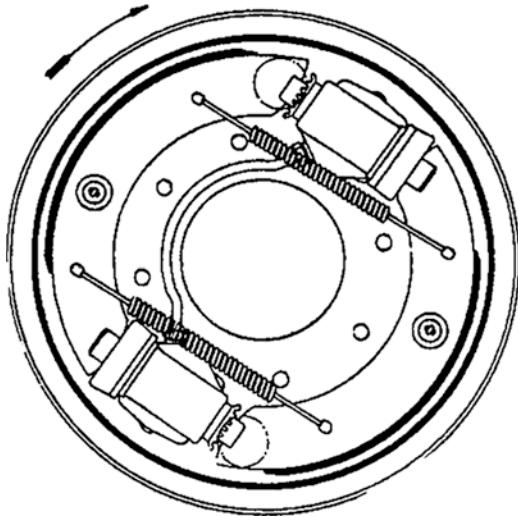


Abb. 1.9 Duplex-Bremse mit zwei auflaufenden Bremsbacken, um 1936

tive Maßnahmen geringere Fußkräfte aufwiesen. Kennzeichen für das Maß der inneren Verstärkung der Radbremse ist der sogenannte C\*-Wert, der das Verhältnis der in den Reibflächen entstehenden Summen-Umfangskraft zur eingeleiteten Spannkraft darstellt (s. ▶ Abschn. 6.2, ▶ Abschn. 7.2). Eine aufwändige Lösung war die ATE Reynolds-Bremse von 1927/1928, bei der die Bremsflüssigkeit auf die Kolben eines Radbremszylinders und über die Bremsbacken auf einen zweiten Radbremszylinder wirkte, dessen Kolben wiederum die Bremskraft erhöhte (Abb. 1.8).

Konstruktiv eleganter und preiswerter in der Produktion war die Duplex-Trommelbremse (Abb. 1.9), eine etwa 1936 serienreife Weiterentwicklung der Simplexbremse. Die durch zwei Radbremszylinder unabhängig voneinander wirkenden Bremskrafteinleitungen dieses Systems ermöglichen zwei auflaufende Bremsbacken und damit eine verbesserte Bremswirkung in einer Drehrichtung (Vorwärtsfahrt). Bei Rückwärtsfahrt war die Bremswirkung allerdings stark gemindert, da nun zwei ablaufende Bremsbacken zum Einsatz kamen. Abhilfe brachte die Duo-Duplexbremse mit zwei Doppelzylindern.

Die Servo-Bremse von 1950 wiederum baut auf der Simplexbremse mit einem Radbremszylinder auf. Sie überträgt die Reibungskraft der auflaufen-

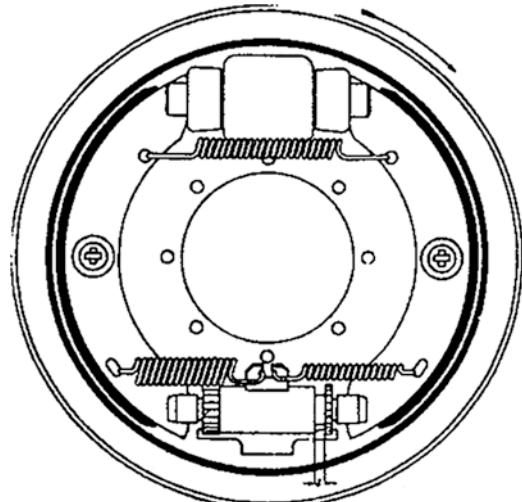


Abb. 1.10 Servo-Bremse (Vollbremse) von 1950

den Bremsbacke über ein in einer Richtung bewegliches Stützlager auf die ablaufende Bremsbacke und realisierte dadurch spürbar niedrigere Betätigungs Kräfte bei höherer Bremswirkung (Abb. 1.10). Bei Rückwärtsfahrt ist die Bremswirkung allerdings, wie bei der Duplexbremse, sehr schwach ausgebildet. Durch ein in zwei Richtungen verschiebbares Stützlager wurde dieser selbstverstärkende Effekt in beiden Drehrichtungen nutzbar, so-

dass diese „Duo-Servo“ genannte Trommelbremse sich ebenfalls als Feststellbremse eignet. In dieser Funktion wird sie heute noch oft als Feststellbremse genutzt.

## 1.4 Mehrkreis-Bremsanlagen

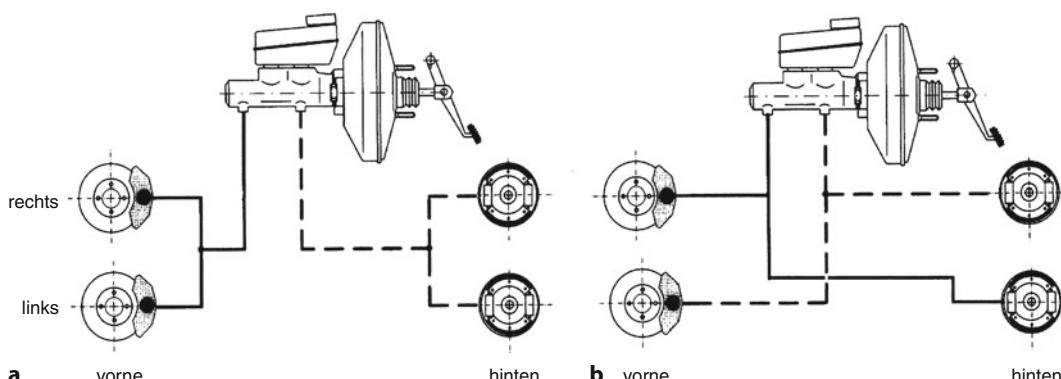
Die hydraulisch betätigte Bremsanlage war zweifellos ein gewaltiger Fortschritt gegenüber der mechanisch betätigten Bremse. Doch ihre thermische Stabilität war in den frühen Jahren nicht besonders groß. Bei starker Beanspruchung, etwa bei langen Bergabfahrten, konnte sich die Bremsflüssigkeit, die längst nicht so leistungsfähig war wie die heutige, so stark erhitzen, dass sich komprimierbare Dampfblasen bildeten. In den noch ungeteilten Bremskreisläufen der zwanziger Jahre führte der Tritt aufs Bremspedal dann nicht zur Verzögerung, da die Radbremsen mit zu wenig oder gar keinem Druck beaufschlagt wurden.

Schon seit den dreißiger Jahren fordern Gesetzgeber in aller Welt daher die Aufteilung des Bremssystems in zwei voneinander unabhängige Betriebs-Bremskreise, sodass bei Ausfall eines Kreises immer noch zwei Radbremsen funktionsfähig bleiben. Zwei Layouts setzten sich durch:

- die Schwarzweiß-Aufteilung in Vorder- und Hinterachs-Kreis (► Abb. 1.11a)
- die diagonale Aufteilung, die jeweils ein Vorderrad und ein Hinterrad kreuzweise verbindet (► Abb. 1.11b)

In den 60er-Jahren kamen an den Vorderrädern thermisch problematische Festsattel-Scheibenbremsen zum Einsatz (s. auch ► Abschn. 1.6). Durch die oberhalb der heißen Bremsscheibe gelegene hydraulische Verbindung der beiden Bremszylinder war hier die Gefahr der Dampfblasenbildung besonders groß. Bildeten sich dort Dampfblasen, blieben bei Schwarzweiß-Aufteilung zumindest noch die Hinterradbremsen funktionsfähig. Deren Bremsleistung ist zwar wegen der dynamischen Achslastverteilung geringer, doch das gefürchtete Schiefziehen unterblieb zumindest. Bei einer Diagonalaufteilung wäre in diesen Fällen die komplette Bremsanlage ausgefallen. Daher war die Schwarzweiß-Aufteilung die bevorzugte Ausführung dieser Zeit. Für die Trennung von Vorder- und Hinterachs-Bremskreis sprach auch, dass der Ausfall eines Diagonalkreises die Bremsstabilität wegen der unterschiedlichen Kräfte an Vorder- und Hinterachse erheblich mindert. Diesen Effekt des „Schiefziehens“ muss der Fahrer durch entsprechendes Gegenlenken ausgleichen.

Das Sicherheitskonzept der zwei getrennten Bremskreise führte von zwei gemeinsam betätigten Hauptbremszylindern über verschiedene Baukonzepte (parallele oder serielle Zylinderanordnung) zum heute noch üblichen Tandemhauptbremszylinder (THZ) mit seriell hintereinander gelegenen Bremszylindern. Bei ihm wirkt das Bremspedal über eine Druckstange unmittelbar auf den ersten (Primär-)Kolben und über das hydraulische Polster des ersten Bremskreises mittelbar auf den zweiten (Sekundär-)Kolben (► Abb. 1.12).



► Abb. 1.11 Zweikreisbremsanlage mit Schwarzweiß-Aufteilung (a) und diagonaler Aufteilung (b)

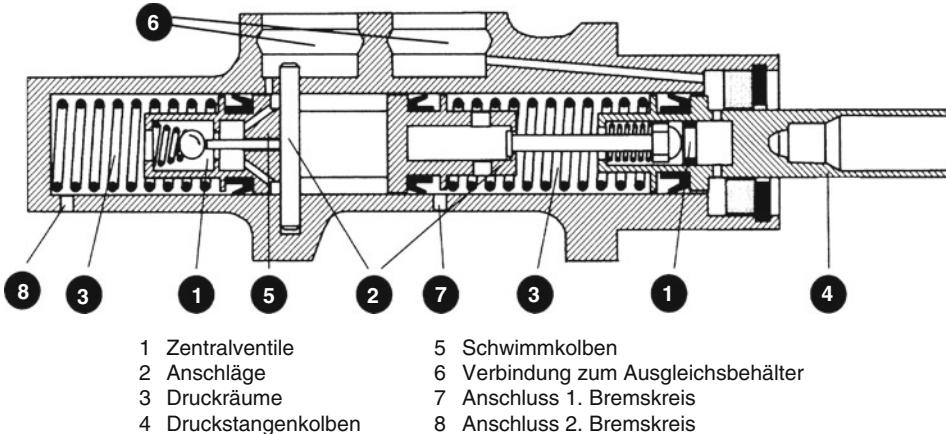


Abb. 1.12 Tandemhauptbremszylinder

## 1.5 Von der Muskelkraft- zur Fremdkraftanlage

Nach dem Zweiten Weltkrieg wurden die Autos schwerer und schneller, trotz Fortschritten im Bereich der Radbremsen wuchsen die Betätigungs Kräfte der mechanischen Bremse weiter an. Daher suchten die Ingenieure Wege, die vom Fahrer erzeugte Bremskraft im hydraulischen System zu verstärken. Die Entwicklung im Bereich der Verstärker-Bremsanlagen verlief zweigleisig. So wurden etwa Generatoren entwickelt, die auf pneumatischem oder hydraulischem Wege Überdruck erzeugen, den der Fahrer durch Betätigen des Bremspedals dosiert in das Bremssystem einleitet, ohne durch Muskelkraft selbst Bremskraft zu erzeugen. Dieses Fremdkraftbremsanlage genannte System setzte Citroën phasenweise auch in Personenvägen ein, im Nutzfahrzeugbereich ist es auch heute noch die verbreitetste Ausführung. Es wird sich – in ungleich anspruchsvollerer Ausführung – als elektrohydraulische und elektromechanische Bremse (s. ▶ Kap. 17 und ▶ Kap. 18) künftig auch im Personenvägen etablieren.

Bis dahin bleibt bei Personenvägen die Hilfskraftbremsanlage mit einem Vakuum-Bremskraftverstärker (Abb. 1.13) dominierend. Der war in Grundzügen bereits in den zwanziger Jahren erdacht, gelangte aber erst 1950 durch ein Bendix-System zum Durchbruch. Diese Hilfskraftanlage

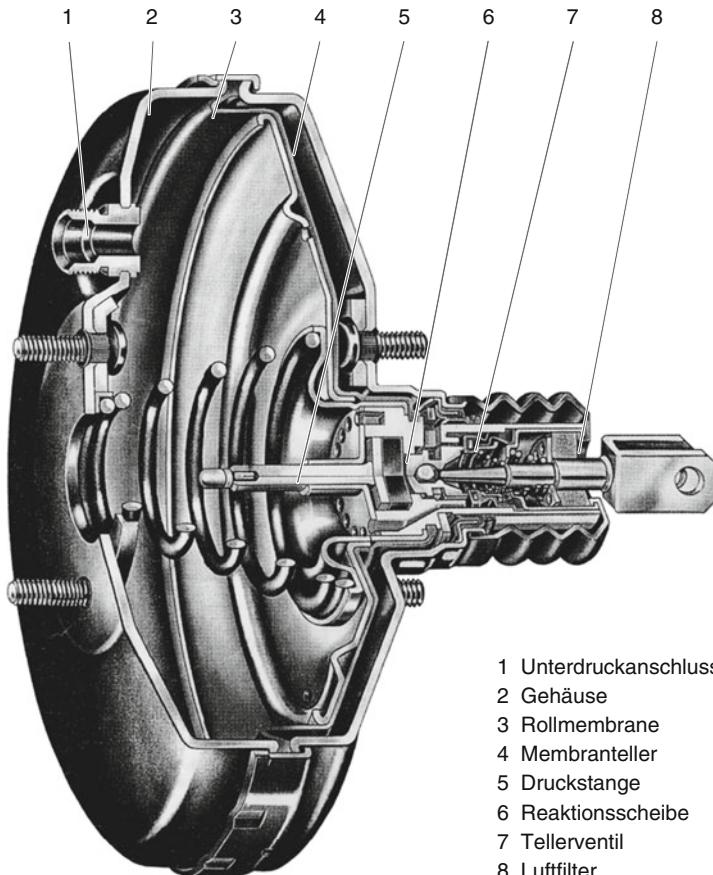
nutzt den vom Motor im Ansaugtrakt erzeugten Unterdruck als Verstärkungsmedium, das über ein vom Bremspedal angesteuertes Ventil dosiert wird und über eine Rollmembran die Hilfskraft erzeugt, die linear zur Fußkraft ansteigt. Die mechanische Bremsbetätigung über Seilzüge findet sich nur noch bei der Feststellbremse.

## 1.6 Die hydraulisch betätigte Scheibenbremse

50 Jahre nach ihrer Erfindung meldete sich die bis dahin vernachlässigte Scheibenbremse eindrucksvoll zurück: 1953 fuhr Jaguar mit dem D-Type Rennwagen beim 24-Stunden-Klassiker von Le Mans einen eindrucksvollen Doppelsieg ein. Großen Anteil daran hatten von Dunlop entwickelte Scheibenbremsen, die ein späteres Anbremsen der Kurven erlaubten.

Die Scheibenbremse war bis dahin nicht vergessen, wohl aber ohne viel Nachdruck verfeinert und nur sporadisch eingesetzt worden – nicht selten als Getriebebremse in leichten Personen- oder Lastwagen. Vollbelagbremsen, bei denen die Bremsbeläge die gesamte Fläche der Scheibe nutzen, wurden seit 1930 von Goodyear in den USA für den Einsatz in Flugzeugen entwickelt; 1940 erhielt der Deutsche Hermann Klaue das Patent auf eine Vollbelags-Scheibenbremse mit Selbstverstärkung und umlaufendem Bremsgehäuse (Abb. 1.14), die auch

## 1.6 · Die hydraulisch betätigte Scheibenbremse



**Abb. 1.13** Vakuum-Bremskraftverstärker

in Flugzeugen und Kampfpanzern zum Einsatz kam. Chrysler baute ab 1949 in sein Spitzenmodell Crown Imperial Vollbelag-Scheibenbremsen von Ausco-Lambert ein, die auf Klaue-Patenten beruhten.

Vollbelag-Bremsen waren allerdings teuer in der Herstellung und hatten gravierende Probleme, was die Abdichtung und die Kühlung der Beläge anbetrifft. So konzentrierte sich das Interesse weltweit auf die von Jaguar beim Le Mans Sieg benutzten Teilbelag-Scheibenbremsen, die Dunlop 1957 auf der Internationalen Automobilausstellung IAA in Frankfurt in serienreifem Zustand zeigte (**Abb. 1.15**).

An den Vorderrädern setzte sich diese Bremse seit den sechziger Jahren rasch durch, da die Schwächen der Trommelbremse immer deutlicher

zu Tage traten: Temperaturprobleme, Verzug und Fading durch die windgeschützte Montageposition tief in den Felgen hinter Kotflügeln und Karosserieblechen, dazu Reibwertschwankungen, schlechte Dosierbarkeit, Verschleiß und Quietschen. An den thermisch weniger problematischen Hinterrädern blieb die Scheibenbremse noch für viele Jahre die Ausnahme. Pioniere waren hier Lancia Flavia und Fiat 2300 sowie die Mercedes-Benz Modelle 300 SE/SEL, die schon 1961 serienmäßig mit Scheibenbremsen an allen vier Rädern ausgerüstet wurden.

Zu Beginn der siebziger Jahre ließen sich die Vorteile der diagonalen Bremskreisaufteilung (höhere Bremseistung durch zumindest eine funktionstüchtige Vorderradbremse bei Ausfall eines Bremskreises) wieder ohne das Risiko eingeschränkter Fahrstabilität nutzen. Entscheidend für

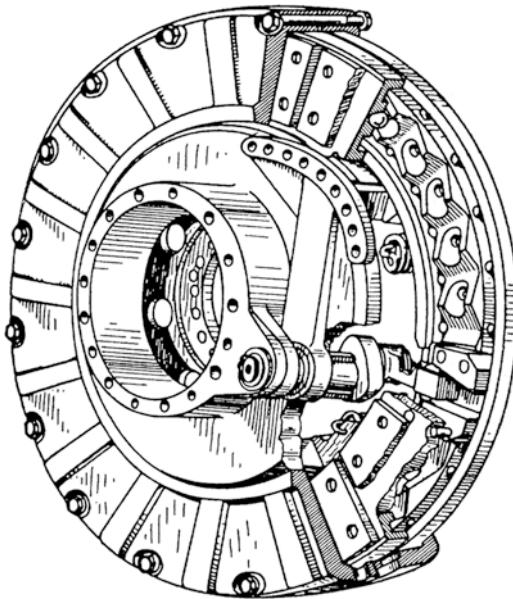


Abb. 1.14 Klaue-Vollbelag-Scheibenbremse mit Selbstverstärkung, 1940

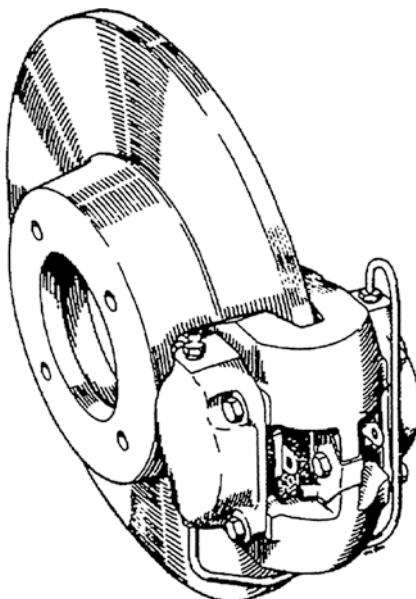


Abb. 1.15 Dunlop Festsattel-Scheibenbremse, 1955

das Revival dieses Layouts war die Entwicklung des negativen Lenkradius. Durch eine spezielle Ausführung der vorderen Radaufhängung

wird das Vorderrad dabei durch die Bremskraft so eingelenkt, dass es dem bremseninduzierten Schiefeziehen des Fahrzeugs entgegenwirkt (Abb. 1.16).

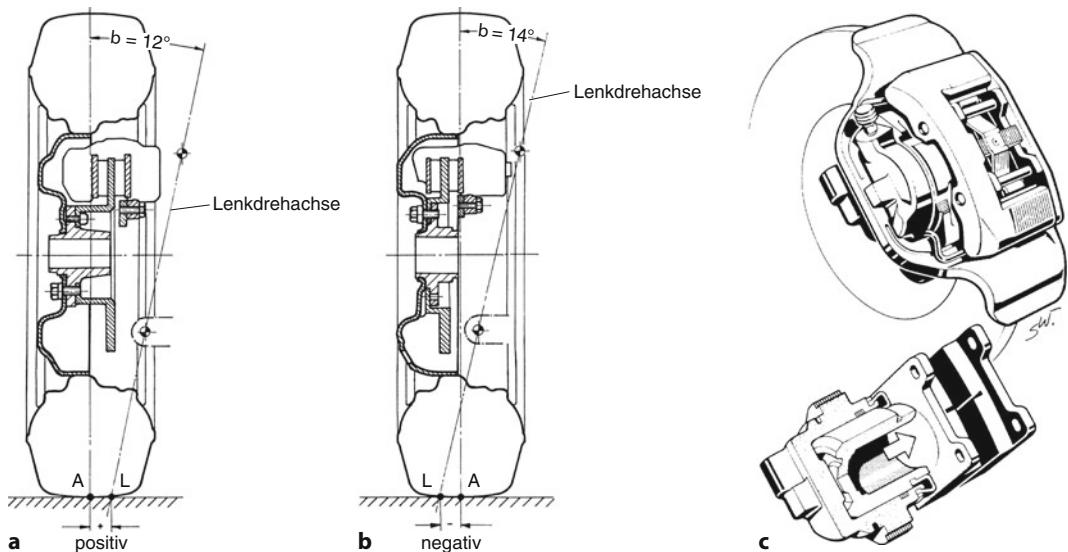
Die Hinwendung zur diagonalen Aufteilung resultierte auch aus dem Umstand, dass manche Fahrzeuge mit Schwarzweiß-Bremskreisauflösung die gesetzlich geforderte Mindestverzögerung bei Ausfall des Vorderrad-Bremskreises wegen einer ungünstigen Achslastverteilung nicht erreichten. Die Schwarzweiß-Aufteilung wurde bis dahin bevorzugt, weil Festsattel-Scheibenbremsen bei hoher Beanspruchung zur Dampfblasenbildung neigten. Die Gefahr der Dampfblasenbildung schwand jedoch mit der Entwicklung von Scheibenbremsen in schwimmender Ausführung mit nur einem Bremszylinder (Abb. 1.16). Durch den Wegfall des felgenseitigen Bremszylinders erlaubte diese Schwimmrahmen- oder Schwimmfaustsattel-Bremse bei wesentlich verbesserter thermischer Stabilität den vom negativen Lenkradius geforderten tieferen Einbau in der Radfelge – ein Vorteil, der besonders bei Kleinwagen mit kleinen Felgenschüsseln zum Tragen kam.

1978 löste der Faustsattel (s. Abb. 7.29) den Schwimmrahmensattel ab: Er wies bei vergleichbar kompakten Baumaßen eine höhere Steifigkeit auf und ist heute die weltweit am weitesten verbreitete Scheibenbrems-Bauform.

## 1.7 Elektronische Bremsregelsysteme

Simple Systeme zur Regelung der Radbremskräfte waren bereits 1908 erdacht. In diesem Jahr ließ sich J.E. Francis einen Gleitschutzregler für den Einsatz in Eisenbahnen patentieren. Entwicklungen für Kraftfahrzeuge begannen um 1928 mit der Patentanmeldung von Karl Wessel auf Basis eines trägeheitsmassengesteuerten mechanisch-hydraulischen Reglers. Elektronische ABS-Regler mit analoger Schaltungstechnik wurden erstmals nach Ende des Zweiten Weltkrieges in den USA verwendet.

Das Dunlop Maxaret Anti-Skid im englischen Jensen Typ C-V8 FF von 1965 mit Allradantrieb und Vierrad-Scheibenbremsen war das erste serienmäßig in einem Personenwagen verbauten Einkanal-ABS. Ein Drehverzögerungsfühler auf Trägheitsmassenbasis am Verteilergetriebe regis-



**Abb. 1.16** Positiver (a) und negativer (b) Lenkradrollradius, c ATE Schwimmrahmen-Scheibenbremse. Erster Einsatz 1972 im Audi 80

trierte schnell auftretende Achsdrehzahländerungen und betätigte einen Schalter, der ein elektropneumatisches Umsteuerventil bestromte. Dadurch wurde die Verstärkungskraft am Vakuumbremssystemverstärker aufgehoben.

Zur heutigen Regelgüte gelangte das Antiblockiersystem, das Fritz Oswald bereits in seiner Diplomarbeit von 1940 als Bremsschlupfregler skizziert hatte, allerdings erst Ende der siebziger Jahre, als digitale, frei programmierbare Elektronik, robuste, weil berührungslose Raddrehzahlsensoren und schnelle hydraulische Schaltventile zur Verfügung standen. Diese Komponenten erlaubten es, den Schlupf im System Reifen – Fahrbahn stets im Bereich des maximalen Kraftschlussbeiwertes zu halten. 1978 gelang diesem ersten elektronisch geregelten Bremsregelsystem der großserientechnische Durchbruch im Mercedes-Benz Pkw.

Nach der Regelung des Bremsschlupfes gelang 1987 auch die Regelung des Antriebsschlupfes. Durch Abbremsen eines beim Anfahren durchdrehenden Rades wird das Motormoment mittels des Differentialgetriebes zum zweiten Rad der angetriebenen Achse lenkt. Diese Regelung des Antriebsschlupfes durch reinen Bremseneingriff (daher die Bezeichnung B-ASR, Brems-An-

triebsschlupfregelung) dient in der Regel nur als Anfahrhilfe bei niedrigen Geschwindigkeiten. Da ihre Wirkung in etwa der einer Differenzialsperre entspricht, wird sie heute auch EDS (elektronische Differenzialsperre) genannt.

Anfang der neunziger Jahre war die am weitesten entwickelte Antriebsschlupfregelung serienreif: Diese ASR greift nicht nur auf die Radbremsen zu, sondern drosselt über eine Schnittstelle zur Motor-Elektronik auch das Motormoment. Dadurch wird verhindert, dass Motor und Radbremse während eines Regelvorgangs kontraproduktiv gegeneinander arbeiten. Anders als die EDS ist diese ASR auch bei hohen Geschwindigkeiten wirksam.

Um 1994 zog die elektronische Bremskraftverteilung (EBV) in Serienfahrzeuge ein. Sie erfasst Schlupfunterschiede zwischen den Rädern der Vorder- und der Hinterachse mittels der ABS-Raddrehzahlsensoren und regelt den weiteren Aufbau von Bremsdruck an der Hinterachse ab. Die EBV löste die mechanisch-hydraulischen Bremskraftminderer ab, die seit etwa 1950 – zusammen mit der im Bremssystem installierten Bremskraftverteilung – ein Überbremsen der durch die dynamische Achslastverlagerung entlasteten Hinterräder verhindern sollten.

1995 revolutionierte das elektronische Stabilitätsprogramm ESP die Sicherheitstechnologie im Fahrzeubau. Mittels Sensoren für Querbeschleunigung, Lenkradwinkel, Gierrate der Karosserie und Raddrehzahlen errechnet dieses System den vom Fahrer gewünschten Kurs und gleicht ihn kontinuierlich mit der tatsächlichen Bewegungsrichtung des Fahrzeugs ab. Klaffen Fahrerwunsch und Fahrzeugverhalten kritisch auseinander, bremst ESP eines oder mehrere Räder gezielt ab und/oder drosselt das Motormoment. Die daraus resultierende Giermomentenkontrolle erfolgt autonom, das heißt: ohne dass der Fahrer durch Betätigung der Bremse einen Impuls geben muss. Die zum Bremseneingriff benötigte Hilfskraft wird durch die ABS-Pumpe erzeugt. In den Anfängen des ESP wurde insbesondere bei großen Bremsanlagen die Pumpe zur Sicherstellung einer ausreichenden Bremsdruckaufbaudynamik zusätzlich durch einen aktiven Vakuumbremskraftverstärker oder eine so genannte Vorladepumpe unterstützt. Mittlerweile sind die ABS-Pumpen so leistungsfähig, dass eine sog. „Vorladung“ nicht mehr erforderlich ist, ein Umstand, der zu einer erheblichen Reduzierung der Systemkosten beitrug und damit die großserienmäßige Marktdurchdringung dieser segensreichen Erfindung erst ermöglichte.

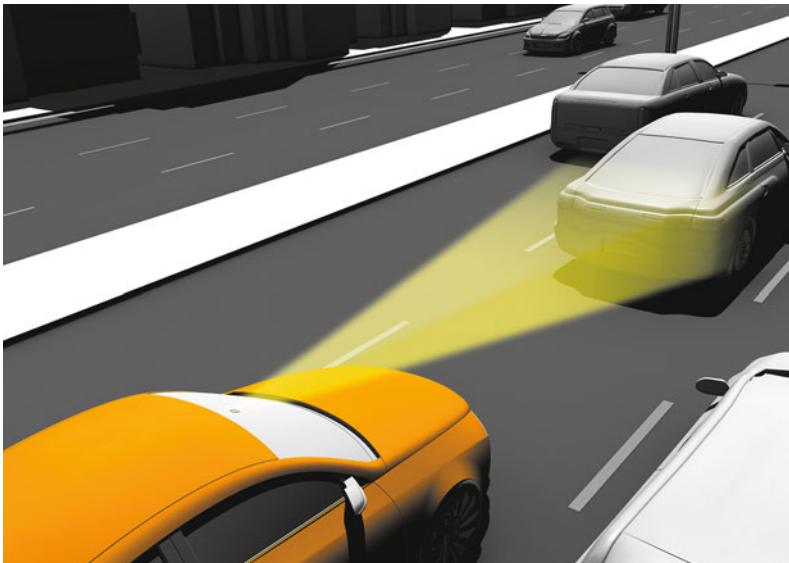
1996 ging der Bremsassistent BAS in Serie, der bei einer durch den Fahrer zu zögerlich oder zu kraftlos eingeleiteten Notbremsung autonom maximalen Bremsdruck bereitstellt. Hierzu wertet eine Elektronik Pedalweg und Betätigungsgeschwindigkeit aus und öffnet ein elektromagnetisches Ventil im Bremskraftverstärker, wenn das Bewegungsprofil des Bremspedals den Bedarf einer Notbremsung erkennen lässt. Atmosphärischer Außendruck wirkt nun auf die Rückseite der Membran, und diese Hilfskraft überlagert die vom Fahrer eingeleitete Bremskraft – maximaler Bremsdruck wird damit bereitgestellt. Eine zweite Bauform ist der rein mechanische Bremsassistent, der in der primären Phase der Notbremsung mit der dort eingeschalteten hohen Pedalbetätigungsgeschwindigkeit maximalen Bremsdruck bereitstellt, indem er die Massenträgheit bewegter Teile im Bremskraft-

verstärker nutzt, um das Ventil in voll geöffneter Stellung temporär zu verriegeln.

Fahrerassistenzsysteme (sog. FAS) machen den Straßenverkehr insgesamt sicherer und tragen dazu bei, dass der Fahrer entspannt ans Ziel kommt. Sie agieren diskret im Hintergrund, als Einzelfunktion oder vernetzt. Fortschrittliche Systeme, sog. ADAS (Advanced Driver Assistance Systems) verwenden Umfeldsensoren – Kamera, Infrarot oder Radar – und gewährleisten vorausschauend ein Höchstmaß an Sicherheit. Sobald eine Gefahr erkannt wird, stehen sie dem Fahrer hilfreich zur Seite, vom Warnhinweis bis hin zum Eingriff in das Fahrgeschehen. Sie tragen entscheidend zur Unfallvermeidung bei und helfen damit, Leben zu retten.

Die elektronische Regelbremse in ihrer höchsten Ausprägung findet sich in der fremdansteuerbaren Komfortbremse der adaptiven Geschwindigkeitsregelung ACC (Adaptive Cruise Control) und im Notbremsassistenten EBA-City (Abb. 1.17). Die ACC reguliert die Fahrzeuggeschwindigkeit abhängig von der zuvor eingestellten Wunschgeschwindigkeit und dem Abstand zum voraus fahrenden Fahrzeug, das mittels Bugradar detektiert wird. Wird der Sicherheitsabstand zu gering, drosselt ACC das Motormoment und/oder bremst das Fahrzeug selbsttätig ab. Hierbei sind nur schwache Verzögerungen ( $0,2\text{--}0,3\text{ g}$  max.) zugelassen. Der Fahrer wird durch entsprechende Signale zum aktiven Eingreifen aufgefordert, falls die Fahrsituation eine stärkere Bremsung erfordert. Zur vorgewählten Wunschgeschwindigkeit kehrt ACC automatisch zurück, sobald die benutzte Fahrspur wieder frei ist. Um dieses Abbremsen möglichst diskret zu gestalten, fand in den Anfängen des ACC der aktive Bremskraftverstärker Verwendung, wie er auch für die Bremsassistent-Funktion eingesetzt wurde, da er in der Lage ist, autonom Drücke in quasianaloger Form komfortabel und nahezu geräuschlos aufzubauen. Durch Fortschritte in der Pumpenbauform und deren elektronischer Ansteuerung ist es mittlerweile möglich, den für ACC notwendigen „quasianologen“ Bremsdruckaufbau allein über die Pumpe zu bewerkstelligen.

In der Stadt ereignen sich die meisten Aufzahrunfälle. Ein auf diesen Unfalltyp speziell zu-



■ Abb. 1.17 Notbremsung mittels eines Nahbereichsabstandssensors

geschnittener Nahbereichsabstandssensor kann, je nach Ausprägung, diese bis zu einer Geschwindigkeit von ca. 30 km/h verhindern bzw. deren Folgen minimieren. Das ausgesprochen günstige Kosten-Nutzen Verhältnis bei insgesamt geringem Einstandspreis hat es ermöglicht, diesen aktiven Auffahrschutz auch in kleinsten Fahrzeugmodellen anzubieten.

Für die aktuelle Generation an Nutzfahrzeugen ist der Notbremsassistent mittels Radar bereits verfügbar. Bei einem drohenden Auffahrunfall wird eine automatische Bremsverzögerung ausgelöst. Der Gesetzgeber hat reagiert und schreibt für schwere Nutzfahrzeuge und Busse dieses System in Europa ab dem 1. November 2015 verbindlich vor.

## Literatur

---

1. Vereinigte Motor-Verlage GmbH & Co. KG: mot Sonderdruck aus Nr. 23/96 Stuttgart
2. Das Beste Reader's Digest: Unser 20. Jahrhundert, Bahnbrechende Erfindungen. Verlag das Beste GmbH, Stuttgart (1998)
3. Eckermann, E.: Dynamik beherrschen, eine Chronik im Zeichen des Fortschritts. Alfred Teves GmbH, Frankfurt (1986)
4. Rieth, P., Drumm, S., Harnischfeger, M.: Elektronisches Stabilitätsprogramm: die Bremse, die lenkt. Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech (2001)
5. Rieth, P.: Autonome Bremssysteme. Continental Teves AG & Co. oHG, Frankfurt (1999)
6. Rieth, P.: Brake by Wire: Bremsestechnologie im Wandel. Continental Teves AG & Co. oHG, Frankfurt (1999)

# Grundlegendes zum Bremsvorgang

*Claus Wolff*

- 2.1      **Bremsung als Fahraufgabe – 16**
  - 2.2      **Besonderheiten des Bremsvorgangs – 17**
  - 2.3      **Anhalteweg – 19**
  - 2.4      **Bremsstabilität und Bremskraftverteilung – 21**
  - 2.5      **Ausfallsicherheit – 24**
- Literatur – 25**

Im Jahre 1885 lag bei dem von Wilhelm Maybach und Gottlieb Daimler gebauten berühmten „Reitwagen“ die bauartbedingte Höchstgeschwindigkeit bei 12 km/h. Die Reibwerte im Antriebsstrang waren damals noch so hoch, dass auch ohne Betätigung der Bremse das Fahrzeug effektiv verzögerte. So spielte die Bremse nur eine untergeordnete Rolle. Die Entwicklung konzentrierte sich zu dieser Zeit vornehmlich auf die Erhöhung der Motorleistung. Diese Gegebenheiten haben sich heute deutlich verändert. Ein Pkw mit etwa 100 kW Motorleistung und einer Höchstgeschwindigkeit von 200 km/h entwickelt heute eine Bremsleistung von mehr als 800 kW.

## 2.1 Bremsung als Fahraufgabe

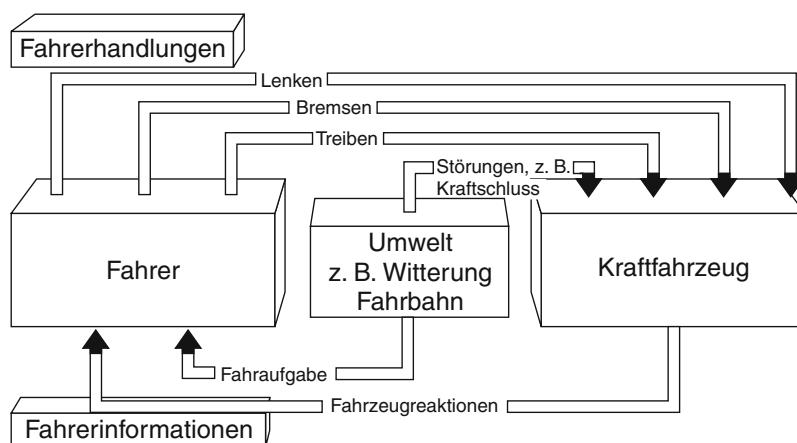
Das besondere Merkmal für den Betrieb eines Automobils im Straßenverkehr ist das Spannungsverhältnis zwischen den zwei Freiheitsgraden der Bewegung in Längs- und Querrichtung und dem stark eingeschränkten Bewegungsspielraum auf der Straße selbst. Nach der Betrachtungsweise der Regelungstechnik findet das Führen eines Kraftfahrzeugs mit Beschleunigen, Bremsen und Lenken in einem geschlossenen Regelkreis statt, □ Abb. 2.1. In diesem Regelkreis kann das Fahrzeug als Regelstrecke, der Fahrer als Regler und die Verkehrs-

Umwelt als Informations- und Störungsquelle angesehen werden, siehe auch ▶ Kap. 4.

Der Fahrer hat die Aufgabe, den Istkurs des Fahrzeugs mit dem Sollkurs in Übereinstimmung zu bringen. Er kann seine Aufgabe als Regler jedoch nur so lange erfüllen wie sich das System aus Fahrzeug und Fahrbahn in einem steuerbaren Zustand befindet, d. h. bei Nichtüberschreiten der physikalischen Grenzbedingungen. Die Auflösung dieses Spannungsverhältnisses sei am Beispiel der unfallträchtigen Fahrsituation „Aquaplaning“ verdeutlicht. Die Fahraufgabe lautet hier: „Passieren eines mit einem Wasserfilm benetzten Fahrbahnstückes“.

Aus Kenntnis über diesen Straßenzustand handelt der Fahrer zunächst aus Erfahrung und reduziert die Geschwindigkeit seines Fahrzeugs – er bremst. Das Fahrzeug reagiert auf diese Fahrerhandlung, darüber hinaus aber auch auf die umweltbedingte Störung, das Absinken des Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn.

Dosiert der Fahrer nun falsch, bremst er z. B. zu schwach, so kann das Fahrzeug infolge zu hoher Geschwindigkeit aufschwimmen, es kommt zum so genannten Aquaplaning. Dieser Vorgang erfolgt in der Regel nicht schlagartig an allen Rädern gleichzeitig. Aus den Reaktionen des Fahrzeugs – wie Schlägen in der Lenkung – erhält der Fahrer Informationen über den gegenwärtigen Fahrzustand



□ Abb. 2.1 Regelkreis Fahrer – Fahrzeug – Umwelt. (Quelle: Verfasser [1])

## 2.2 · Besonderheiten des Bremsvorgangs

und kann korrigierend eingreifen durch gefühlvolles Gegenlenken und Bremsen.

Hat er jedoch zu stark gebremst, so ist wegen des bei nasser Fahrbahn stark reduzierten Kraftschlusses ein Blockieren der Räder wahrscheinlich. Dieser Zustand wird ihm über Fahrzeugreaktionen – wie Schleudern und Verlust der Lenkbarkeit – signalisiert, was ihn sofort zum Loslassen des Bremspedals veranlassen sollte. Dieses Umsetzen von Fahrerinformationen in Fahrerhandlungen muss jeweils sehr schnell und insbesondere fehlerfrei erfolgen.

Aus dem Beschriebenen wird deutlich, dass der Fahrer in einer für ihn überraschenden Ausnämelage, z. B. einer Pre-Crash-Situation, überfordert sein kann bzw. sein wird, muss er doch dann zusätzlich weitere Informationen richtig einschätzen und so in dosierte Betätigungs Kräfte umsetzen, dass das Gesamtsystem stabil bleibt.

Erschwerend kommt für den Fahrer hinzu, dass er in der Regel für die Beherrschung solch schwieriger Situationen weder ausgebildet noch darin geübt ist, weil sie zum Glück ja selten sind. Hier kann die Unfall-Vermeidungschance deutlich durch ein gezieltes Sicherheitstraining gesteigert werden. Im gleichen Sinne wirken auch die heute verfügbaren Fahrerassistenzsysteme, die immer dann unterstützend eingreifen, wenn der Mensch als Regler an seine Grenzen gelangt und die Gefahr besteht, dass er überfordert werden könnte. Etabliert haben sich hier in den vergangenen drei Jahrzehnten hauptsächlich Längsschlupfregelsysteme. In Ergänzung hierzu finden sich seit 1995 zunehmend jedoch auch Regelsysteme, die den Querschlupf berücksichtigen und dabei so arbeiten, dass der Systemeingriff zur Radschlupfänderung nicht nur parallel zu einer Fahreraktivität, sondern auch unabhängig vom Fahrer stattfinden kann.

## 2.2 Besonderheiten des Bremsvorgangs

Aus der Darstellung des Regelkreises ging hervor, dass eine Behandlung des Gesamtsystems Fahrer – Fahrzeug – Umwelt sehr komplex ist und damit leicht unübersichtlich wird. Deshalb soll im Folgenden nur auf einige Besonderheiten des Bremsvorgangs eingegangen werden:

Die Bremsanlagen eines Kraftfahrzeugs dienen zu folgenden Zwecken:

- Festhaltebremsung, d. h. Verhüten unerwünschter Bewegung des ruhenden Fahrzeugs
- Beharrungsbremsung, d. h. Verhindern unerwünschter Beschleunigung bei Talfahrt
- Verzögerungsbremsung, d. h. Verringern der Geschwindigkeit, ggf. bis zum Stillstand des Fahrzeugs

Die Festhaltebremsung ist ein einfaches Kraftproblem. Das Fahrzeug muss gegenüber der Fahrbahn mit einer bestimmten Umfangskraft festgehalten werden, damit es auf abschüssiger Straße nicht wegrollt oder in der Ebene unerwünscht verschoben wird.

Bei Gefällefahrt mit konstanter Geschwindigkeit, der sog. Beharrungsbremsung muss das Bremsmoment durch den Antriebsmotor als Schleppmoment aufgebracht werden. Reicht das Moment nicht aus oder ist wie bei Anhängefahrzeugen kein Motor vorhanden, so müssen hydraulische oder elektrische Verlangsamer, so genannte Retarder, – falls vorhanden – zugeschaltet werden oder die Reibungsbremsen betätigt werden.

Höhere Verzögerungen und die Abbremsung bis zum Stillstand können nicht mit der Motorbremse und auch nicht mit Retardern erreicht werden, sondern der Fahrer muss für eine Verzögerungsbremsung die Betriebsbremsanlage betätigen, wodurch die Räder in der Regel durch Reibungsbremsen abgebremst werden. Bei diesem Vorgang müssen zwischen Reifen und Fahrbahn Reibungskräfte übertragen werden. Die Gesetzmäßigkeiten des Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn sind anders als die der klassischen Reibung zwischen festen Körpern, weil es sich beim Reifen um einen elastischen Körper handelt. Kritische Fahrsituationen entstehen immer dann, wenn die Haftung zwischen Reifen und Fahrbahn verloren geht.

Wenn die am Rad wirkenden Verzögerungskräfte die Haftgrenze zwischen Reifen und Fahrbahn überschreiten, tritt beim Bremsen Blockieren auf, d.h. es tritt zwischen Reifen und Fahrbahn ein Gleiten auf. Das Maß für den Gleitanteil der Abrollbewegung in Längsrichtung ist der Schlupf. Für den Bremsvorgang hat sich folgende Definition des Umfangsschlupfes eingebürgert, die zu positiven Zah-

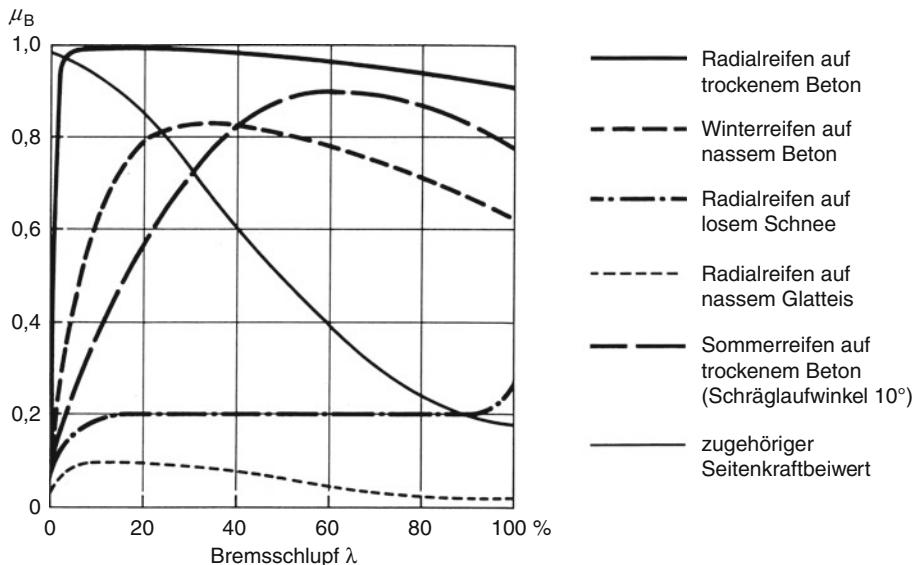


Abb. 2.2 Kraftschlussbeiwert  $\mu_B$  in Abhängigkeit vom Bremsschlupf  $\lambda$ . (Quelle: Verfasser [1])

lenwerten zwischen 0 und 1 (bzw. 0 bis 100 %) für den Bereich von „frei rollend“ bis „blockiert“ führt:  $\lambda = (v - r_{\text{dyn}} \cdot \omega_R)/v$  mit  $r_{\text{dyn}}$  = dynamischer Reifenradius,  $\omega_R$  = Radwinkelgeschwindigkeit und  $v$  = Fahrzeuggeschwindigkeit. Der dynamische Reifenradius ist der wirksame Abrollradius des Rades. Er kann nur indirekt aus der zurückgelegten Strecke und der Anzahl der Radumdrehungen bestimmt werden.

Abb. 2.2 zeigt einige typische Verläufe des Kraftschlussbeiwertes  $\mu_B$  als charakteristische Größe für die Umfangskraftübertragung in Abhängigkeit vom Bremsschlupf  $\lambda$  auf unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen.

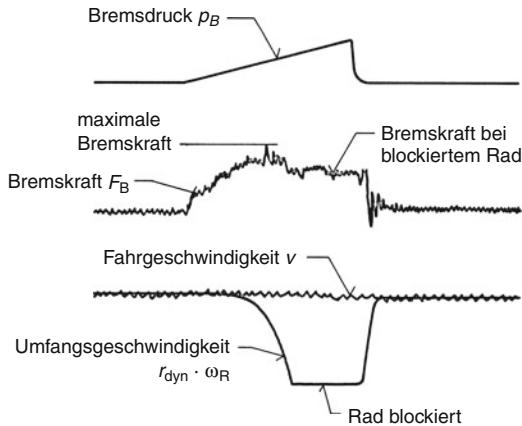
Auf griffigen Fahrbahnoberflächen steigt der ausgenutzte Kraftschlussbeiwert mit zunehmendem Schlupf zunächst bis zu einem Maximalwert an und fällt dann bis auf den Gleitbeiwert bei 100 % Schlupf ab. Die maximale Kraftschlussbeanspruchung (Grenze des stabilen Bereichs) ist durch die Haftreibungszahl  $\mu_{\text{haft}}$  gegeben. Der Bereich zwischen Haftreibungszahl  $\mu_{\text{haft}}$  und Gleitreibungszahl  $\mu_g$  (100 % Schlupf) ist der instabile Bereich, d. h. dass der Schlupf nach Überschreiten des Kurvenmaximums unmittelbar auf 100 % anwächst und das Rad in den Gleitzustand übergeht. Die beson-

dere Gefahr dieser Situation besteht darin, dass im instabilen Bereich mit dem Abbau der übertragbaren Längskräfte am Reifen grundsätzlich auch ein Verlust der übertragbaren Seitenführungskräfte einhergeht, siehe Abfall des zugehörigen Seitenkraftbeiwerts in Abb. 2.2. Wird die Stabilitätsgrenze eines oder mehrerer Räder durch zu hohen Schlupf überschritten, hat dies bei Hecktrieблern den Verlust der Fahrstabilität bzw. bei Fronttrieблern den Verlust der Lenkfähigkeit zur Folge.

Auf rutschigen Fahrbahnen unterscheiden sich maximaler Kraftschlussbeiwert und Gleitbeiwert nur marginal voneinander. Der Zusammenhang zwischen Umfangsschlupf und Kraftschlussbeiwert  $\mu$  für die Umfangsrichtung hängt nicht nur von der Beschaffenheit der Fahrbahnoberfläche (trocken, nass, verschmutzt, vereist, verschneit etc.), sondern auch von der Beschaffenheit (Konstruktion, Verschleißzustand etc.) des Reifens sowie der gegebenen Radlast und der gefahrenen Geschwindigkeit ab.

Um den jeweils vorhandenen Haftbeiwert voll auszunutzen und damit den kürzestmöglichen Bremsweg zu erzielen, muss der Fahrer beim Tritt auf das Bremspedal seine Fußkraft so dosieren, dass bei der Ausgangsgeschwindigkeit der Haftbei-

### 2.3 · Anhalteweg

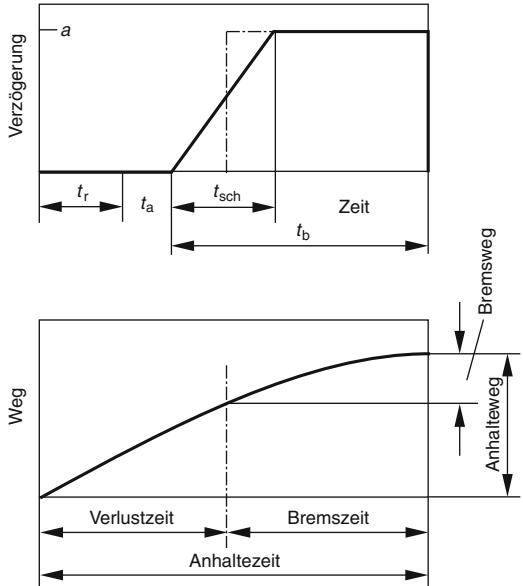


**Abb. 2.3** Blockievorgang beim Bremsen. (Quelle: Verfasser [1])

wert an den Rädern gerade erreicht wird und im Verlauf des Bremsvorgangs mit abnehmender Geschwindigkeit durch entsprechend stärkeres Treten das Anwachsen des Haftbeiwertes in Verzögerungs- und damit Bremsweggewinn umgesetzt wird. Tritt der Fahrer zu schwach, so ist die erzielte Verzögerung kleiner als maximal möglich; tritt er zu stark, so besteht Blockiergefahr für die Räder, die Verzögerung ist wegen des nun maßgeblichen Gleitbeiwertes ebenfalls geringer als bei optimaler Kraftschlussausnutzung. **Abb. 2.3** zeigt den typischen Verlauf der Bremskraft  $F_B$  und weiterer charakteristischer Größen für einen solchen Vorgang.

## 2.3 Anhalteweg

Entscheidend aus dem Blickwinkel der Verkehrssicherheit im Sinne von Unfallvermeidung ist letztlich die Frage, wann und wo ein Fahrzeug im Notfall zum Stehen kommt. Man muss dabei zwischen Anhalteweg und Bremsweg unterscheiden; ersterer wird ganz maßgeblich vom Fahrer mitbestimmt, letzterer spiegelt dagegen die Eigenschaften und Leistungsfähigkeit der Bremsanlage wider und ist der letzte Abschnitt des Anhalteweges. Der Anhalteweg setzt sich aus den zurückgelegten Wegstrecken während der Reaktionsdauer  $t_r$  und der Bremsenansprechdauer  $t_a$  bei konstanter Fahrgeschwindigkeit  $v$  sowie der Strecke während der



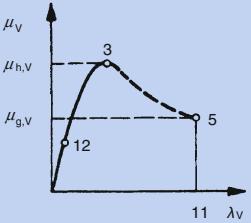
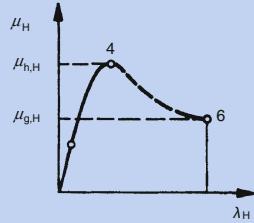
**Abb. 2.4** Verzögerung und Anhalteweg beim Bremsvorgang. (Quelle: Verfasser [1])

Bremswirkung  $t_b$  zusammen. Die Vollverzögerung  $a$  wird in der Bremsenschwellzeit  $t_{sch}$  erreicht. Näherungsweise betrachtet man die halbe Schwelldauer als vollverzögert und rechnet die andere Hälfte den Zeiten ohne Verzögerung, der Verlustzeit, zu, s. **Abb. 2.4** und **Abschn. 4.2**.

Die Reaktionsdauer beinhaltet die Zeitspanne von der Wahrnehmung eines Hindernisses, der Entscheidung des Fahrers und dem Umsetzen des Fußes vom Gaspedal auf das Bremspedal einschließlich der Dauer für die Überwindung des Spieles am Bremspedal. Die Reaktionszeit ist nicht konstant, sondern bewegt sich je nach körperlicher Verfassung, geistiger Disposition und Konzentrationsvermögen von 0,5 bis zu 2 Sekunden. Unter normalen Umständen ist etwa eine Sekunde, die so genannte Schrecksekunde, ein realistischer Wert. Man bedenke, dass bei einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h während dieser Zeit noch eine Wegstrecke von rund 28 m ungebremst zurückgelegt wird.

Die Betätigungs- und Übertragungseinrichtung sowie die Bremse selbst und deren momentaner Zustand bestimmen die Bremsenansprech- und Bremsenschwelldauer. Die Dynamik von Pkw-Bremsanlagen zeigt hier üblicherweise Werte für

Tabelle 2.1 Unterschiedliche Abbremsungsfälle. (Quelle: Mitschke und Wallentowitz [2])

Fall	Vorderräder (VR)	Hinterräder (HR)	Abbremsung	Bemerkungen
				<b>VR = Vorderräder</b> <b>HR = Hinterräder</b> $\mu_h \rightarrow \mu_{\text{haft}}$
1	$\mu_V < \mu_{h,V}$ (Pkt. 1)	$\mu_H < \mu_{h,H}$ (Pkt. 2)	$z < z_{\text{grenz}}$	übliche Bremsung
2a	$\mu_V < \mu_{h,V}$ (Pkt. 1)	$\mu_H = \mu_{h,H}$ (Pkt. 4)	$z < z_{\text{grenz}}$	HR an Kraftschlussgrenze, Grenze der Stabilität
2b	$\mu_V = \mu_{h,V}$ (Pkt. 3)	$\mu_H < \mu_{h,H}$ (Pkt. 2)	$z < z_{\text{grenz}}$	VR an Kraftschlussgrenze, Grenze der Lenkfähigkeit
3	$\mu_V = \mu_{h,V}$ (Pkt. 3)	$\mu_H = \mu_{h,H}$ (Pkt. 4)	bei $\mu_{h,V} = \mu_{h,H} = \mu_h$ $z = z_{\text{grenz}} = \mu_h$	alle Räder an Kraftschluss- grenze, größtmögliche Abbremsung
4a	$\mu_V < \mu_{h,V}$ (Pkt. 3, 1)	$\mu_H < \mu_{g,H}$ (Pkt. 6)	$z < z_{\text{grenz}}$	HR blockieren, Fahrzeug instabil <sup>a</sup>
4b	$\mu_V = \mu_{g,V}$ (Pkt. 5)	$\mu_H < \mu_{h,H}$ (Pkt. 2, 4)	$z < z_{\text{grenz}}$	VR blockieren, Fahrzeug nicht lenkfähig <sup>a</sup>
5	$\mu_V = \mu_{g,V}$ (Pkt. 5)	$\mu_H = \mu_{g,H}$ (Pkt. 6)	bei $\mu_{g,V} = \mu_{g,H}$ $z = z_g < z_{\text{grenz}}$	alle Räder blockieren, Fahr- zeug rutscht geradeaus

<sup>a</sup> Erklärung in ► Abschn.2.4.

$t_a + t_{\text{sch}}/2$  von 0,2 Sekunden; gesetzlich zulässig sind bis zu 0,36 Sekunden.

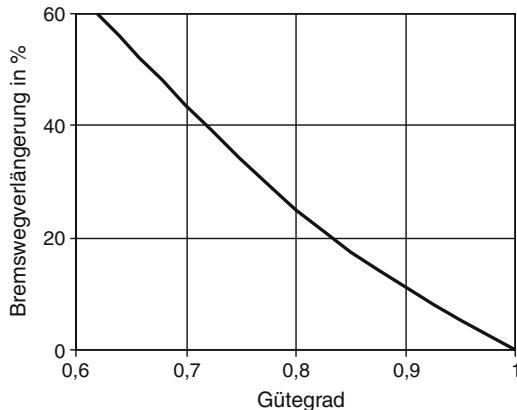
Bei einer Gefahrenbremsung muss der Anhalteweg kurz sein, d. h. der Fahrer wird versuchen, möglichst schnell zu reagieren und sein Fahrzeug mit der maximal möglichen Verzögerung abzubremsen. Wie groß diese maximale Verzögerung überhaupt sein kann, hängt zum einen vom Geschick des Fahrers – soweit ihn kein „Bremsassistent“ unterstützt – zum anderen von den aktuellen Haftbeiwerten zwischen Reifen und Straße und von der konstruktiv vorgegebenen Bremskraftverteilung auf die einzelnen Achsen ab.

Tab.2.1 diskutiert fünf verschiedene Fälle und führt zu dem Schluss, dass die höchste fahrzeugtechnisch vorstellbare Abbremsung  $z_{\text{grenz}}$  dann vorliegt, wenn gleichzeitig an allen Rädern die Kraftschlussgrenze erreicht wird (Fall 3). Die Abbremsung  $z$  als dimensionslose Größe, gebildet durch

Bezug der Verzögerung  $a$  auf die Erdbeschleunigung  $g$ , nimmt in diesem Fall den Wert des aktuell vorliegenden Haftbeiwertes  $\mu_{\text{haft}}$  an. In allen anderen Konstellationen bleibt die maximal mögliche Abbremsung des realen Fahrzeugs unter diesem Grenzwert.

Bezieht man die vorhandene Abbremsung auf den gegebenen Haftbeiwert, so spricht man auch von der Haftwertausnutzung, die neben den maßgebenden Fahrzeugparametern auch den Einfluss des Fahrers (Art der Bremsbetätigung, Höhe der Fußkraft etc.) enthält. Im günstigsten Fall kann der Quotient den Wert 1 annehmen, und zwar dann, wenn die vorhandene Abbremsung die maximal mögliche des realen Fahrzeugs erreicht. Will man den Fahrereinfluss ausblenden, um letztlich eine Aussage zur Güte der Auslegung der Bremsanlage treffen zu können, so muss man statt der vorhandenen Abbremsung nun die maximal mögliche

## 2.4 · Bremsstabilität und Bremskraftverteilung



■ Abb. 2.5 Bremswegverlängerung durch niedrigen Gütegrad. (Quelle: Verfasser [1])

auf den gegebenen Haftbeiwert beziehen. Nach den Ausführungen in und zu ■ Tab.2.1 ist der Quotient  $z_{\max}/\mu_{\text{haft}} = z_{\max}/z_{\text{grenz}} \leq 1$ , er wird auch Gütegrad genannt. Den kürzesten im idealen Fall erreichbaren Anhalteweg erzielt man mit dem höchsten Gütegrad  $z_{\max}/\mu_{\text{haft}} = 1$ , d. h. der Entwickler einer Bremsanlage muss bestrebt sein, die Unterschiede der Kraftschlussbeanspruchungen an den Rädern der einzelnen Achsen eines Fahrzeugs möglichst gering zu halten, um in der Nähe des Idealpunktes zu bleiben (Fall 3). Mit anderen Worten, ein niedrigerer Gütegrad verlängert den Bremsweg und muss daher vermieden werden, s. ■ Abb.2.5.

Bei Straßenfahrzeugen treten durch mögliche hohe Verzögerungen beim Bremsen große Radlastunterschiede an Vorder- und Hinterachse auf, die Konsequenzen für die Bremskraftverteilung auf die Achsen haben, siehe hierzu auch ▶ Abschn.2.4. Die Unterschiede der Kraftschlussbeanspruchungen an den Rädern der einzelnen Achsen bestimmen maßgeblich den Gütegrad und damit die Länge des Bremsweges. Beim Blockieren der Räder kommt neben der Bremswegverlängerung als weiterer gravierender Nachteil hinzu, dass keine Seitenführungskräfte mehr aufgebaut werden können und das Fahrzeug bei der geringsten Störung ins Schleudern geraten kann.

Deshalb ist es bei der Auslegung der Bremsen im Zuge der Entwicklung eines neuen Fahrzeugs unverzichtbar, eine Bremskraftverteilung zu installieren, die neben der durch den Bremsvorgang

selbst hervorgerufenen Dynamik auch Änderungen der Schwerpunktstütze durch Beladung des Fahrzeugs angemessen berücksichtigt. Wichtige Parameter in diesem Zusammenhang sind insbesondere die Höhe des Schwerpunkts über der Fahrbahn, seine relative Lage zur Vorderachse und der Radstand des Fahrzeugs. In der Praxis ergeben sich hier bei Nutzfahrzeugen erwartungsgemäß größere Probleme als bei Pkw. Keinesfalls dürfen die Räder der Hinterachse die Kraftschlussgrenze vor den Vorderräder erreichen, da dies zu einem instabilen Fahrverhalten des Fahrzeugs führt, s. ■ Tab.2.1.

Potenzielle zur Darstellung eines kurzen Bremsweges liegen wie gezeigt vor allem in der technischen Realisierung eines hohen Gütegrades unter den zu erwartenden Betriebsbedingungen des Fahrzeugs. Wesentliche Meilensteine der letzten drei Jahrzehnte sind hier Antiblockiersysteme, elektronische Bremskraftverteilungen, Bremsassistenten und Fahrdynamikregelungen gewesen. Weitere Fortschritte werden hoch entwickelte Fahrerassistenzsysteme bis zum Systemverbund eines intelligenten Fahrwerkkonzepts zur Schlechtwegerkennung mit Anpassung der Regelparameter für Schlupfregelsysteme oder gezielte Dämpferverstellungen etc. bringen. Fahrerassistenzsysteme werden auch die menschlichen Schwächen und Unzulänglichkeiten in Bezug auf die Verlustzeiten, die den Anhalteweg beeinflussen, teils oder weitestgehend kompensieren können und so einen Beitrag zur aktiven Sicherheit, d. h. Unfallvermeidung, leisten.

## 2.4 Bremsstabilität und Bremskraftverteilung

Oberstes Ziel für eine gute Bremsenauslegung muss es sein, dass das Fahrzeug beim Bremsvorgang einen kurzen Bremsweg erzielt, seine Spur nicht verlässt und lenkbar bleibt. Zur Lösung dieses Problems muss man sich mit der Dynamik des Bremsvorgangs befassen. Wesentlich hierbei ist die Betrachtung der Bremskräfte an Vorder- und Hinterachse zur Optimierung der Fahrzeugverzögerung unter Berücksichtigung verschiedener Fahrzeugkonfigurationen und Beladungszustände. Die so genannte Bremsdynamik betrachtet zuerst die

Optimierung der Fahrzeugverzögerung, lässt jedoch Aspekte der Bremsstabilität nicht außer Acht.

Als bremsstabil wird ein Fahrzeug bezeichnet, wenn als Folge seiner Auslegung ungewollte Fahrzeugbewegungen automatisch begrenzt werden, und zwar sowohl bei (Fehl-)Handlungen des Fahrers als auch unter Einwirkung von Störungen jeglicher Art. Es ist zulässig, dass ein Fahrzeug bei starker Bremsung lenkunfähig aber stabil geradeaus schiebt. Ein Ausbrechen des Fahrzeugecks ist instabil. Für die Auslegung der Bremsanlage ist hierzu das Überbremsen der Hinterachse und der damit verbundene Stabilitätsverlust an der Hinterachse auszuschließen.

Um auf homogener Fahrbahn ein neutrales Fahrverhalten zu realisieren, ist bei jeder Verzögerung an allen Rädern die gleiche Ausnutzung des verfügbaren Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn ideal. Auf die Achsen bezogen heißt das: Die Bremskraft an den Achsen sollte proportional zu deren Achslasten aufgeteilt sein. Die so genannten dynamischen Achslasten sind abhängig von den statischen Achslasten, der Schwerpunktlage des Fahrzeugs und der Verzögerung. Beim Bremsen kommt es zu einer Belastung der Vorderachse und einer entsprechenden Entlastung der Hinterachse.

Mithilfe der dynamischen Achslasten lässt sich das Bremskraftverteilungsdiagramm (s. □ Abb.2.6) erstellen, das für jede Verzögerung die idealen Anteile der erforderlichen Bremskräfte an Vorder- und Hinterachse darstellt. Die Kurve der idealen Bremskraftverteilung ist eine Parabel (obere Grenzkurve). Die im Fahrzeug installierte Bremskraftverteilung dagegen, die durch die Rad- und Bremsengrößen definiert ist, hat einen linearen Verlauf (strichpunktierte Gerade).

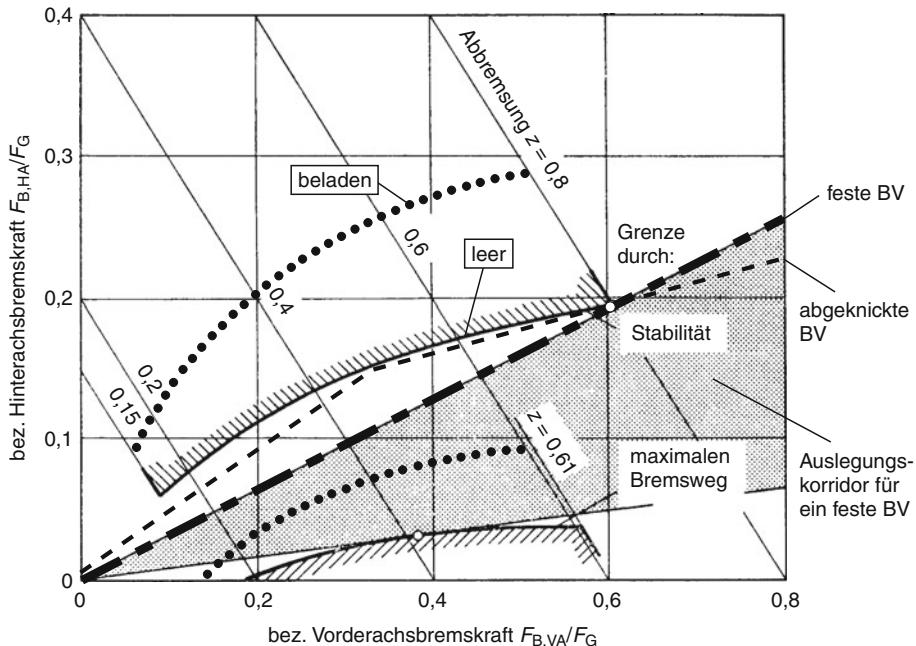
Mit einer solchen Bremskraftverteilung ist es nicht immer möglich, beide Achsen im gesamten Reibwert- und Verzögerungsbereich gleichzeitig blockieren zu lassen. Es muss sichergestellt sein, dass die Vorderachse immer vor der Hinterachse blockiert, da eine blockierende Hinterachse zu einem instabilen, unkontrollierbaren Fahrverhalten führt. Daher wird die installierte Bremskraftverteilung so gewählt, dass sie immer – oft mithilfe von Bremskraftverteilern – unter der idealen Bremskraftverteilung liegt und sie erst oberhalb hoher Verzögerungen schneidet.

Die obige Forderung bezüglich der Blockierreihenfolge der Achsen bedeutet für die konstruktive Auslegung der Bremskraftverteilung, dass die Kraftschlussbeanpruchung an den Hinterrädern kleiner sein muss als an den Vorderrädern, woraus folgt, dass die Vorderachse mit zunehmender Abbremsung stärker als die Hinterachse gebremst werden muss. Der Grenzwert für die Stabilität wird gerade dann erreicht, wenn die Kraftschlussbeanspruchungen vorn und hinten gleich sind. Sofern diese Bedingung für alle Abbremsungen eingehalten ist, spricht man von einer idealen Bremskraftverteilung. Mit dieser wird, wenn an allen Rädern die höchste Kraftschlussbeanspruchung, der Haftbeiwert  $\mu_{\text{haft}}$ , herrscht, der kürzeste Bremsweg erreicht.

Gebräuchlich ist hierfür eine Darstellung, in der die auf das Gewicht bezogenen Bremskräfte die Koordinaten bilden und in der die Linien konstanter Abbremsung  $z$  als Summe der bezogenen Bremskraftanteile von Vorderachse und Hinterachse Geraden sind, s. □ Abb.2.6. Die Stabilitätsgrenze wird durch die Kurve der idealen Bremskraftverteilung festgelegt (obere Grenzlinie), die gesetzliche Mindestforderung nach der EU-Richtlinie 71/320 an den Bremsweg bildet die andere Korridorgrenze (untere Grenzlinie). Die Fläche oberhalb der Parabel der Idealverteilung stellt die Bremskraftverteilungen dar, bei denen die Kraftschlussbeanspruchung der Hinterachse größer ist als die der Vorderachse. Bei Bremskraftverteilungen in diesem Bereich kann es somit zu einer überbremsten Hinterachse und damit zu einem instabilen, unkontrollierbaren Fahrverhalten kommen. Im Bereich unterhalb der Kurve der Idealverteilung übernimmt die Hinterachse weniger Bremskraft als übertragbar wäre, was zu Bremswegverlängerung führt.

Die Bremskräfte sind auf Vorder- und Hinterachse so zu verteilen, dass sie innerhalb der Grenzen liegen, die durch die Forderungen nach „Stabilität“ und kurzem „Bremsweg“ gegeben sind. Hierbei ist zu beachten, dass sich beide Grenzen beladungsabhängig ändern, und zwar nicht durch die Zuladung direkt, wohl aber durch die Verlagerung des Schwerpunktes infolge der Zuladung. Bei üblichen Pkw ändert sich durch Beladen die Schwerpunkshöhe in der Regel wenig, aber der Schwerpunkt selbst verschiebt sich nach hinten, sodass die Kur-

## 2.4 · Bremsstabilität und Bremskraftverteilung



■ Abb. 2.6 Feste, abgeknickte und beladungsabhängige Bremskraftverteilung (BV). (Quelle: Verfasser [1])

ven für das beladene Fahrzeug über denen des leeren Fahrzeugs liegen; siehe Vergleich der Kurven (durchgezogen) für das leere und (punktiert) für das beladene Fahrzeug. Bei einer festen Bremskraftverteilung muss die Gerade durch den Auslegungskorridor gehen und ist dort identisch mit der für das leere Fahrzeug, was zu einem relativ großen Abstand zur Stabilitätsgrenze des beladenen Fahrzeugs und damit zu unerwünschter Bremswegverlängerung führt.

Hieraus leitet sich für den Entwickler die Aufgabe ab, eine möglichst gute Annäherung an die Idealverteilung für alle Beladungszustände des Fahrzeugs zu realisieren. Die Installation einer festen Bremskraftverteilung führt aufgrund der linearen Charakteristik zu unbefriedigenden Ergebnissen wie Abb. 2.6 zeigt. Um eine bessere Annäherung an den parabolischen Kurvenverlauf der Idealverteilung zu erreichen, werden Bremskraftsteuereinrichtungen an der Hinterachse eingesetzt. Die Funktion eines Druckminderers wird in Abb. 2.6 durch eine geknickt-lineare Kennlinie (gestrichelte Gerade) dargestellt. Als Bauformen werden feste eingestellte, lastabhängige und verzögerungsab-

hängige Bremsdruckminderer verwendet. Mit dem Einsatz moderner Antiblockiersysteme ging die Funktion der Druckbegrenzung auf die ABS Anlage über.

■ Abb. 2.6 verdeutlicht auch, dass hinsichtlich der Bremsstabilität der unbeladene Fahrzustand der kritischere Fall ist, bei welchem es bei fester Bremskraftverteilung zum Überbremsen der Hinterachse mit dem Verlust an Stabilität kommen kann; im vorliegenden Beispiel wird dieses Problem durch Installation einer abgeknickten Bremskraftverteilung gemildert. Gleichzeitig wird deutlich, dass beim beladenen Fahrzeug der mögliche Haftwert der Hinterachse durch die installierte Verteilung nicht voll ausgenutzt wird. Die installierte Verteilung bremst unterhalb der idealen Bremskraftverteilung. Fest eingestellte Druckminderer haben prinzipiell im beladenen Zustand eine ungünstige Haftwertausnutzung. Durch den Einsatz eines lastabhängigen Bremsdruckminderers kann die Haftwertausnutzung verbessert werden.

Unter der Haftwertausnutzung versteht man den Grad der Annäherung an die Idealverteilung. So ist man bestrebt, bei der Auslegung des un-

beladenen Fahrzeuges eine möglichst hohe Haftwertausnutzung darzustellen und damit auch einen hohen Gütegrad sowie einen kurzen Bremsweg zu erreichen, vgl. ▶ Abschn. 2.3. Im beladenen Zustand wird in Abhängigkeit von der Zuladung die Haftwertausnutzung schlechter. Dies bedeutet nicht gleichzeitig eine Verschlechterung des Gesamtverzögerungsverhalten des Fahrzeuges, sondern besagt lediglich, dass der Bremskraftanteil der Hinterachse unterhalb der übertragbaren Kräfte liegt.

Eine zu geringe Haftwertausnutzung der Hinterachse ist im Allgemeinen durch die gesetzlichen Anforderungen an die Ausfallkriterien beschränkt. So ist es erforderlich, beim Ausfall eines Bremskreises im beladenen Zustand gesetzliche Mindestanforderungen zu erfüllen, was bei zu geringer Haftwertausnutzung der Hinterachse schwer darstellbar ist. Bei Fahrzeugen mit hoher Zuladung muss deshalb die Haftwertausnutzung durch lastabhängige Druckminderer oder eine elektronische Bremskraftverteilung verbessert werden.

Heute übernehmen bei vielen Fahrzeugmodellen sensorgestützte Systeme durch einen Schlupfvergleich der Achsen das Detektieren der Überbremsgefahr der Hinterachse und leiten ggf. die Verringerung des Druckanstiegs an den Hinterradbremsen ein und verhindern damit die drohende Instabilität des Fahrzeugs.

In Kurven verschieben sich wegen der Querbeschleunigung die Radlasten, ähnlich wie es für die Achslasten bei Längsbeschleunigung gilt. Deshalb verteilen sich die idealen Bremskräfte bei Kurvenfahrt ungleich auf die beiden Räder einer Achse. Elektronische Schlupfregelsysteme wie die EBV (elektronische Bremskraftverteilung) gleichen die Bremskraftverteilung auch bei Kurvenfahrt ohne zusätzliche hydraulische oder pneumatische Bauteile der idealen Bremskraftverteilung an.

## 2.5 Ausfallsicherheit

Da es absolute Sicherheit nicht gibt, muss die Ausfallwahrscheinlichkeit bezogen auf eine Zeitdauer oder eine Laufstrecke relativ gering sein. Betrachtet man zunächst eine einfache Bremsanlage, eine Einkreis-Anlage, so kann man diese nach ▶ Abb. 2.7 in drei Gruppen unterteilen: in eine Betätigungssein-

richtung  $A_1$ , in eine Übertragungseinrichtung  $A_2$  und in eine Bremse  $A_3$ . Wenn das Fahrzeug nur eine Bremse hätte, bedeutet dieses Hintereinanderschalten von drei Blöcken: falls irgendein Teil ausfällt, ist die ganze Anlage außer Funktion. Wenn z. B. das Bremspedal brechen sollte, dann kann man nicht mehr bremsen, wenn in der Leitung des einen Kreises ein Leck auftreten sollte, dann fällt der Block  $A_2$  aus und damit ist auch die Bremswirkung null, und wenn die Bremse ausfiele, dann wäre auch keine Bremsung mehr möglich.

Diese drei Blöcke sind jedoch nicht gleichgewichtig in ihrer Ausfallwahrscheinlichkeit; als am unzuverlässigsten ist die Übertragungseinrichtung, der mittlere Block  $A_2$ , einzustufen. Aufgrund dieser empirischen Erkenntnis hat man vorsorglich eine so genannte Redundanz eingebaut, man hat die Übertragungseinrichtung durch eine Zweikreisbremse in zwei Blöcke  $A_{21}$  und  $A_{22}$  aufgeteilt. Fällt der eine Kreis aus, so funktioniert noch der andere, und das Auto wird, wenn auch nicht mehr mit der vollen Bremswirkung, verzögert. Durch den Einbau dieser so genannten Redundanz ist die Wahrscheinlichkeit des Ausfalles der Übertragungseinrichtung, d. h. des gleichzeitigen Ausfalles beider Kreise gesunken, die Zuverlässigkeit damit gestiegen. Sie wird zahlenmäßig im Diagrammteil von ▶ Abb. 2.7 erläutert. An der Ordinate sind die Zuverlässigkeit und an der Abszisse die Anzahl der Übertragungskreise aufgetragen. Wenn die obere Kurve gilt, dann hätte eine Einkreisbremsanlage eine Zuverlässigkeit von 80 %. Das bedeutet, nach einer Fahrt von so und soviel Millionen Kilometern werden die Bremsanlagen von Fahrzeugen zu 80 % noch intakt sein, und der Rest von 20 % ist ausgefallen.

Wird statt der Einkreis- eine Zweikreisbremse verwendet und wird angenommen, dass jeder der beiden Kreise für sich so zuverlässig sei wie früher die Einkreisbremse, dann steigt die Zuverlässigkeit von 80 auf 96 %, d. h. während der gleichen Fahrstrecke sind noch 96 % der Bremsen intakt, und nur 4 % sind ausgefallen. Wegen des erheblichen Sicherheitsgewinns könnte man auf die Idee kommen, die Sicherheit noch weiter zu steigern und eine Dreikreisbremse einzubauen; dann würde die Zuverlässigkeit auf 99 % erhöht, die Ausfallrate auf 1 % gesenkt. Die Sache hat nur einen Haken: je mehr Redundanzen eingebaut werden, umso mehr Teile

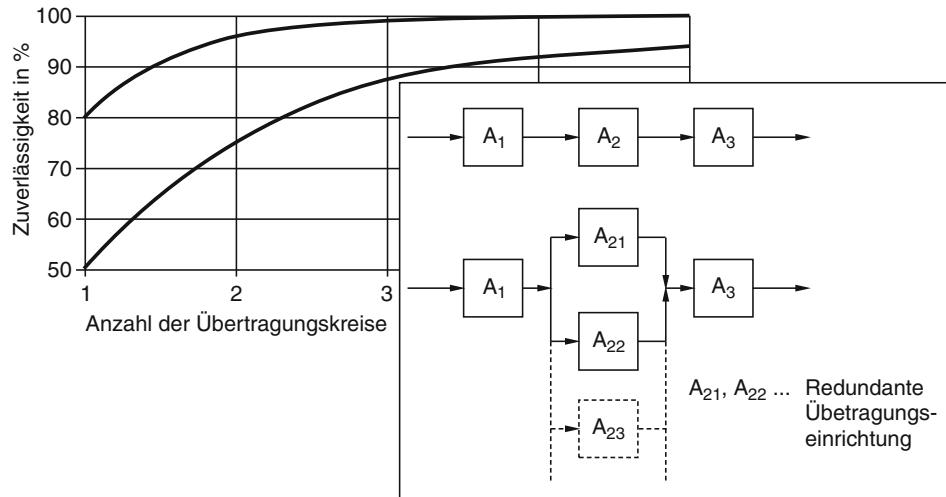


Abb. 2.7 Ausfallsicherheit als Funktion der Anzahl der Übertragungskreise. (Quelle: Verfasser [1])

können ausfallen. Zwar nicht alle zusammen, aber nacheinander, und das bedeutet, dass das Fahrzeug öfter in die Werkstatt muss. Dies widerspricht dem anderen Ziel, das man hat, nämlich die Wartungsintervalle zu verlängern und damit die Fahrzeugservicekosten zu senken. Das heißt also, wenn die obere Kurve in Abb. 2.7 gilt, lohnt es sich nicht, statt der Zweikreis- eine Dreikreisbremse zu nehmen.

Anders sähe es bei schlechterer Grundzuverlässigkeit der Komponenten gemäß der unteren Kurve aus. Die Einkreisbremse hätte hier nur eine Zuverlässigkeit von 50 %, die Zweikreisbremse käme auf 75 % und bei der Dreikreisbremse gäbe es noch eine deutliche Steigerung auf 87,5 %.

Hinweise zu in der Praxis bestehender Ausfallsicherheit heutiger Kraftfahrzeubremssystemen finden sich im jährlich erscheinenden AUTO BILD TÜV-Report sowie den Publikationen weiterer

Prüfinstitutionen, der Automobilclubs, des Kraftfahrzeughandwerks, der Fahrzeugindustrie und der Versicherer, siehe auch ► Abschn. 30.12.

## Literatur

- Wolff, C.: Fahrzeugdynamik II „Brems- und Sicherheitssysteme“. Vorlesung Ruhr-Universität Bochum (WS 2011/2012)
- Mitschke, M., Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. 4. Aufl. Springer, Berlin/Heidelberg (2004)
- Braess, H.H., Seiffert, U. (Hrsg.): Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 4 Aufl. Vieweg, Braunschweig/Wiesbaden (2005)
- Rieth, P.: Elektronisches Stabilitätsprogramm: die Bremse, die lenkt. Moderne Industrie, Landsberg/Lech (2001)
- Wolff, C.: Anforderungen der europäischen Vorschriften an Fahrdynamik-Regler im Hinblick auf Typprüfung und periodische Überwachung (VdTÜV/DEKRA/ika-Workshop „Elektronisch kontrollierte Systeme im Kfz“ RWTH Aachen (1998)

# Fahrzeugtechnische Anforderungen

*Ulrich Eichhorn, Stefan Gies, Jonathan Layfield und Frank Rischbieter*

## **3.1 Leistungsvermögen – 29**

3.1.1 Bremsweg – 29

3.1.2 Standfestigkeit – 30

3.1.3 Unebenheit der Straße – 31

3.1.4 Reibwertabhängigkeit – 32

## **3.2 Fahrzeugverhalten – 33**

3.2.1 Stabilität – 34

3.2.2 Aufbaunicken – 38

## **3.3 Betätigung/Bedienung – 40**

3.3.1 Ansprechen und Dosierbarkeit – 40

3.3.2 Kräfte, Wege, Kennung – 41

## **3.4 Package/Einbausituation – 42**

3.4.1 Baugrößen und Einbauverhältnisse – 43

3.4.2 Reifengefederte Massen – 44

## **3.5 Energieversorgung Bremskraftverstärkung – 44**

## **3.6 Thermische Randbedingungen – 45**

## **3.7 Umgebungsbedingungen – 47**

## **3.8 Geräusche und Schwingungen – 48**

3.8.1 Vibrationen – 48

3.8.2 Geräusche – 49

**3.9 Crashanforderungen – 50**

**3.10 Umweltschutz – 50**

3.10.1 Bremsbeläge – 50

3.10.2 Korrosionsschutz – 51

3.10.3 Bremsflüssigkeit – 51

**3.11 Energierückgewinnung – 51**

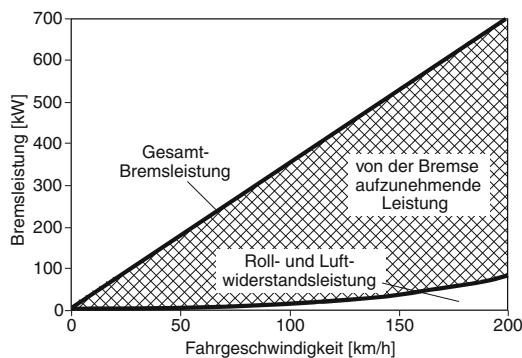
**Literatur – 53**

## 3.1 Leistungsvermögen

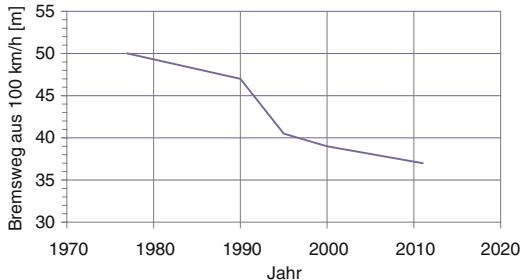
Die Auslegung der Bremsanlage von Fahrzeugen erfolgt unter der Maßgabe, das Fahrzeug komfortabel und zuverlässig zu verzögern und im Notfall eine Vollbremsung mit möglichst kurzem Bremsweg unter Beibehaltung der fahrdynamischen Stabilität zu gewährleisten. Die Bremse muss dabei erhebliche Leistungen aufnehmen. □ Abb. 3.1 zeigt die gesamte Bremsleistung eines Wagens der Kompaktklasse in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit bei einer Verzögerung von 1 g. Roll- und Luftwiderstand des Fahrzeugs, die auch zu einer, wenn auch geringen, Verzögerung („Ausrollen“) führen würden, reduzieren den von der Bremse aufzubringenden Anteil an der Gesamtbremsleistung (in □ Abb. 3.1 schattiert dargestellt). Für o. g. Fahrzeug entspricht dies z. B. bei einer Geschwindigkeit von 100 km/h einer Bremsleistung von rd. 340 kW. Der von der Bremse aufzunehmende Teil wird dabei in Wärme umgewandelt, die dann an die Umgebung wieder abzugeben ist.

### 3.1.1 Bremsweg

Der Bremsweg (i. S. von Vollverzögerungsweg) wird einerseits durch die Auslegung der Bremsanlage bestimmt, andererseits aber wesentlich durch den maximalen Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn begrenzt. Deshalb müssen bei der Reduzierung des Bremsweges die Beschaffenheit der Fahr-



□ Abb. 3.1 Bremsleistung bei 1 g Verzögerung

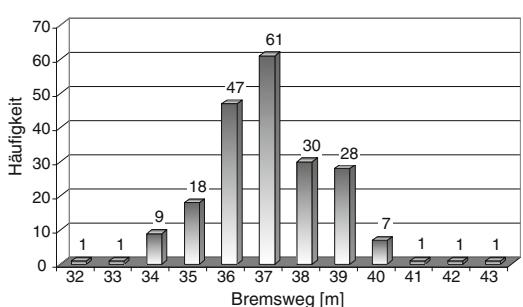


□ Abb. 3.2 Zeitliche Entwicklung der Bremswege von Pkw

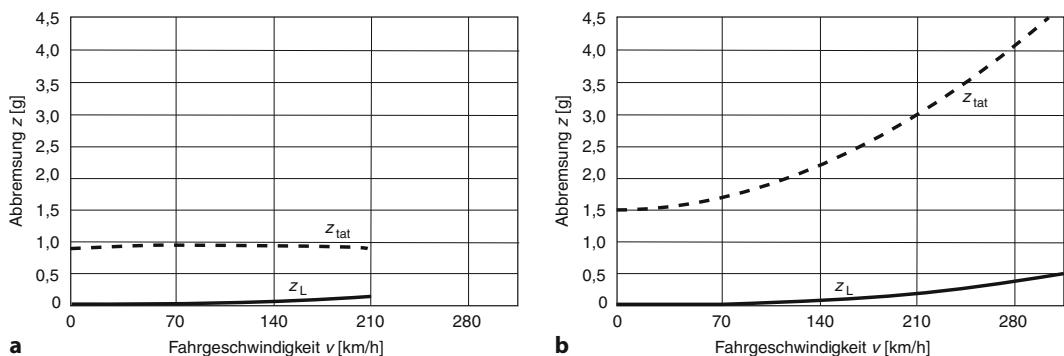
bahn und die Eigenschaften des Reifens betrachtet werden. Das Fortschreiten der Entwicklungen besonders auf dem Reifensektor hat in den letzten Jahrzehnten zu einer erkennbaren Reduzierung der Bremswege geführt. □ Abb. 3.2 zeigt die Ergebnisse der von verschiedenen Autozeitschriften [1, 2] durchgeföhrten Bremsentests.

Bei heutigen Pkw liegt der Bremsweg aus 100 km/h im Mittel bei rund 37 m, was einer mittleren Verzögerung von 1,06 g entspricht, s. □ Abb. 3.3.

Neben den durch die Bremse erzeugbaren Bremsmomenten und dem Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn bestimmt auch die Radlast den Bremsweg. Diese kann durch aerodynamische Maßnahmen positiv oder negativ beeinflusst werden. Deshalb sind bei aerodynamischen Betrachtungen neben dem Luftwiderstandsbeiwert  $c_W$  stets auch die Auftriebsbeiwerte  $c_A$  an Vorder- und Hinterachse zu beachten, da sich diese radlast erhöhend oder -erniedrigend auswirken können. Bestes Beispiel sind hier die Rennfahrzeuge der Formel 1,



□ Abb. 3.3 Häufigkeitsverteilung von Bremswegen aus 100 km/h (2010–2011)



■ Abb. 3.4 Vergleich erzielbarer Abbremsungen für einen Mittelklasse-Pkw (a) und einen Sportprototypen (b);  $z_{\text{tat}}$ : tatsächliche Abbremsung,  $z_L$ : Anteil durch Luftwiderstand

die je nach Verlauf der Rennstrecke mithilfe der Spoiler Abtriebskräfte bis fast zum 4-fachen der statischen Radlast erzeugen können, wodurch die hohen Querbeschleunigungen und kurzen Bremswege (ca. 55 m aus 200 km/h, entsprechend 2,8 g Abbremsung) erst möglich werden. Durch die extreme Radlasterhöhung wäre es einem solchen Fahrzeug möglich, bei Geschwindigkeiten über 150 km/h kopfüber an der Decke zu fahren, ohne herunterzufallen.

Die aerodynamischen Maßnahmen erhöhen Luftwiderstand und übertragbare Bremskraft am Reifen in ähnlichem Maß, so dass die Luftwiderstandsanteile an der möglichen Gesamtabbremsung bei Pkw und Rennsportfahrzeugen etwa gleich sind, wie □ Abb. 3.4 zeigt.

### 3.1.2 Standfestigkeit

Bremsanlagen müssen ihre Funktion auch nach Erwärmung durch extreme Fahraufgaben wie z. B. Passabfahrten mit voll beladenem Fahrzeug und Anhänger oder mehrfachen Bremsungen aus hohen Geschwindigkeiten (z. B. bei schneller Fahrt auf der Autobahn) erfüllen. Zur Beurteilung dieser Fähigkeiten werden verschiedene Verfahren benutzt:

- mehrere Vollbremsungen hintereinander (z. B. 10 Bremsungen aus 100 km/h) bis zum Stillstand des Fahrzeugs,
- mehrere Vollbremsungen bei hohen Geschwindigkeiten (z. B. 10 Bremsungen

von 80 % der Höchstgeschwindigkeit auf 100 km/h),

- eine Vollbremsung aus Höchstgeschwindigkeit ( $v_{\max}$ ) bis zum Stillstand,
- Passabfahrten (z. B. auf verschiedenen Alpenpässen) mit und ohne Anhänger, langsam oder schnell.

Dabei wird der Temperaturerhöhung der Bremsscheibe, der Veränderung des Reibwertes zwischen Scheibe und Bremsbelag, der Temperatur der Bremsflüssigkeit („Kochen“) sowie der Volumenaufnahme der gesamten Bremsanlage besondere Beachtung geschenkt (s. auch ▶ Abschn. 3.6). Während die ersten beiden Versuchsvarianten im Wesentlichen von der Motorleistung abhängen, ist die Stoppbremsung aus  $v_{\max}$  wie die Passabfahrt eher eine Funktion der Fahrzeugmasse. Von Autozeitschriften wird meist der Bremsweg zu Beginn und am Ende mehrerer Vollbremsungen (z. B. 10 Bremsungen aus 100 km/h) als Zeichen für Fading interpretiert.

Als Fading wird das Nachlassen der Bremswirkung durch Erwärmung der Bremse bezeichnet. Hierfür gibt es mehrere Ursachen. Bei höheren Temperaturen ist ein Absinken des Reibwertes zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe bzw. -trommel zu beobachten (▶ Abschn. 3.6). Zur besseren Kühlung werden deshalb heute vorwiegend innenbelüftete Bremsscheiben an den i. d. R. stärker belasteten Vorderrädern verbaut.

Für den Temperaturhaushalt der Bremse sind seitens der Fahrzeugauslegung die Kühlung von

Sattel und Bremsscheibe, die dazu erforderliche Luftzu- und -abfuhr sowie die Auslegung des Bremskraftverstärkers maßgebend. Dieser sollte genügend Reserven haben, um die Fußkraftunterstützung auch bei nachlassender Bremswirkung bei Fading aufrecht zu erhalten, da der Fahrer ansonsten gezwungen ist, die für hohe Abbremsungen notwendigen hohen Hauptzylinderdrücke durch Fußkräfte aufzubringen. Ist er dazu nicht in der Lage, wird die mögliche Abbremsung verringert und der Bremsweg verlängert sich. Im Extremfall kann dies zu einem Unfall führen.

Bei Scheibenbremsen steht der Forderung nach einer guten Kühlung die Anforderung entgegen, die Bremsscheibe vor Umgebungseinflüssen zu schützen, die sich reibwertmindernd auswirken (z. B. Spritzwasser, Salz). Hier sind Maßnahmen zu ergreifen, die einerseits die Bremsscheibe vor diesen Einflüssen schützen, andererseits aber eine möglichst gute Kühlung gewährleisten. Dies wird durch entsprechend gestaltete Spritzbleche oder durch Luftleitbleche bzw. durch Luftführungskanäle gewährleistet.

Trommelbremsen sind gegenüber Scheibenbremsen zwar besser gegenüber Umgebungseinflüssen geschützt, haben aber andererseits weniger Potential, die Wärmeabfuhr zu verbessern (z. B. ist keine Verdoppelung der wärmeabgebenden Oberfläche durch Innenbelüftung möglich). Darüber hinaus vergrößert sich der Trommelmumfang durch Erwärmung, was dazu führt, dass der Bremszyylinder den Bremsbelag nachführen muss und somit die Gefahr besteht, dass das Leistungsvermögen des Bremskraftverstärkers erschöpft wird. Der Fahrer ist gezwungen, für die gleiche Abbremsung das Pedal weiter und fester durchzutreten, oder er erreicht bei gleichen Pedalkräften kleinere Verzögerungswerte.

Da die Bremsflüssigkeit hygroskopisch ist, besteht die Gefahr, dass mit zunehmender Einsatzdauer der Wassergehalt in der Bremsflüssigkeit ansteigt und dadurch das Reifeverhalten bei Erwärmung der Bremsanlage beeinträchtigt wird. Durch den höheren Wassergehalt wird die Siedetemperatur der Bremsflüssigkeit herabgesetzt. Das Überschreiten dieser Temperatur bei zunehmender Bremsenerwärmung bewirkt Dampfblasenbildung und damit eine verstärkte Kompressibilität und somit verrin-

gerte Kraftübertragung. Die Folge sind sehr lange Pedalwege bei gleichzeitig geringerer Verzögerung. Der Fahrer muss am Pedal „pumpen“.

### 3.1.3 Unebenheit der Straße

Straßenunebenheiten bewirken Bewegungen von Rad und Aufbau und somit Schwankungen der Radlast. Wegen Nichtlinearitäten im Reifenverhalten bei Ein- und Ausfedervorgängen ergibt sich daraus eine Reduzierung der zeitlich gemittelten maximalen Reifenlängskraft, der Bremsweg wird also auf unebener Fahrbahn länger. Je kurzwelliger die Unebenheiten, umso größer ist der Verlust an übertragbarer Reifenlängskraft. Zusätzlich erschwert die ständig wechselnde Reifenlängskraft das Einstellen des optimalen Schlupfes durch ein ABS.

Um das so genannte Einlaufverhalten des Reifens zu erklären, soll das vereinfachte Modell nach **Abb.3.5** herangezogen werden. Dort sind in zwei Skizzen die Vorgänge in der Radaufstandsfläche bei Be- und Entlastungssprung schematisch dargestellt. Als repräsentativ für die gesamte Reifenbreite werden nur die Mittellinien von Reifenoberfläche, Gürtel und Felge betrachtet.

Im stationären Ausgangszustand berühren die Reifenstollen im Latscheinlaufpunkt  $A_0$  die Fahrbahn und wird nachfolgend durch unterschiedliche Bewegungsgeschwindigkeit von Gürtel und Reifenoberfläche ausgelenkt. Dadurch entstehen Schubspannungen im Reifenstollen. Wenn diese nicht mehr kraftschlüssig auf die Fahrbahn übertragen werden können, beginnt die Reifenoberfläche auf der Fahrbahn zu gleiten und kehrt bei  $E_0$  in die unverformte Lage zurück. Die Reifenlängskraft ist proportional zu dieser Verspannungsfläche und greift in deren Schwerpunkt an [3, 4].

Wird jetzt plötzlich die Radlast erhöht, verlängert sich der Latsch von  $l_1$  auf  $l_2$ , der Latschanfangspunkt wandert von  $A_0$  nach  $A_1$ . Dieses allein bewirkt noch keine Steigerung der Längskraft, da der Latsch nur um die unverspannten Zonen vergrößert wurde. Erst durch das Weiterrollen des Reifens können diese Bereiche ausgelenkt werden und eine Kraft aufbauen. Infolge der steigenden Längskraft wird auch der Gürtel relativ zur Felge weiter bewegt, bis durch diesen wegabhängigen Einlaufvor-

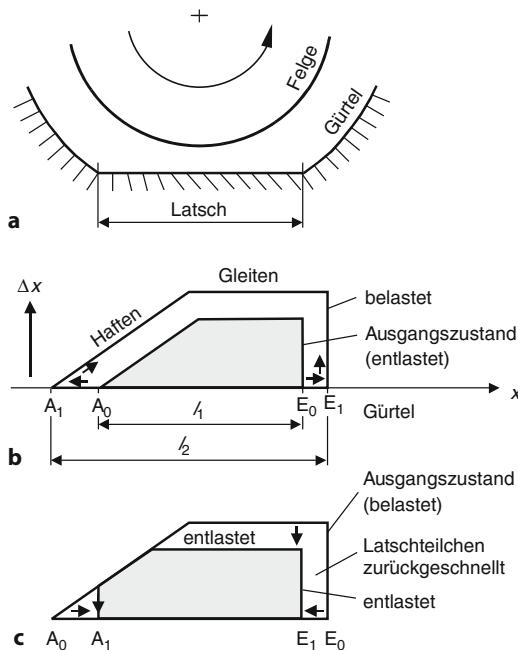


Abb. 3.5 Vereinfachte Darstellung der Vorgänge im Latsch (a) (Radaufstandsfläche) eines rollenden, bremsenden Reifens bei sprungförmiger Radlasterhöhung (b) und -verringerung (c)

gang der neue Endzustand mit größerer Längskraft erreicht ist. Die Vorgänge am Latschende laufen analog dazu ab.

Beim Entlastungssprung (s. Abb. 3.5) werden am Anfang und Ende des Latsches Reifenstollen von der Fahrbahn abgehoben und augenblicklich entspannt. Zusätzlich kommt es bei größeren Sprüngen auch in der verbleibenden Aufstandsfläche zum Überschreiten der Kraftschlussgrenze und damit zu einem weiteren raschen Abbau der überschüssigen Auslenkungen. Der verbleibende Unterschied zum Endzustand wird dann durch den umgekehrten wegabhängigen Einlaufvorgang, wie oben beim Belastungssprung beschrieben, abgebaut. Je nach der Größe des Sprunges überwiegt eine plötzliche oder eine verzögerte Längskraftverringerung.

Dem vergleichsweise langsamen Aufbau der Reifenlängskraft bei Belastung (Einfedern) steht also ein schneller Abbau der Reifenlängskraft bei Entlastung (Ausfedern) gegenüber. Dadurch wird bei

Ein- und Ausfedervorgängen der Mittelwert kleiner sein als bei statischer Belastung und wird umso kleiner, je schneller dies passiert, also je höher die Anregungsfrequenz (bzw. je kleiner die Wellenlänge) ist. Die Verringerung der übertragbaren Längskraft des Reifens bedeutet, dass der Bremsweg sich vergrößert. Ziel des Fahrzeugentwicklers sollte es neben weiteren fahrdynamischen Randbedingungen also sein, die Radlastschwankungen möglichst klein zu halten.

Die Stärke der Radlastschwankungen wird seitens des Fahrzeuges im Wesentlichen beeinflusst durch

- Art der Radaufhängung,
- Dämpferkennung,
- reifengefedeerte Masse (Rad, Reifen, Teile der Radaufhängung),
- Reifenfedersteifigkeit.

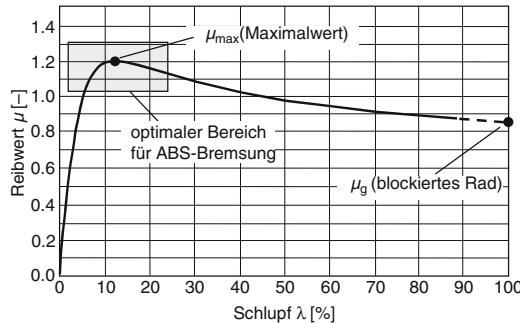
Geringe Radlastschwankungen werden erreicht durch kleinere reifengefedeerte Massen, weiche Reifen und relativ harte Dämpfer. Hierbei ist jedoch ein Kompromiss mit den Anforderungen an Fahrverhalten (z. B. steife Reifen) und Komfort (z. B. teilweise weiche Dämpfer) zu schließen.

### 3.1.4 Reibwertabhängigkeit

Der Reibwert/Reibungskoeffizient  $\mu$  zwischen Fahrbahn und Reifen hat wegen des Zusammenhangs zwischen der Bremskraft  $F_B$  und der Radlast  $F_R$

$$F_B = \mu \cdot F_R \quad (3.1)$$

entscheidenden Einfluss auf die Abbremsung des Fahrzeugs und damit auf den Bremsweg. Nur wenn der Reibwert einen möglichst hohen Wert erreicht, kann die Radlast optimal ausgenutzt und dadurch eine hohe Abbremsung erreicht werden. Der Reibungskoeffizient  $\mu$ , auch Kraftschlussbeanspruchung genannt, ist eine Funktion des Schlupfes  $\lambda$  zwischen Reifen und Fahrbahn. Abb. 3.6 zeigt den typischen Verlauf der  $\mu$ - $\lambda$ -Kurve für einen Pkw-Reifen. Der maximale Kraftschluss ist durch die Reibungszahl  $\mu_{\max}$  gegeben. Wird der Schlupf weiter gesteigert, sinkt die Kurve bei 100 % Schlupf auf



■ Abb. 3.6 Beispiel einer Kraftschluss-Schlupf-Kurve und optimaler Bereich der Reibwertausnutzung bei ABS-Bremsungen

die Gleitreibungszahl  $\mu_g$  ab. Das Verhalten im Bereich zwischen  $\mu_{\max}$  und  $\mu_g$  ist instabil, so dass der Schlupf nach Überschreiten des Kurvenmaximums sehr schnell auf 100 % ansteigt und das Rad zu gleiten beginnt: es blockiert. Moderne Antiblockiersysteme versuchen deshalb, den Schlupf in der Nähe des Reibwertmaximums zu halten, um so die optimale Kraftübertragung im Latsch zu gewährleisten (s. Kasten nahe  $\mu_{\max}$  in ■ Abb. 3.6).

Die Form der Kraftschluss-Schlupf-Kurve des Reifens hängt von der Fahrbahnoberflächenbeschaffenheit, der Radlast und vom Straßenbelag ab.

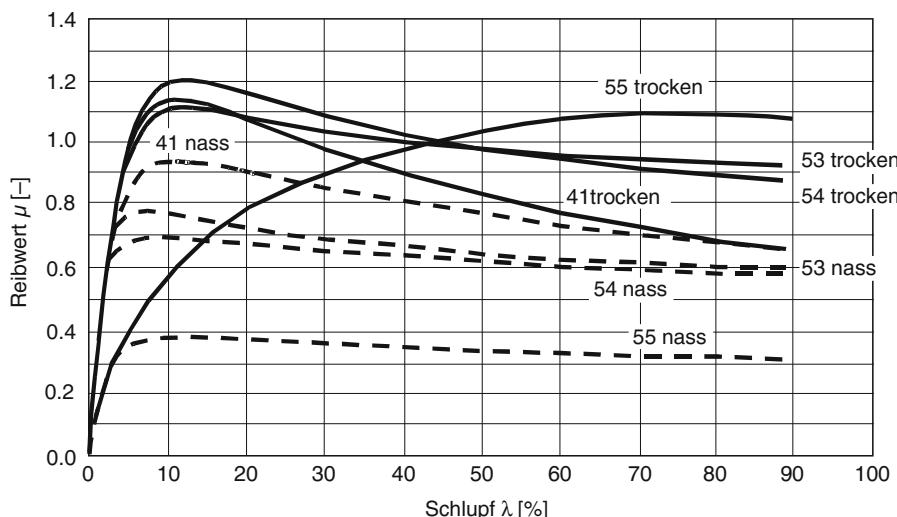
■ Abb. 3.7 zeigt dies beispielhaft für einige Fahr-

bahnen. Das Reibwertmaximum liegt bei heutigen Reifen bei 8 bis 25 % Schlupf. Auf einigen kurzweligen Fahrbahnen, wie z. B. Kopfsteinpflaster, wird dieses aber zu höheren Schlupfwerten verschoben.

■ Abb. 3.8 zeigt die maximal möglichen Reibwerte  $\mu_{\max}$  sowie die in Blockadenähe entstehenden Beiwerte für verschiedene Fahrbahnen und trockenen bzw. nassen Fahrbahnzustand eines Reifentyps bei 30 km/h. Daraus lässt sich erkennen, dass die Reibwerte in weiten Bereichen streuen. So kann ein maximaler Reibwert von 1,0 bis 1,2 auf allen trockenen Fahrbahnen erreicht werden. Sind diese Strecken aber nass, ergibt sich ein anderes Bild. Das Kopfsteinpflaster weist dann nur noch Reibwerte von 0,4 auf, Asphalt- und Betonfahrbahnen ergeben Werte von 0,7 bis 0,8 und nur spezielle Oberflächen, wie auf Rennstrecken oder Flugplätzen, weisen auch nass noch gute Reibwerte von 0,9 bis 0,95 auf [5]. Der bei blockierendem Rad sich einstellende Gleitbeiwert  $\mu_g$  liegt jeweils noch deutlich darunter.

## 3.2 Fahrzeugverhalten

Die beim Bremsen auftretenden Kräfte beeinflussen die Fahrzeugdynamik sowohl direkt als Kräfte auf den Aufbau als auch indirekt durch Beeinflussung des Seitenführungsverhaltens des Reifens.



■ Abb. 3.7 Beispiele einiger Kraftschluss-Schlupf-Kurven für verschiedene trockene bzw. nasse Fahrbahnen

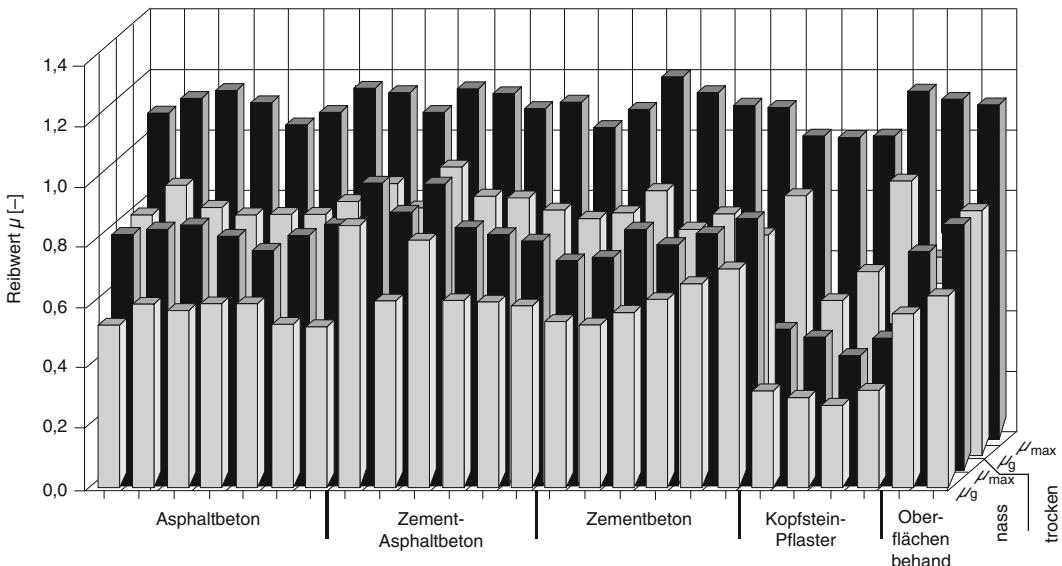


Abb. 3.8 Reibwertmaxima und Blockierreibungswerte bei Trockenheit und Nässe für einige Fahrbahnen

Durch geeignete Verteilung der Bremskraft und durch Maßnahmen am Fahrwerk können die auf den Aufbau wirkenden Gier- und Nickmomente reduziert werden.

### 3.2.1 Stabilität

Beim Bremsen kommt es nicht nur darauf an, möglichst stark zu verzögern; wesentlich ist auch die Stabilität des Fahrzeugs um die Hochachse.

#### ■ Geradeausfahrt

Ein Rad, das blockiert oder an der Blockiergrenze gehalten wird, kann keine nennenswerten Seitenkräfte mehr aufbauen. Blockierende Vorderräder bewirken ein Geradeausrutschen des Fahrzeugs. Blockierende Hinterräder dagegen führen zu einem – wesentlich kritischeren – instabilen Fahrzustand: Kleine Schwimmwinkel führen zu einem Giermoment, die folgende Gierreaktion vergrößert wieder den Schwimmwinkel, bis das Fahrzeug schleudert (s. auch ▶ Abschn. 2.4).

Zur Vermeidung dieses Zustandes ist sicher zu stellen, dass die Kraftschlussbeanspruchung hinten bei Erreichen der Kraftschlussgrenze höchstens so groß ist wie vorn (grauer Bereich in □ Abb. 3.9). Dies

kann bis zu einer kritischen Abbremsung erreicht werden durch eine fixe, stark die Vorderachse betonende Bremskraftverteilung (Kurve 1), mit dem Nachteil einer bei geringer Abbremsung stark unterbremsten Hinterachse. Bei Einsatz eines Bremsdruckminderers kann die installierte Bremskraftverteilung der „idealen“ (Kraftschlussausnutzung vorn und hinten gleich) stärker angenähert werden (Kurve 2a); bei Überschreiten eines bestimmten Bremsdruckes oder einer Fahrzeugverzögerung wird dann der Bremsdruck der hinteren Bremsen reduziert (Kurve 2b). Durch lastabhängige Einstel-

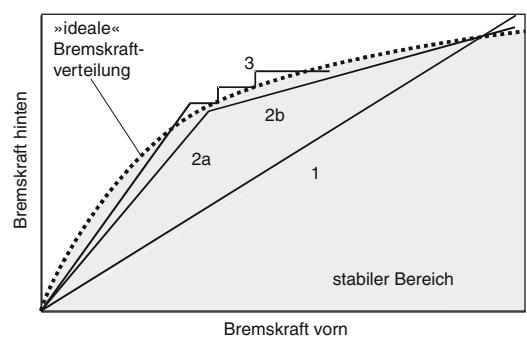


Abb. 3.9 Verteilung der Bremskraft auf Vorder- und Hinterräder

lung des Knickpunktes kann der Beladungsabhängigkeit der idealen Bremskraftverteilung Rechnung getragen werden [6].

Heutige Fahrzeuge besitzen statt eines Bremsdruckminderers oft eine Elektronische Bremskraftverteilung (EBV) als Funktion des ABS. Bei Überschreiten eines tolerierten Differenzschlupfes zwischen Vorder- und Hinterachse wird über die ABS-Ventile der Druckaufbau an den hinteren Bremsen unterbrochen, so dass eine Bremskraftverteilung nahe der idealen gewährleistet wird (Kurve 3); bei Erreichen der Kraftschlussgrenze übernimmt dann die ABS-Funktion die Verteilung [7]. EBV besitzt den weiteren Vorteil der automatischen Anpassung an Beladung, Fahrbahn- und Fahrzustand.

### ■ Kurvenfahrt

Wird während einer Kurvenfahrt gebremst, so wirken gleichzeitig Seitenkräfte ( $F_S$ ) und Bremskräfte ( $F_B$ ) zwischen Reifen und Fahrbahn, die sich zu einem resultierenden Kraftvektor  $F_{res}$  addieren. Der Bereich der möglichen Kraftvektoren  $F_{res}$  beschreibt eine annähernd kreisförmige Ellipse (Abb. 3.10), die in Längsrichtung meist etwas größer ist, d. h. ein Reifen kann etwas höhere

Antriebs- und Bremskräfte als Seitenkräfte übertragen.

Abb. 3.11 soll die gegenseitige Beeinflussung zwischen Seitenkraft- und Umfangskraftanteilen verdeutlichen. Eingetragen sind die Endpunkte der Vektoren der horizontalen Reifenkraft  $F_{res}$  in verschiedenen Fahrzuständen. Neben beispielhaften typischen Fahrzuständen (Punkte 1–5) ist eine Kurvenfahrt bei verschiedenen Bremszuständen dargestellt. Punkt 6 stellt den Kraftvektor bei einer Kurvenfahrt ohne Längskräfte dar. Muss der Fahrer bremsen, muss der Reifen zusätzlich eine Längskraft aufbringen. Bei einer leichten Bremsung (Punkt 6') ist dies noch möglich, weil der Punkt innerhalb der Reibungsellipse liegt. Wird über das Bremsmoment eine Längskraft abgefordert, die bei Geradeausfahrt noch möglich ist (Punkt 4), so ergäbe sich ein Kraftvektor mit dem Endpunkt 6''. Diese Kraft kann der Reifen nicht aufbringen. Vom Lenkverhalten des Fahrers und von der Auslegung des ABS hängt es ab, ob sich eher der Punkt 6'' (Beibehaltung von Seitenkraft und damit Querbeschleunigung bei Verminderung der Verzögerung) oder der Punkt 4 (maximale Verzögerung bei Entfall der Seitenkraft) einstellt. Ist der Seitenkraftverlust an den Hinterrädern größer als der an den Vorderrädern, führt dies zum Übersteuern und schließlich zum Schleudern des Fahrzeugs [8].

Darüber hinaus ist zu beachten, dass die beim Bremsen vorliegende Achslastverschiebung in Richtung der Vorderachse die Größe der Reibungsellipse vorn vergrößert und hinten verkleinert. In Abb. 3.12 ist links ein Fahrzeug bei ungebremster Kurvenfahrt dargestellt; rechts werden zusätzlich Bremskräfte aufgebracht. Vereinfachend wird ein homogener Reibwert angenommen, so dass die Reibungsellipse einen Kreis („Kammscher Kreis“) mit dem Radius Radlast  $F_R$  mal Reibwert ( $\mu$ ) darstellt. Bei der ungebremsten Kurvenfahrt liegen die Seitenkräfte  $F_S$  innerhalb der Reibungskreise, die aufgrund des abzustützenden Fliehmomentes an den kurvenäußersten Rädern größer sind als an den kurveninneren.

Bremst der Fahrer nun, so muss ebenfalls ein Nickmoment abgestützt werden. Vorn vergrößern sich daher die Radlasten und damit die Reibungskreise, hinten verkleinern sie sich; die Seitenkräfte  $F_S$  dagegen müssen gleich bleiben, um Querbe-

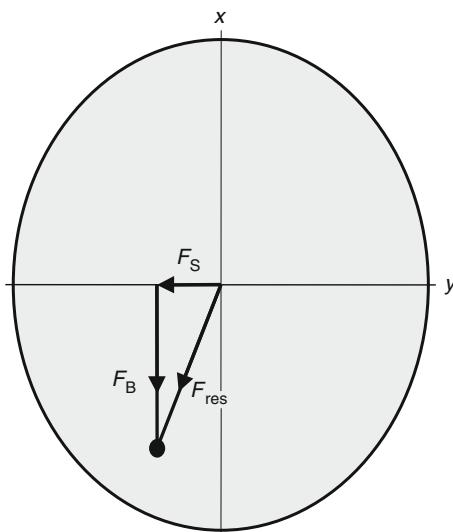


Abb. 3.10 Reibungsellipse als Bereich möglicher Reifenkräfte und beispielhafte Reifenkraft  $F_{res}$ , aufgeteilt in Längskomponente  $F_B$  und Querkomponente  $F_S$

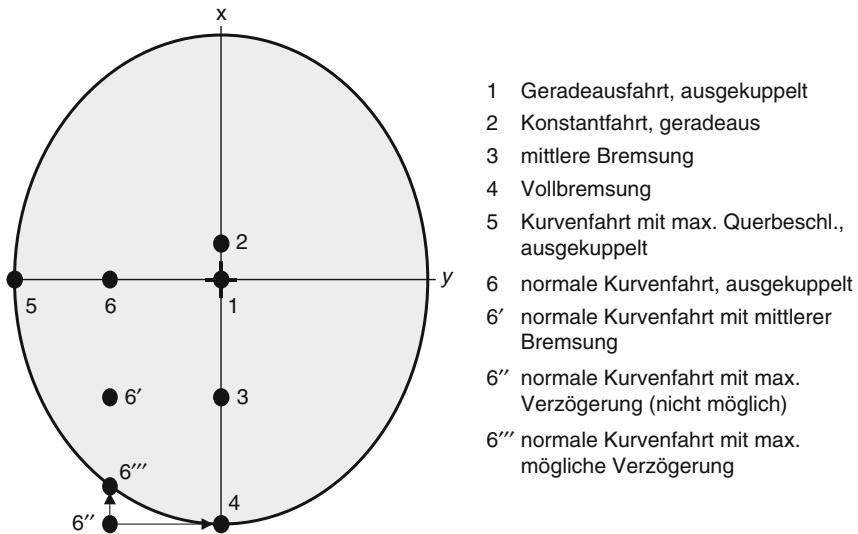


Abb. 3.11 Reibungsellipse und Endpunkte der Reifenkraftvektoren in verschiedenen Fahrzuständen

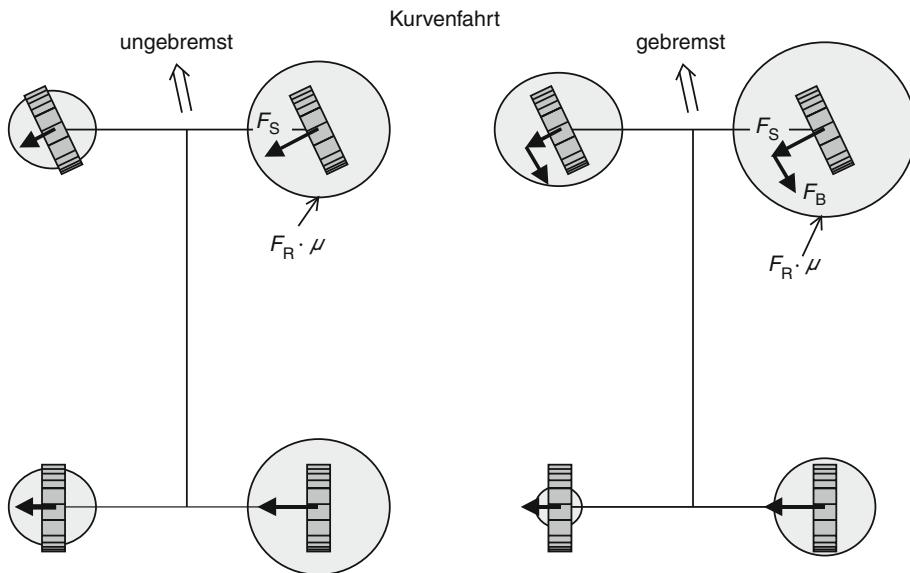


Abb. 3.12 Reibungskreise und Reifenkräfte bei ungebremster und gebremster Kurvenfahrt

schleunigung und Giergeschwindigkeit und damit den Fahrzustand aufrecht zu erhalten. Im dargestellten Beispiel kann die zusätzliche Längskraft  $F_B$  an den Vorderrädern wegen des vergrößerten Reibungskreises noch aufgenommen werden, an der Hinterachse sind die Reibungskreise jedoch so klein geworden, dass die Reifen – obwohl im Beispiel nur

die Vorderräder gebremst werden – die benötigte Seitenkraft nicht mehr aufbringen können. Ohne Fahrerreaktion würde das Fahrzeug daher schleudern.

Auch wenn der verfügbare Kraftschluss nicht überschritten wird, erfordert die geringere Radlast hinten größere Schräglauwinkel für die nö-

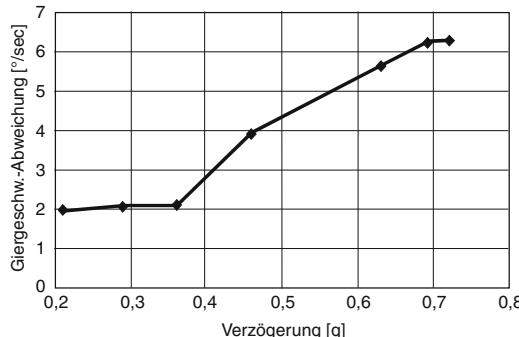


Abb. 3.13 Giergeschwindigkeitsabweichung 1s nach Bremsbeginn bei 0,5 g Anfangsquerbeschleunigung

tige Querkraft und das Fahrzeug „dreht ein“. Erfahrene Fahrer können diesen Effekt zum Anpassen des Kurvenradius („Lenken mit dem Gaspedal“) nutzen. Beim Bremsen wird das Fahrzeug durch die Achslastverlagerung nach vorn übersteuernder; durch eine stark frontlastige Bremskraftverteilung kann dieser Tendenz entgegengewirkt werden. Abb. 3.13 zeigt Messergebnisse an einem frontgetriebenen Mittelklassefahrzeug. Ausgehend von einer Kreisfahrt mit 0,5 g Querbeschleunigung

bei einer Fahrgeschwindigkeit von 56 km/h wurde mit der Bremse eine konstante Verzögerung eingestellt und dabei die sich nach 1 s einstellende Giergeschwindigkeitsabweichung (Differenz zur Giergeschwindigkeit für Beibehaltung des Kreisradius) ermittelt [9, 10]. Eine positive Giergeschwindigkeitsabweichung bedeutet eine Vergrößerung der Übersteuertendenz.

Ein um eine Kurvenfahrterkennung erweitertes ABS kann den Fahrer unterstützen, indem der Bremskrafaufbau am kurveninneren Vorderrad verlangsamt wird; dadurch wirkt zunächst ein untersteuerndes Giermoment, das den Aufbau der Giergeschwindigkeitsabweichung verlangsamt, sodass der Fahrer mehr Zeit zum Reagieren hat (ABS + CBC; ► Abschn. 7.3.2).

#### ■ Links und rechts unterschiedlicher Reibwert ( $\mu$ -split)

Muss der Fahrer auf links und rechts unterschiedlichem Reibwert ( $\mu$ -split-Fahrbahn, z. B. einseitig vereiste Straße) bremsen, so können die Reifen auf der Seite mit hohem Kraftschluss höhere Umfangskräfte  $F_B$  aufbringen als die gegenüberliegenden (Abb. 3.14a); um den Fahrzeugschwerpunkt SP

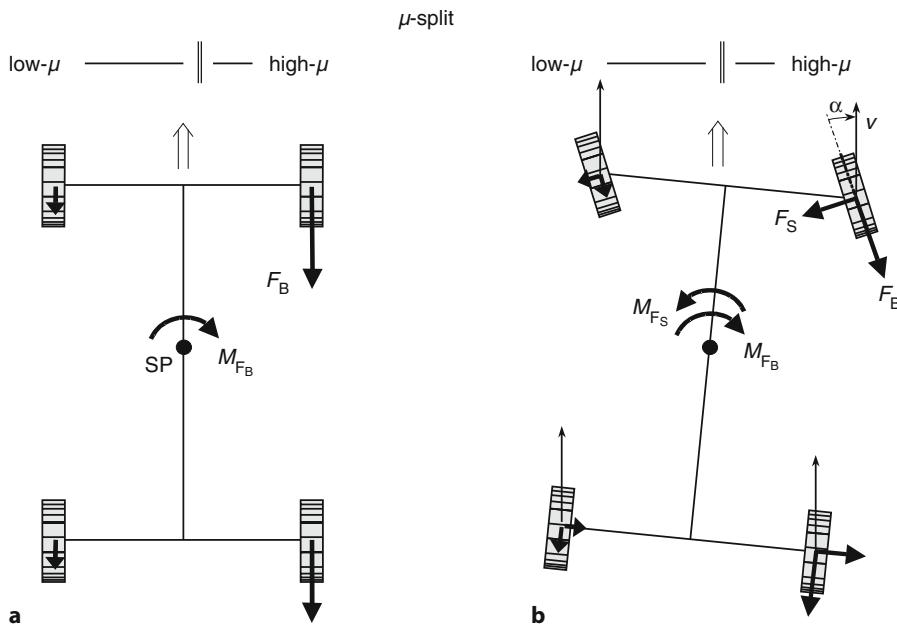


Abb. 3.14 Bremsung auf  $\mu$ -split; a Anfangszustand; b Gleichgewichtszustand nach Gegenlenken des Fahrers [11]

wirkt daher ein resultierendes Giermoment  $M_{F_B}$ , das zu einer Gierbewegung hin zur Seite mit dem hohen Reibwert (high- $\mu$ ) führt.

Um in der Spur zu bleiben, muss der Fahrer gegenlenken. Ein ABS unterstützt ihn hierbei, indem am Vorderrad auf der high- $\mu$ -Seite der Bremsdruckaufbau verlangsamt wird, so dass mehr Zeit zum Gegenlenken bleibt (Giermomentenbeeinflussung). Außerdem wird am hinteren Hochreibwertrad nicht die ganze theoretische Bremskraft eingeregt, so dass es durch die sich so ergebende höhere Querführung das Fahrzeug stabilisiert. Beide Maßnahmen an Vorder- und Hinterachse verlängern allerdings den Bremsweg.

In Abb. 3.14b ist der Gleichgewichtszustand nach erfolgtem Gegenlenken gezeigt. Die Räder laufen nicht mehr parallel zur Radmittellebene, stattdessen bildet der Geschwindigkeitsvektor  $v$  der Radmitte einen Schräglauftwinkel  $\alpha$  zur Radmittellebene. Unter solchen Bedingungen baut der Reifen zusätzlich eine Reifenseitenkraft  $F_S$  auf. Die Reifenseitenkräfte bewirken um den Schwerpunkt ein Moment  $M_{F_S}$ , das im gezeigten Gleichgewichtszustand das Moment  $M_{F_B}$  kompensiert. Wichtig ist jedoch, dass ein Hinterrad auf der high- $\mu$ -Seite bleibt; sonst können keine nennenswerte Seitenkräfte an der Hinterachse aufgebaut werden, was zum Schleudern des Fahrzeugs führt.

Ein negativer Lenkradius hilft dem Fahrer bei der stabilisierenden Lenkreaktion, weil das durch die einseitig wirkende Reifenlängskraft bewirkte Lenkradmoment die Gegenlenkbewegung unterstützt. Bei geeigneter Größe des Lenkradii kann ein Fahrzeug auf einer  $\mu$ -split-Fahrbahn auch bei losgelassenem Lenkrad stabil bleiben. Noch sicherer ist ein automatisches Gegenlenken des Fahrzeugs, z. B. mittels Überlagerungslenkung oder intelligenter Hinterachslenkung.

Mit elektromechanisch unterstützenden Lenkhilfen wird es möglich, aktiv Drehmomente in den Lenkungsstrang einzubringen, die den Fahrer unterstützen, in der erforderlichen Richtung gegenzulenken. Die Höhe des Lenkmomentes ist dabei abhängig von der im ABS-Gerät berechneten Differenz der Bremskräfte zwischen der high- $\mu$ - und der low- $\mu$ -Seite. Derartige Ausführungen sind mittlerweile erfolgreich im Markt platziert.

**Tabelle 3.1** Maßnahmen zur Stabilitätserhöhung beim Bremsen in der Kurve und auf  $\mu$ -split-Fahrbahn (+: günstig; -: ungünstig, o kein oder geringer Einfluss, \*: bewirkt Bremswegverlängerung)

Maßnahme	beim Bremsen in der Kurve	bei $\mu$ - split
Nachspur unter Bremskraft vorn	+	-
Nachspur unter Bremskraft hinten	-	+
Nachspur beim Einfedern vorn	+	-
neg. Lenkradius	-	+
niedriger Schwerpunkt	+	*
hoher Bremskraftanteil an der Vorderachse	+	+
hohe Untersteuerreserve	+	*
ABS mit select low an der Hinterachse	+*	+*
ABS mit Giermomentenbeeinflussung	*	+*
ABS mit CBC/ABS+	+*	*
ESP	+	o

In Tab. 3.1 sind Maßnahmen aufgetragen, die die Stabilität beim Bremsen in der Kurve und beim Bremsen auf  $\mu$ -split beeinflussen. Während beim Bremsen in der Kurve die relevanteren Räder (hier die kurvenäußerer) das Fahrzeug nach außen lenken sollten (Nachspur an der Vorderachse, Vorspur an der Hinterachse), sollten bei  $\mu$ -split-Bremsung die wichtigeren Räder (hier die auf der high- $\mu$ -Seite) vorn zur low- $\mu$ -Seite, hinten zur high- $\mu$ -Seite lenken; daher die widerstreitenden Anforderungen der spurwinkelbeeinflussenden Maßnahmen.

### 3.2.2 Aufbaunicken

Die beim Bremsen entstehende Trägheitskraft auf den Schwerpunkt bewirkt eine Nickbewegung des Aufbaus, deren Größe außer durch Schwerpunkt-

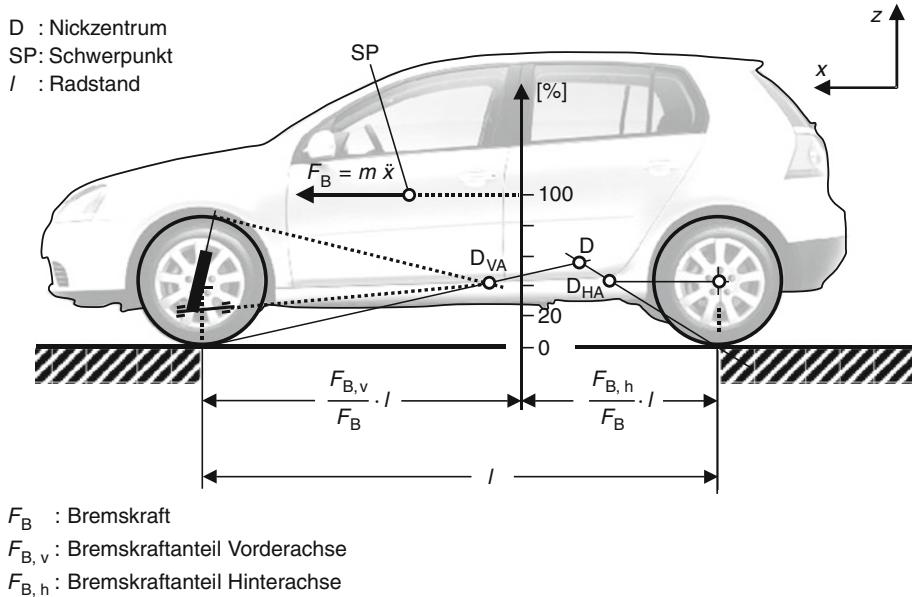


Abb. 3.15 Zeichnerische Ermittlung des Bremsnickausgleichs [12]

höhe, Radstand und Federsteifen auch durch fahrzeugsseitige Maßnahmen beeinflusst wird.

Den Einfluss des Fahrwerks soll Abb. 3.15 verdeutlichen. Die Nickpole  $D_{VA}$  und  $D_{HA}$  stellen die Momentanpole der Vorder- bzw. Hinterachse dar. Die Abstützung der Bremskraft einer Achse kann nur durch einen Kraftvektor erfolgen, der auf der Geraden durch den Nickpol und den Radaufstandspunkt liegt. Der Winkel dieser Geraden zur Fahrbahn wird als Bremsstützwinkel bezeichnet. Ist der Bremsstützwinkel nicht 0, so führen Bremskräfte immer auch zur Einleitung von Kräften in  $z$ -Richtung auf den Aufbau, die bei der gezeichneten Lage der Punkte dem Nickmoment entgegenwirken. Der Schnittpunkt dieser Geraden wird als Nickmomentanpol  $D$  zwischen Aufbau und Inertialsystem bezeichnet.

Abb. 3.15 stellt die zeichnerische Ermittlung des Nickausgleichs der Achsen dar. Hierzu ist der Radstand  $l$  entsprechend der Verteilung der Bremskräfte aufzuteilen und an dieser Stelle eine Linie in  $z$ -Richtung einzutragen (Prozent-Skala im Bild,

Tabelle 3.2 Bremsnickausgleich von Pkw (Kompakt- bis obere Mittelklasse)

Fzg-Nr.	Bremsnickausgleich	
	hinten [%]	vorn [%]
1	14	49
2	39	44
3	38	53
4	34	53
5	48	71
6	48	6
7	20	124
8	16	63
9	15	13
10	28	81
11	21	48
12	25	49

0 % auf Fahrbahnhöhe; 100 % auf Schwerpunktshöhe). Der Schnittpunkt der oben erwähnten Geraden mit dieser Linie gibt den Anteil des Nickausgleichs an. Im Beispiel besitzt die Vorderachse einen Nickausgleich von 44 %, die Hinterachse von 80 %. Ein Bremsnickausgleich von 100 % je Achse bedeutet, dass die Vorderachse beim Bremsen nicht einfedert und die Hinterachse nicht ausfedert.

In **Tab. 3.2** ist der Bremsnickausgleich für eine Auswahl von Fahrzeugen zusammengestellt. Insbesondere an der Hinterachse sind sehr große Unterschiede festzustellen. Fahrzeug 7 wird an der Vorderachse stark eintauchen und an der Hinterachse wegen Überkompensierung des Nickmomentes ebenfalls etwas einfedern, so dass das Fahrzeug insgesamt abgesenkt wird; Fahrzeug 6 dagegen ist vorne stark „gehalten“, wird sich jedoch hinten deutlich anheben.

### 3.3 Betätigung/Bedienung

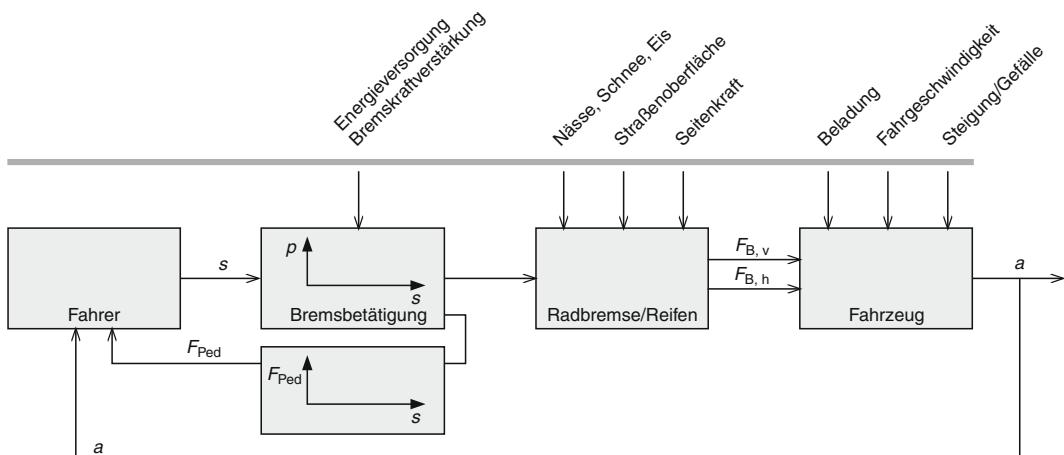
Der grundlegende Anspruch an das Bremsystem ist die Bereitstellung eines optimalen Ansprech- und Verzögerungsverhaltens bei allen Fahr- und Umgebungsztänden wie z. B. Geschwindigkeit, Beladungszustand, Witterung und Straßenbeschaffenheit. Für die Bewertung der Qualität des Bremsverhaltens hat neben objektiv messbaren Größen wie z. B. Bremsweg oder Verzögerung insbesondere die subjektive Wahrnehmung des Kunden beim

Bremsvorgang eine zentrale Bedeutung. Ziel der Auslegung ist es, dem Kunden im Sinne einer positiven Wahrnehmung Vertrauen in das Sicherheitsniveau und die Leistungsfähigkeit seines Fahrzeugs zu vermitteln. Dafür spielen neben der grundsätzlichen Fahrzeugstabilität und Spurtreue beim Bremsvorgang insbesondere Bremspedalgefühl, Ansprechen und Dosierbarkeit eine wesentliche Rolle. Andere Funktionen hingegen sollen für den Kunden unbemerkt bleiben, so z. B. das thermische Verhalten und das Geräusch- und Schwingungsverhalten der Bremsanlage.

#### 3.3.1 Ansprechen und Dosierbarkeit

Das Bremspedal stellt die zentrale Schnittstelle des Fahrers für die Steuerung des Bremsvorgangs dar. Die wesentlichen Rückmeldungen an den Fahrer bestehen einerseits in der Fahrzeugverzögerung, andererseits im Pedalkraft/Pedalweg-Verlauf, der ganz wesentlich den subjektiven Eindruck von Ansprechen und Dosierbarkeit prägt. Dabei wird ein sehr weiter Arbeitsbereich abgedeckt von der leichten Komfortbremsung zur Regulierung der Fahrgeschwindigkeit, über Normalbremsungen bis zum Stillstand, wie z. B. Ampelstopps, bis hin zu einer Vollbremsung möglicherweise aus hoher Geschwindigkeit in einer Gefahrensituation.

In einer systemtechnischen Betrachtung trägt nicht nur die Bremsanlage zu dieser Systemeigen-



**Abb. 3.16** Regelkreis Fahrer–Fahrzeug beim Bremsvorgang

### 3.3 · Betätigung/Bedienung

schaft bei, sondern vielmehr das gesamte Fahrzeug, **Abb. 3.16**.

Durch Betätigen des Bremspedals (Weg  $s$ ) wird im Bremssystem ein Druck  $p$  aufgebaut, dessen Rückwirkung im Hauptbremszylinder und Bremskraftverstärker zu einer Pedalkraft  $F_{\text{ped}}$  führt und eine wichtige Rückmeldung für den Fahrer als Regler darstellt (s. auch **Abschn. 2.1** und **Abschn. 4.1**). Der Bremsdruck wird an den Radbremsen in Zusspannkräfte umgesetzt, welche wiederum an den Radaufstandspunkten zu Bremskräften  $F_B$  an Vorderachse und Hinterachse führen. Dadurch ergibt sich eine Fahrzeugverzögerung  $a$ , die der Fahrer als Ausgangsgröße sensiert. Der gesamte Regelkreis wird durch eine Reihe externer Faktoren wie Straßen- und Fahrzustand sowie Fahrzeugbeladung beeinflusst.

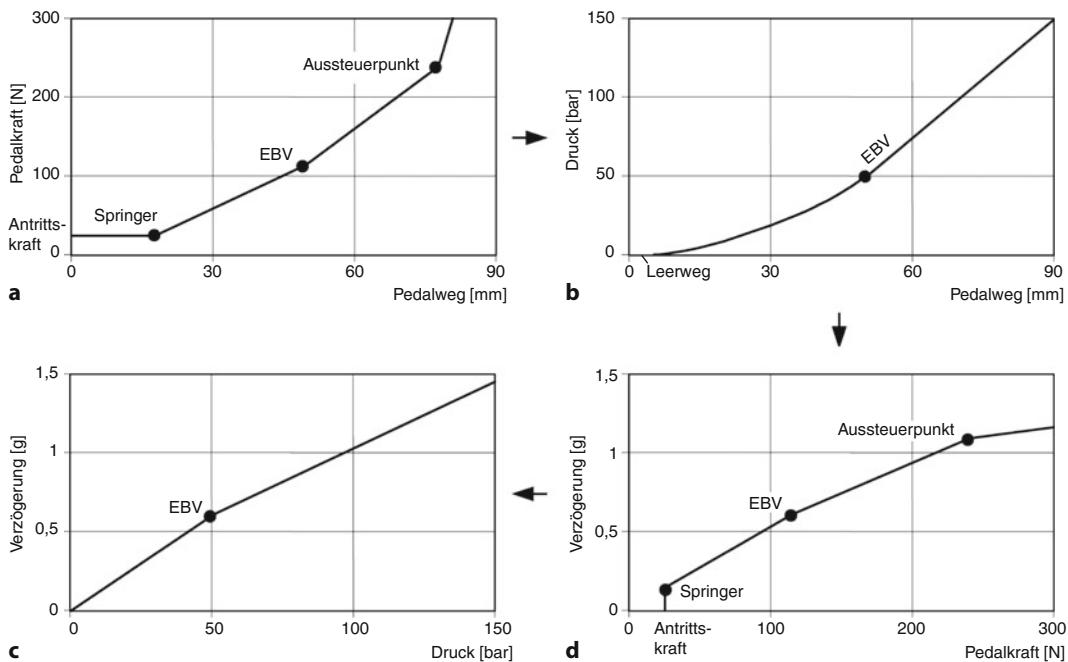
Die systemtechnische Darstellung zeigt, dass die Auslegung und Optimierung des Pedalgefühls und damit des Ansprechverhaltens eine detaillierte Be- trachtung des gesamten Bremssystems erfordert. Konstruktive Parameter wie Übersetzungen von Pe- dal und hydraulischem Bremssystem, Leerwege im

Bremskraftverstärker, Lüftspiele der Radbremsen, Elastizitäten im System sowie Kompressibilität und Temperaturverhalten von Bremsbelägen, um nur die wesentlichen Größen zu nennen, müssen sorgfältig optimiert werden, um letztendlich eine der Zielfunktion entsprechende Pedalcharakteristik zu erreichen, die vom Kunden als wichtiges Qualitätsmerkmal des Fahrzeugs wahrgenommen wird.

### 3.3.2 Kräfte, Wege, Kennung

Die Pedal- und Verzögerungscharakteristik wird üblicherweise mit Kennungen dargestellt, welche einige der in **Abb. 3.16** gezeigten Größen miteinander verknüpfen. Beispielhaft ist in **Abb. 3.17** die typische Form solcher Kennungen für ein System mit pneumatischem Bremskraftverstärker in idealisierter Darstellung gezeigt, womit sich die grund- sätzlichen Verhältnisse erläutern lassen.

Die vom Fahrer beim Bremsen wahrgenom- mene Pedalcharakteristik ist durch die Kraft-Weg- Kennlinie, **Abb. 3.17a**, gegeben. Zur Betätigung des



**Abb. 3.17** Pedal- und Verzögerungskennungen

Pedals ist eine bestimmte Antrittskraft erforderlich, die im Wesentlichen durch Vorspannung und Reibung im System geprägt ist. Bei kleinen Pedalwegen ist zunächst keine nennenswerte Kraftsteigerung zu verzeichnen. Dies liegt einerseits an Leerwegen im System, andererseits wird nach dem Überfahren der Leerwege auslegungsbedingt auch ohne Kraftsteigerung bereits eine Verzögerung bewirkt, wie auch in der Darstellung von Verzögerung über Pedalkraft, **Abb. 3.17d**, erkennbar. Diese auch als „Springer“ bezeichnete Funktion wirkt sich, in Grenzen gehalten, positiv auf die subjektive Wahrnehmung des Ansprechverhaltens aus. Nach diesem Einsprung baut sich die Pedalkraft über dem Pedalweg auf, wobei nach dem Eingriff der elektronischen Bremskraftverteilung (EBV) eine Zunahme der Kurvensteigung zu verzeichnen ist. Bei einem bestimmten Wert wird der Aussteuerpunkt des Bremskraftverstärkers und damit die maximale Bremskraftunterstützung erreicht. Jenseits dieses Punktes liefert der Bremskraftverstärker keine weitere Unterstützung, was vom Fahrer annähernd wie ein mechanischer Anschlag empfunden wird. Aus diesem Grund wird durch geeignete Dimensionierung der Bremsanlage sichergestellt, dass auch bei Vollbremsungen dieser Aussteuerpunkt nicht übertreten werden muss.

Durch die Betätigung des Bremspedals wird in der Bremsanlage ein Bremsdruck erzeugt, der nach Überfahren der bereits genannten Leerwege, aufgrund nichtlinearer Steifigkeiten, über dem Pedalweg leicht progressiv verläuft, **Abb. 3.17b**. Aus dem Bremsdruck ergibt sich je nach Fahrzustand und Straßenbeschaffenheit eine bestimmte Fahrzeugverzögerung, **Abb. 3.17c**. Die hier dargestellte Verzögerungs-Druck-Kurve gilt für einen bestimmten Gewichtszustand des Fahrzeugs. Zunehmende Beladung des Fahrzeugs reduziert bei gegebenem Druck die Verzögerung. Die vom Fahrer wahrgenommenen Größen Verzögerung und Pedalkraft führen schließlich zur Kennung, **Abb. 3.17d**, in welcher der Einfluss des „Springers“, der Bremsdruckreduzierung an der Hinterachse durch die elektronische Bremskraftverteilung sowie der Einfluss des Aussteuerpunktes zu erkennen sind.

Aus den dargestellten Kennungen lassen sich eine Reihe von Entwurfsgrößen oder Qualitätsmerkmale für Bremsenansprechen und Dosierbarkeit ab-

leiten. Wesentliche Größen sind z. B. die Größe des Leerwegs, der auch durch Vorgabe eines minimalen Bremsdrucks bei einem bestimmten Pedalweg charakterisiert werden kann, die Höhe des Einsprungs in **Abb. 3.17d**, die Antrittskraft, sowie die Steigung des Pedalkraftverlaufs über Pedalweg und Verzögerung. Schon moderate Erhöhungen der Antrittskraft können z. B. dazu führen, dass die Bremse subjektiv als stumpf empfunden wird. Andererseits zeigt sich, dass bei gleichen Pedalkräften ein kurzer Pedalweg subjektiv günstig empfunden wird.

In der Realität sind die hier eher idealisiert dargestellten Verläufe durch Elastizitäten im System verrundet. Weiterhin kommen auch dynamische Effekte zum Tragen, die sich insbesondere in einer von der Betätigungs geschwindigkeit abhängigen Dämpfung der gesamten Bremsanlage zeigen. Zur Erzielung eines vom Kunden als hervorstechendes Qualitätsmerkmal empfundenen Betätigungs gefüls ist eine aufwändige und gezielte Feinoptimierung sämtlicher genannter Parameter erforderlich. In der Serienproduktion unterliegen die Bauteileigenschaften außerdem fertigungsbedingten Streuungen, deren Einfluss durch eine robuste Auslegung minimiert werden muss. Besondere Beachtung erfordert die Qualität der durch Vakuum unterstützten Befüllung der Bremsanlage mit Bremsflüssigkeit. Durch sorgfältige Abstimmung der Anlagenparameter muss sichergestellt werden, dass keine Restluft im System verbleibt, die zu einem weichen Pedalgefühl bzw. langen Pedalwegen führen würde.

### 3.4 Package/Einbausituation

Die Randbedingungen für die Einbausituation der Fahrzeugbremsen sind wesentlich durch Art und Gestaltung der Radaufhängung sowie Größe und Gestalt der Räder bestimmt. In der konstruktiven Gestaltung gibt es dabei eine Reihe von Zielkonflikten zwischen der Funktion der Radaufhängung für Lenk- und Fahrverhalten einerseits und der Bremsanlage andererseits zu lösen. Die konstruktive Ausführung entscheidet ganz wesentlich über die Leistungsfähigkeit der Bremsen, Kühlverhalten, Empfindlichkeit auf Nässe und Verschmutzung sowie auf Vibrationen und Geräusche.

### 3.4.1 Baugrößen und Einbauverhältnisse

Die grundsätzlichen Einbauverhältnisse einer Scheibenbremse sind in Abb. 3.18 am Beispiel der Vorderradkonfiguration eines frontgetriebenen Fahrzeugs dargestellt. Die Bremsscheibe wird zwischen Radnabe und Radschüssel gehalten, während der Bremssattel am Schwenklager befestigt ist. Die zentrale Einflussgröße für die thermische Leistungsfähigkeit der Bremse ist durch die Größe der Bremsscheibe gegeben, welche deren Wärmespeicher vermögen und Kühlleistung bestimmt. Aus diesem Grund ist man bei der Dimensionierung der Radbremse üblicherweise bestrebt, zumindest bei der Vorderradbremse, an der normalerweise der überwiegende Anteil der Bremsenergie umgesetzt wird, die jeweilige Radgröße voll auszunutzen. Die Baugrößen der Radbremsen folgen somit den Zollsprüngen der Radgrößen. Im PKW-Segment werden Räder und Bremsengrößen von 13" bis 20" und darüber eingesetzt. In der Kompaktklasse sind Bremsengrößen zwischen 15" und 17" gängig.

In Abb. 3.18 ist deutlich erkennbar, dass der Bremssattel zur optimalen Bauraumausnutzung sich so eng wie möglich an die innere Radkontur anschmiegt. Der konstruktive Freiraum wird dabei

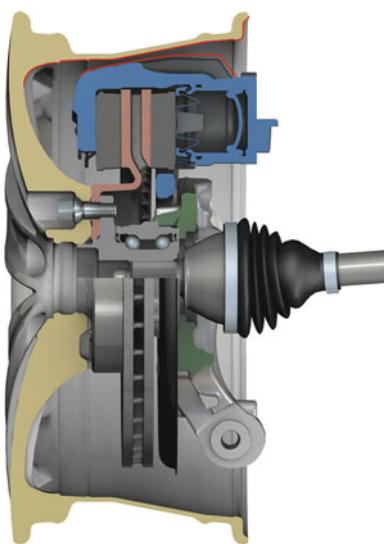


Abb. 3.18 Einbauverhältnisse einer Scheibenbremse

stark durch die Art der Radaufhängung und die Antriebsform (Front- oder Heckantrieb) bestimmt. Dies soll am Beispiel der sehr weit verbreiteten McPherson-Vorderradaufhängung, Abb. 3.19, erläutert werden. Das Rad wird durch das Federbein geführt, welches sich über das Führungsgelenk am Querlenker abstützt. Die Verbindung zwischen oberem Federbeinanlenpunkt und Führungsgelenk definiert die Spreizachse, um die sich das Rad bei Lenkbewegungen dreht. Für die kinematische Auslegung von frontgetriebenen Fahrzeugen stellt der Störkrafthebelarm, d. h. der Abstand des Kraftangriffspunkts des Rades von der Spreizachse, eine wesentliche Größe dar. Antriebskräfte am Radaufstandspunkt bewirken über diesen Störkrafthebelarm Momente um die Lenkachse und können so bei unterschiedlichen Verhältnissen zwischen linkem und rechtem Rad als unerwünschte Störein-

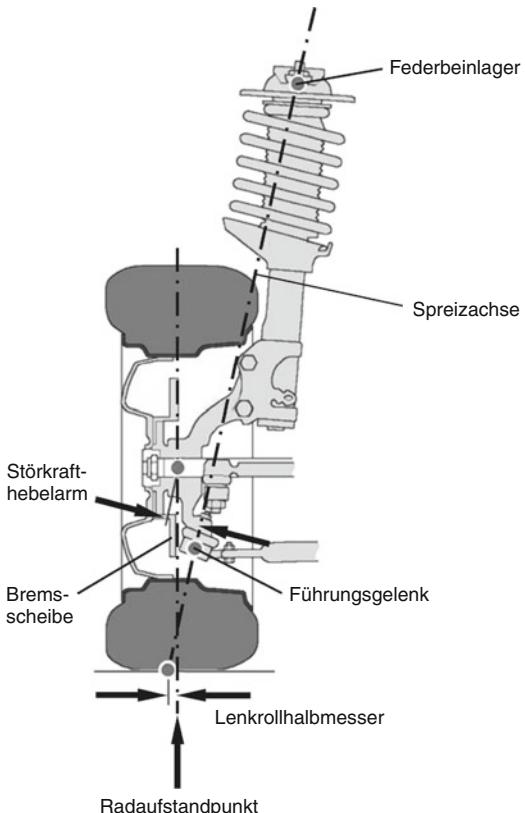


Abb. 3.19 Grundsätzlicher Aufbau einer McPherson-Federbeinachse

flüsse auf die Lenkung zurückwirken. Aus diesem Grund wird eine Minimierung des Störkrafthebelarms angestrebt, was durch ein möglichst weit außen positioniertes Führungsgelenk erreicht werden kann. Dadurch wird allerdings die Position des Reibrings der Bremsscheibe und somit auch die Lage des Bremssattels nach innen beschränkt. Aufgrund dieser Bauraumeinschränkung werden bei Frontantriebsfahrzeugen mit McPherson-Achsen nahezu ausschließlich Faustsattelbremsen eingesetzt, da Festsattelbremsen aufgrund des außenliegenden Bremskolbens mehr axialen Bauraum in der Radschüssel beanspruchen. Bei heckgetriebenen Fahrzeugen oder Mehrlenkervorderachsen liegt der dargestellte Bauraumkonflikt nicht im gleichen Ausmaß vor, sodass hier durch weiter innen angeordnete Bremsen bei gleichen Radgrößen größere Bremsscheibendurchmesser realisiert werden können.

### 3.4.2 Reifengefederte Massen

Die an den Zollgrößen der Räder orientierten Bremsscheibengrößen stellen den maßgeblichen Einfluss auf das Gewicht der Radbremsen dar. Beispielhaft sind in **Tab.3.3** die Massen von Bremsscheiben mit gängigen Durchmessern und Reibringdicken für die Größen 15" bis 17" dargestellt. Bei den Bremssätteln wirken sich Unterschiede in Bauform, Steifigkeit und geforderten maximalen Zuspannkräften auf die Masse aus. Bisweilen werden jedoch auch baugleiche Bremssättel für unterschiedliche Bremsengrößen eingesetzt, sodass ein Gewichtsunterschied lediglich durch unterschiedliche Halter gegeben ist.

**Tabelle 3.4** Reifengefederte Masse einer McPherson Vorderradaufhängung mit Radbremse

Bremsscheibengröße	15"	16"	17"
Masse Radaufhängung [kg] (mit Rad/Reifen)	47,5	55,0	51,5 <sup>a</sup>
Masse Radbremse (mit Bremsscheibe) [kg]	13,0	15,4	19,3
Anteil Radbremse [%]	27,5	28,0	37,4

<sup>a</sup> Ungefederete Masse bei 17" mit **Alu-Gussrad**, alle anderen mit **Stahlrad**

Die Masse der Radbremse liefert einen erheblichen Beitrag zur gesamten reifengefederten Masse einer Radaufhängung mit Rad. In **Tab.3.4** ist dies beispielhaft für eine McPherson-Radaufhängung mit verschiedenen Rad- und Bremsengrößen gezeigt. In dieser Darstellung wird auch deutlich, dass der Möglichkeit zum Leichtbau bei Radbremsen Grenzen gesetzt sind. Da insbesondere die Masse der Bremsscheibe direkt mit deren thermischer Leistungsfähigkeit verknüpft ist, kann hier nur durch Einsatz alternativer Werkstoffe Gewicht reduziert werden. Der Einsatz neuerer Entwicklungen wie z. B. Bremsscheiben aus Keramik bleibt derzeit jedoch aufgrund der Kostensituation ausschließlich auf Hochleistungsanwendungen beschränkt.

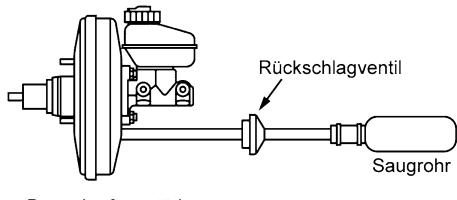
### 3.5 Energieversorgung Bremskraftverstärkung

Mit Einführung der Scheibenbremse an den Fahrzeugvorderachsen entfiel der von den Trommelbremsen ausgehende Selbstverstärkungseffekt der Vorderradbremsen, sodass in Kombination mit zunehmenden Fahrzeuggassen der Bedarf an fußkraftentlastenden Bremskraftverstärkern wuchs. Grundsätzlich steht eine Vielfalt von bremskraftverstärkenden Systemen zur Verfügung. Vorherrschend bis in die Gegenwart ist der Unterdruckbremskraftverstärker, dessen große Verbreitung auf die damals dominierenden Fahrzeugantriebe von drosselklappengesteuerten Ottomotoren zurückzuführen ist. Diese Antriebsart stellte den für pneumatische Bremskraftverstärker

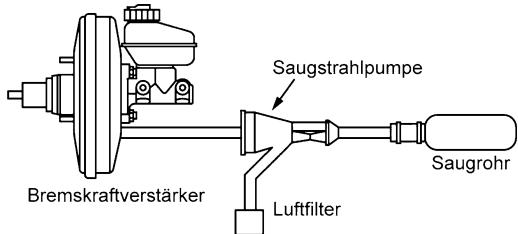
**Tabelle 3.3** Masse von Bremsscheiben unterschiedlicher Baugrößen (Beispiel Volkswagen Golf)

Bremsscheibengröße	15"	16"	17"
Außen-Ø × Reibringdicke [mm]	Ø288 × 25	Ø312 × 25	Ø340 × 30
Masse Bremsscheibe [kg]	7,0	8,1	10,5

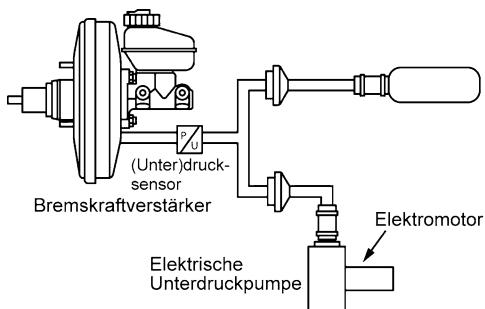
### 3.6 · Thermische Randbedingungen



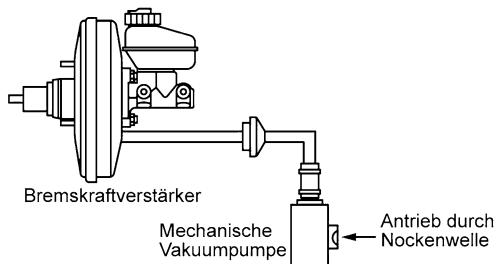
Unterdruckversorgung aus Saugrohr



Unterdruckversorgung aus Saugrohr mit zusätzlicher Saugstrahlpumpe



Unterdruckversorgung aus Saugrohr mit Unterstützung durch elektrische Vakuumpumpe



Unterdruckversorgung mit mechanischer Vakuumpumpe

Abb. 3.20 Varianten der Unterdruckversorgung von Bremskraftverstärkern

benötigten Unterdruck unproblematisch zur Verfügung. Der qualitätsgeregelte Dieselantrieb benötigt dagegen für Unterdruckverstärker eine mechanisch betriebene Pumpe.

In Verbindung mit aktuellen Abgaskonzepten und zunehmender Verbreitung von Otto-Direkteinspritzern wird die zuverlässige Unterdruckversorgung schwieriger, sodass eine additive Unterdruckversorgung mit elektrischen oder mechanischen Pumpen auch bei Ottomotoren zum Einsatz kommt.

Im Folgenden wird auf die Energieversorgung des Unterdruckverstärkers eingegangen. Eine Übersicht der Varianten für dessen Energieversorgung zeigt Abb. 3.20. Basis ist der vom drosselklappengesteuerten Ottomotor zur Verfügung stehende Saugrohrunterdruck. Speziell für Automatikgetriebe-fahrzeuge, wo Schaltvorgänge ohne Lastunterbrechung durchgeführt werden, ist die allein saugrohrunterdruckgeführte Versorgung des BKV bei speziellen Fahrzuständen, vornehmlich nach Kaltstart, möglicherweise nicht ausreichend. Als kos-

tengünstige Unterdruckhilfe können Saugstrahlpumpen eingesetzt werden, die nach dem Venturi-Prinzip additiven Unterdruck von ca. 70–150 mbar zur Verfügung stellen können. Sollte auch damit keine ausreichende Unterdruckversorgung erzielt werden können, muss mittels elektromechanischer Unterdruck-Pumpe evakuiert werden.

## 3.6 Thermische Randbedingungen

Die grundlegende Problematik der thermischen Auslegung von Kraftfahrzeugbremsen liegt im Abfall des Reibwerts zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe bei steigender Temperatur, wie dies in Abb. 3.21 schematisch dargestellt ist. Wie man erkennt, findet bei Bremsscheibentemperaturen ab ca. 700 °C bei handelsüblichen Bremsbelägen ein überproportionaler Reibwertabfall statt, der zu einer deutlichen Bremswegverlängerung bei überhitzter Bremsanlage, dem so genannten „Fading“, führen kann.

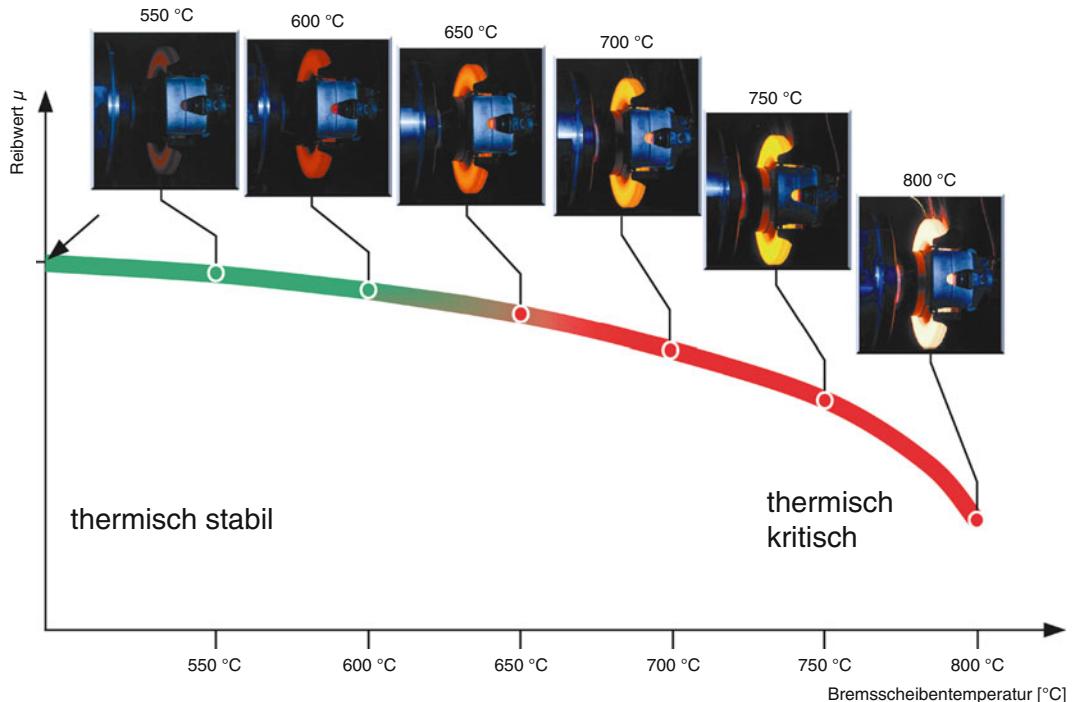


Abb. 3.21 Temperaturabhängigkeit des Reibwerts bei Scheibenbremsen (idealisiert)

Bestimmend für die thermische Leistungsfähigkeit der Bremsanlage sind die Bremsscheiben, an denen die gesamte Bewegungsenergie des Fahrzeugs in Wärme umgewandelt wird. Durch den Reibvorgang mit den Bremsbelägen entsteht ein Wärmestrom, mit dem die Bremsscheibe beaufschlägt wird, Abb. 3.22. Die Wärmeenergie wird einerseits von der Bremsscheibe gespeichert, andererseits ergeben sich mit der Temperaturerhöhung auch abfließende Wärmeströme durch Wärmeleitung zu benachbarten Bauteilen, Konvektion an der Oberfläche und durch den Kühlkanal, sowie Wärmestrahlung an der Oberfläche. Ergebnis dieser Energiebilanz aus zu- und abfließenden Wärmeströmen ist ein zeitlicher Temperaturverlauf der Bremsscheibe, der grundsätzlich durch schnelle Temperaturerhöhung während der Bremsung und nachfolgende Abkühlung gekennzeichnet ist.

Als Beispiel für einen typischen Temperaturverlauf ist in Abb. 3.23 eine Messung für einen Folgestoppversuch dargestellt. Bei diesem definierten Test werden 10 aufeinanderfolgende Vollbremsungen aus 100 km/h zum Stillstand mit da-

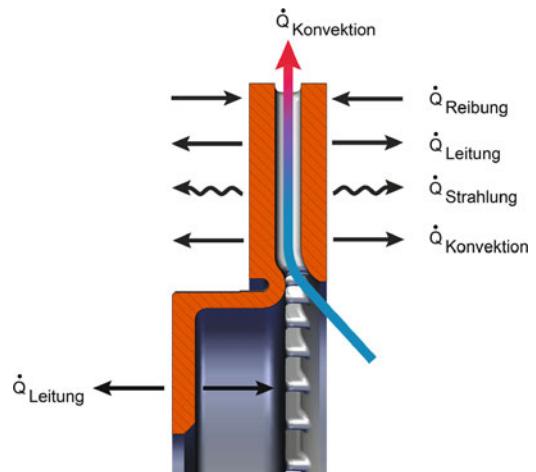
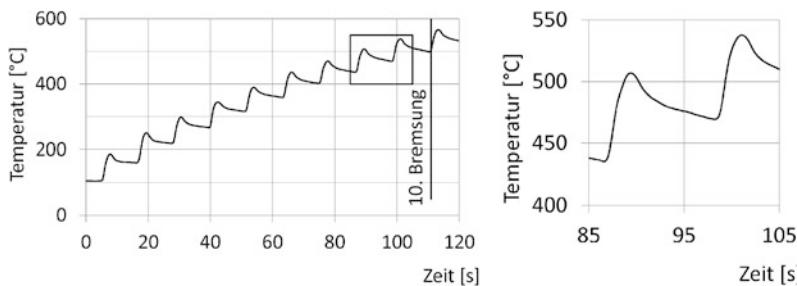


Abb. 3.22 Energiebilanz für die Bremsscheibe

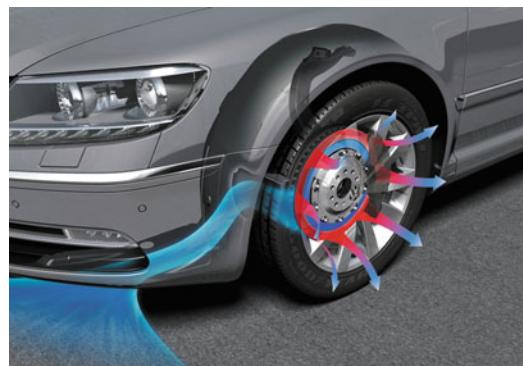
zwischenliegenden Beschleunigungsphasen durchgeführt. Durch geeignete Dimensionierung der Bremsanlage muss sichergestellt werden, dass durch die zunehmende Erhitzung der Bremsscheiben kei-



■ Abb. 3.23 Temperaturverlauf in der Reibringoberfläche der Bremsscheibe bei einem Folgestoppversuch

ne nennenswerte Bremswegverlängerung (Fading) bei den einzelnen Bremsungen auftritt. Wie der Ausschnitt für eine einzelne Bremsung zeigt, tritt während der Bremsung eine schnelle Temperaturerhöhung auf, deren Höhe maßgeblich von der Fahrzeugenergie und damit der Fahrzeuggmasse einerseits sowie vom Wärmespeichervermögen der Bremsscheibe und damit deren Masse andererseits bestimmt wird. Größere Bremsscheiben würden hier direkt zu einer geringeren Temperaturerhöhung führen. In der Abkühlphase nach der Bremsung spielen insbesondere die Konvektion an der Bremsscheibe durch die Kühlkanäle und an den Reibflächen sowie die Wärmestrahlung eine wichtige Rolle. Der Temperaturrückgang zwischen zwei Bremsungen ist auch durch die Abkühlzeit bestimmt, die durch das Beschleunigungsvermögen des Fahrzeugs und somit seinem Leistungsgewicht vorgegeben ist. Der Gesamtverlauf der Temperatur ist aufgrund der überproportional zunehmenden Wärmestrahlung degressiv und nähert sich einer durch die Dimensionierung der Bremsscheibe bestimmten Beharrungstemperatur an. Gemäß ■ Abb. 3.21 muss durch ausreichende Dimensionierung sichergestellt werden, dass diese Beharrungstemperatur unterhalb des kritischen Temperaturbereichs liegt, ab dem der Reibwert überproportional abfällt. Typischerweise wird dabei eine Beharrungstemperatur unterhalb 700 °C angestrebt.

Zur Verbesserung des Abkühlverhaltens werden insbesondere bei Hochleistungsfahrzeugen besondere konstruktive Maßnahmen zur Anströmung der Bremsen vorgesehen. Als Beispiel ist in ■ Abb. 3.24 die Anströmung einer Hochleistungsbremsanlage gezeigt. Man erkennt, wie über einen Kühlkanal in der Radhausschale und ein



■ Abb. 3.24 Bremsenkühlung durch gezielte Anströmung, Volkswagen Phaeton

Luftleitelement am Bremsenabdeckteil ein gezielter Luftstrom zur Bremse geführt wird, der durch die Ventilation der belüfteten Bremsscheibe durch das Rad abgeführt wird. Dadurch kann die Abkühlgeschwindigkeit der Bremsscheiben signifikant verbessert werden.

### 3.7 Umgebungsbedingungen

Die gezielte Anströmung der Bremsen ist einerseits vorteilhaft für die thermische Leistungsfähigkeit, sie birgt jedoch das Risiko einer verstärkten Belaufschlagung der Bremsscheibe durch Wasser, Verschmutzung sowie im Wasser enthaltenes Streusalz. Dies kann zumindest im Ansprechverhalten zu einer signifikanten Verringerung der Bremswirkung führen. Bei der konstruktiven Gestaltung von Radbremse, Bremsenabdeckteil sowie Anströmungsmaßnahmen muss daher sowohl durch geeignete

theoretische Betrachtung, aber auch durch geeignete Versuchstechnik eine optimale Bremsenkühlung erzielt werden, ohne eine nachteilig wirkende Belaufschlagung durch Wasser, Schmutz und Salz in Kauf nehmen zu müssen. Weiterhin muss sichergestellt werden, dass sich der Luftwiderstand des Fahrzeugs durch die Kühlmaßnahmen nicht zu sehr vergrößert.

### 3.8 Geräusche und Schwingungen

Neben der Auslegung der thermischen Leistungsfähigkeit spielt die Optimierung des Schwingungsverhaltens der Radbremse eine wesentliche Rolle im Hinblick auf die Produktqualität. Bremsgeräusche und Vibrationen, wie z. B. Bremsenrubbeln oder Lenkraddrehschwingungen, werden vom Kunden nicht akzeptiert und führen zu Beanstandungen. Die Ursachen von Schwingungs- und Geräuschphänomenen in Bremsanlagen sind vielfältig und stellen hohe Anforderungen an die Entwicklung. Eine zentrale Bedeutung kommt dabei der Bremsscheibe zu, welche durch den Reibvorgang mit dem Bremsbelag in Schwingungen versetzt werden oder aufgrund von Ungleichförmigkeiten der Reiboberfläche Schwingungen der Radaufhängung auslösen kann. Für weitere Ausführungen zur Geräusch- und Schwingungsthematik sei auf ▶ Kap. 28 verwiesen.

#### 3.8.1 Vibrationen

Bremsscheiben, die bereits in ihrer Ausgangsgeometrie vom Ideal abweichen, erzeugen bereits in Neufahrzeugen unangenehme Effekte, zu denen das Pulsieren und bei höheren Raddrehzahlen auch Rubbelerscheinungen gehören, die sich u. a. durch Lenkraddrehschwingungen und Dröhnen bemerkbar machen können.

Die Geometrievorgaben für Bremsscheiben sind in den letzten Jahren erheblich verschärft worden. So dürfen Dickenschwankungen des Reibringes in der Regel ca.  $10 \mu\text{m}$  nicht überschreiten, und der Scheibenschlag ist meist auf max.  $25 \mu\text{m}$  begrenzt. Bremsscheiben, die o. g. Vorgaben erfüllen, erweisen sich im Neuzustand in der Regel im positiven Sinne als unauffällig. Zu beachten ist allerdings, dass die Bremsscheiben als zu verspannendes Bauteil zwischen Scheibenrad und Radlagerflansch fungieren. Geometrieunzulässigkeiten am Radlagerflansch oder eine ungünstige Verspannung der Scheibe radseitig (kritischer als Leichtmetallräder sind hier Stahlfelgen) können auch bei i.O.-Bremsscheibengeometrie zu Verzügen und zu Pulsier- und Rubbelerscheinungen führen.

Ungleich schwieriger ist es, die im Neuzustand guten Geometriedaten der Scheibe über die Lebensdauer zu halten oder doch mindestens nur so wenig

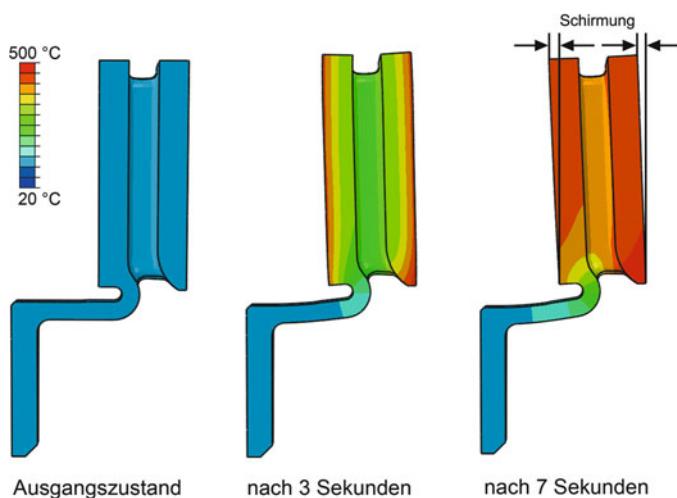


Abb. 3.25 Schirmung einer Bremsscheibe beim Bremsvorgang

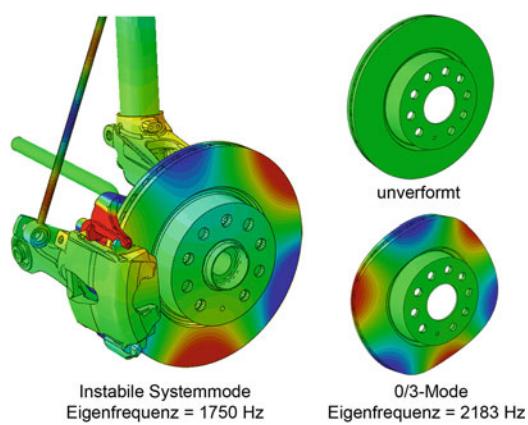
zu verschlechtern, dass es bei der sog. positiven Unauffälligkeit bleibt. Im Fahr- und Bremsbetrieb werden Bremsscheiben teilweise stark wechselnden, extremen Temperaturen ausgesetzt und müssen neben hoher, mechanischer Beanspruchung durch den Bremsbelag z. T. extreme Witterungseinflüsse verkraften.

Bremsenfehlverhalten, wie z. B. das Rubbeln, kann eine Vielzahl von Ursachen haben (vgl. ▶ Kap. 28). Einer der vielfältigen Entstehungsmechanismen ergibt sich aus der thermischen Verformung der Bremsscheibe während der Bremseung. Durch die starke Temperaturerhöhung dehnt sich der Reibring der Bremsscheibe aus, was aufgrund der Anbindung an den Bremsscheibentopf zu einer tellerförmigen Verformung führt. □ Abb. 3.25 zeigt eine typische Verformung in zwei Phasen einer Bremsung in überhöhter Darstellung, wobei die Temperaturverteilung durch unterschiedliche Farben angezeigt wird. Dieses Verformungsverhalten wird als Schirmung bezeichnet und muss durch geeignete, konstruktive Gestaltung der Bremsscheiben minimiert werden. Das Schirmungsverhalten kann über längere Laufzeit wieder zu Dickenschwankungen und somit zu Rubbelerscheinungen führen. Andererseits können sich durch hohe thermische Belastung auf dem Reibring – auch durch metallurgische Umwandlungen – Zonen mit unterschiedlichen Reibwerten bilden, die ebenfalls zu pulsierenden Bremskräften und damit Bremsenrubbeln führen. Die Behebung von Rubbelerscheinungen bei Bremsanlagen erfordert aufgrund der Vielfalt der Mechanismen und Einflussfaktoren eine sehr sorgfältige konstruktive Auslegung und versuchstechnische Optimierung.

Gerade bei Bremsenrubbelerscheinungen hat sich verstärkt herausgestellt, dass es sich zwar durch ein meist von der Vorderradbremse verursachtes Phänomen handelt, dass aber das Bremsenumfeld in Form von Radaufhängung und Subsystemen (z. B. Hilfsrahmen und deren Lagerung) einen wesentlichen Einfluss hat. Es sind also weitaus umfangendere Gesamtbetrachtungen der Bremsanlage im Fahrzeug notwendig.

### 3.8.2 Geräusche

Bei höherfrequenten Bremsengeräuschen wie Bremsenquietschen handelt es sich in der Regel um komplexe nichtlineare Schwingungsphänomene, die durch den Reibvorgang zwischen Bremse, Belag und Bremsscheibe angeregt werden und durch gekoppelte Strukturschwingungen von Bremsscheibe, Bremssattel, Schwenklager und anderen Bauteilen gekennzeichnet sind. Die Schallabstrahlung der Bremsscheibe hat bei Quietschphänomenen oft einen dominanten Einfluss, so dass deren Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen eine große Bedeutung haben. Zunehmend werden numerische Verfahren – wie zum Beispiel die komplexe Eigenwertanalyse – eingesetzt, um schon in der frühen Entwicklungsphase instabile Strukturschwingungen zu vermeiden. □ Abb. 3.26 zeigt beispielhaft die berechnete, instabile Eigenschwingungsform einer Radbremse und die dazugehörige Eigenschwingungsform der Bremsscheibe ohne umgebende Bauteile. Das System kann durch Veränderung der Bauteilsteifigkeiten oder -massen, insbesondere von Bremssattel, Bremshalter oder Bremsscheibe, modifiziert werden, um das Aufklingen instabiler Reibschwingungen zu vermeiden oder zu verringern.



□ Abb. 3.26 Eigenformen von Radbremse und Bremsscheibe

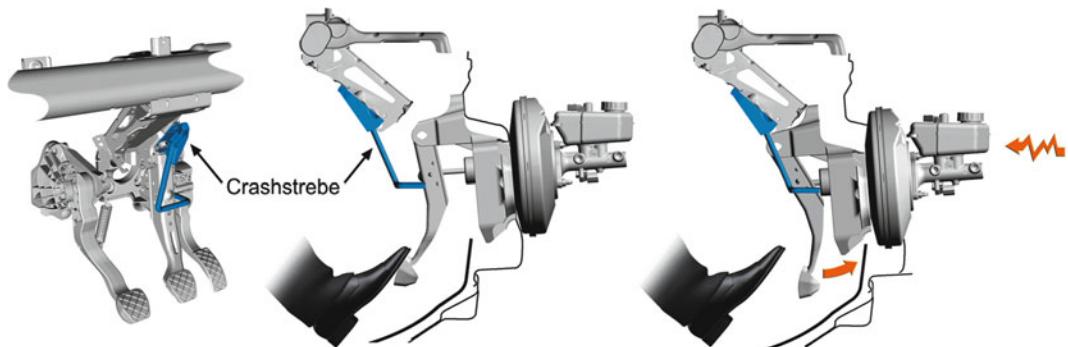


Abb. 3.27 Crash-optimiertes Fußhebelwerk

Die Behebung von Quietschproblemen stellt zudem eine anspruchsvolle versuchstechnische Aufgabe dar. Umfangreiche empirische Prüfstands- und Fahrzeugerprobungen sind erforderlich, um mögliche Geräuschereignisse unter vielfältigen Einflussfaktoren wie Temperatur, Luftfeuchtigkeit, Belagkonditionierung, Korrosion, Ankopplung an das Fahrzeug etc. zu erfassen und durch geeignete Maßnahmen (Massen, Steifigkeiten) abzustellen. Weiterhin kann durch so genannte Sekundärmaßnahmen am Bremsbelag, z. B. durch hochdämpfende Zwischenschichten auf der Belagrückplatte, die Übertragung hochfrequenter Schwingungen vermieden werden.

Neben dem genannten Bremsenquietschen gibt es auch andere Geräuschphänomene, die durch gezielte Maßnahmen behoben werden müssen. Beispielhaft sei das Bremsenknurpsen genannt, das aufgrund des Schleppmoments insbesondere bei Automatikfahrzeugen und leichter Bremsbetätigung im Quasi-Stillstand auftritt. Hierbei handelt es sich um ein Stick-Slip-Phänomen mit wechselndem Übergang von Haft- zu Gleitreibung, das sich über die Radaufhängungen auf die Karosserie überträgt und zu einem dröhnenenden Geräusch führen kann. Abhilfe bieten u. a. speziell optimierte Bremsbeläge, die allerdings Nachteile in Bremsleistung und Ansprechverhalten haben können. Zusammenfassend kann gesagt werden, dass bei einer Bremsentwicklung aufgrund der komplexen Entstehungsmechanismen von Geräuschen und Schwingungen in der Regel erheblicher Aufwand zur deren Vermeidung bzw. Behebung getrieben werden muss.

### 3.9 Crashanforderungen

Im Rahmen stetig steigender Sicherheitsanforderungen unterliegt die Gestaltung der Bremsbetätigungen den zunehmend strengereren Vorgaben für das Crashverhalten des Fahrzeugs. Die weitgehend vorgegebenen Lage von Fußhebelwerk und Bremskraftverstärker hat maßgeblich Einfluss auf die Fußraumintrusion. Zu deren Minimierung muss eine Blockbildung von Bauteilen im Motorraum mit dem Hauptbremszylinder und Bremskraftverstärker im Crashfall vermieden werden. Falls es dennoch zum crashbedingten Eindringen des Fußhebelwerks in den Fahrgastrraum kommt, schützt eine weitere konstruktive Maßnahme vor möglichen Fußverletzungen. Das Bremspedal wird dabei aktiv in seine betätigte Position gedrückt, s. Abb. 3.27. Dabei wird das Fußhebelwerk in Richtung eines am Schalttafelträger montierten Niederhalters bewegt. Der Niederhalter behält seine Position bei und verhindert das weitere Eindringen der Pedale. Eine Fehlfunktion ist durch die zwingend erforderliche Deformation der Fahrzeugstruktur ausgeschlossen.

### 3.10 Umweltschutz

#### 3.10.1 Bremsbeläge

Bremsbeläge müssen extremen Belastungen standhalten, einer Vollbremsung aus Höchstgeschwindigkeit ebenso wie beispielsweise einer Passfahrt

### 3.11 · Energierückgewinnung

im Hochgebirge, bei denen sie bis zu 700 °C heiß werden können. Bremsscheibe und Bremsbelag bilden eine verschleißbehaftete Reibpaarung. Bei jedem Bremsvorgang wird ein kleiner Teil des Belags abgerieben. Um die daraus resultierende Umweltbelastung zu minimieren, wurden die früher enthaltenen asbesthaltigen Werkstoffe mittlerweile ausnahmslos durch asbestfreie ersetzt (vgl. dazu auch ▶ Kap.25). Neuere Umweltauflagen bzw. eine freiwillige Selbstbeschränkung erfordern zusätzlich so genannte ABC-freie Beläge, d. h. die Substanzen Antimon, Blei und Cadmium werden nicht mehr im Belagmaterial verwendet. Im Weiteren wird zukünftig der Anteil von Kupfer und Kupferverbindungen in Bremsbelägen limitiert. So dürfen in den USA (Kalifornien, Washington) ab dem 01.01.2021 die Bremsbeläge von Neufahrzeugen und im Ersatzbedarf nur noch ein Cu-Anteil von  $\leq 5\%$  aufweisen.

### 3.10.2 Korrosionsschutz

Ein weiterer Ansatzpunkt für Umweltschutz an der Bremse ist der Korrosionsschutz des Bremssattels. Die Korrosionsbeschichtungen des Sattels enthielten früher häufig Cr(VI)-Verbindungen (Stichwort: Gelbchromatierung). Da insbesondere Cr(VI) zu den krankheitserregenden Stoffen gezählt wird, wurden diese Verbindungen weitgehend z. B. durch Zink-Beschichtungen ersetzt.

### 3.10.3 Bremsflüssigkeit

Die Bremsflüssigkeit ist ein wichtiger Betriebsstoff in Kraftfahrzeugen mit hydraulischen Bremsen. Die weltweit meistverwendeten Bremsflüssigkeiten mit einem Anteil von ca. 95 %, basieren auf Polyethylenglycol. Diese Bremsflüssigkeiten sind hygroskopisch, d. h. Wasser wird in gelöster Form aufgenommen. Dieser Effekt ist durchaus gewollt und verhindert, dass sich lokal Wassertropfen ansammeln und in der Folge den Siedepunkt auf ein unzulässiges Maß absenken. Kritisch ist hierbei die Bildung von Dampfblasen, die aufgrund ihres kompressiblen Verhaltens zu einem Totalausfall der Bremsanlage führen können. Ein weiterer

Aspekt ist die Verschmutzung der Bremsflüssigkeit durch Aufnahme von Staub, Metall- und Gummiabrieb im Fahrzeugbetrieb, welche die Schmierfähigkeit und damit die Lebensdauer aller verbauten Dichtungen negativ beeinflusst. Zudem altert die Bremsflüssigkeit unter fortwährender Temperaturbelastung. Deshalb empfehlen die Automobilhersteller, Bremsflüssigkeit in regelmäßigen Abständen zu wechseln. Jährlich fallen dadurch mehrere tausend Tonnen gebrauchter Bremsflüssigkeit in den Kfz-Werkstätten an. Bremsflüssigkeit ist brennbar und gesundheitsschädlich und muss in jedem Fall fachgerecht entsorgt werden. Mit speziellen Verfahren können aus gebrauchter Bremsflüssigkeit auch Rohstoffe für die Herstellung neuer Bremsflüssigkeiten zurückgewonnen werden. Voraussetzung hierfür ist eine sortenreine Sammlung. Die Alternative zur stofflichen Verwertung gebrauchter Bremsflüssigkeit ist die Verbrennung. (Quelle: [www.pentosin.de/umwelt](http://www.pentosin.de/umwelt))

### 3.11 Energierückgewinnung

Zur Optimierung der Reichweite verfügen aktuelle Fahrzeuge mit alternativen Antriebssystemen (Elektro- und Hybridfahrzeuge) über rekuperationsfähige Bremssysteme. Bei einer Fahrzeugverzögerung ermöglichen diese Systeme durch den generatorischen Betrieb des Elektromotors und die Speicherung im Hochvolt-Batteriesystem eine

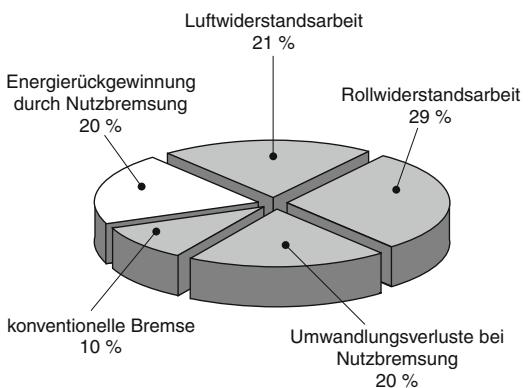


Abb. 3.28 Bremsenergierückgewinnung eines Elektrofahrzeugs im US-Stadtzyklus FTP72 [13]

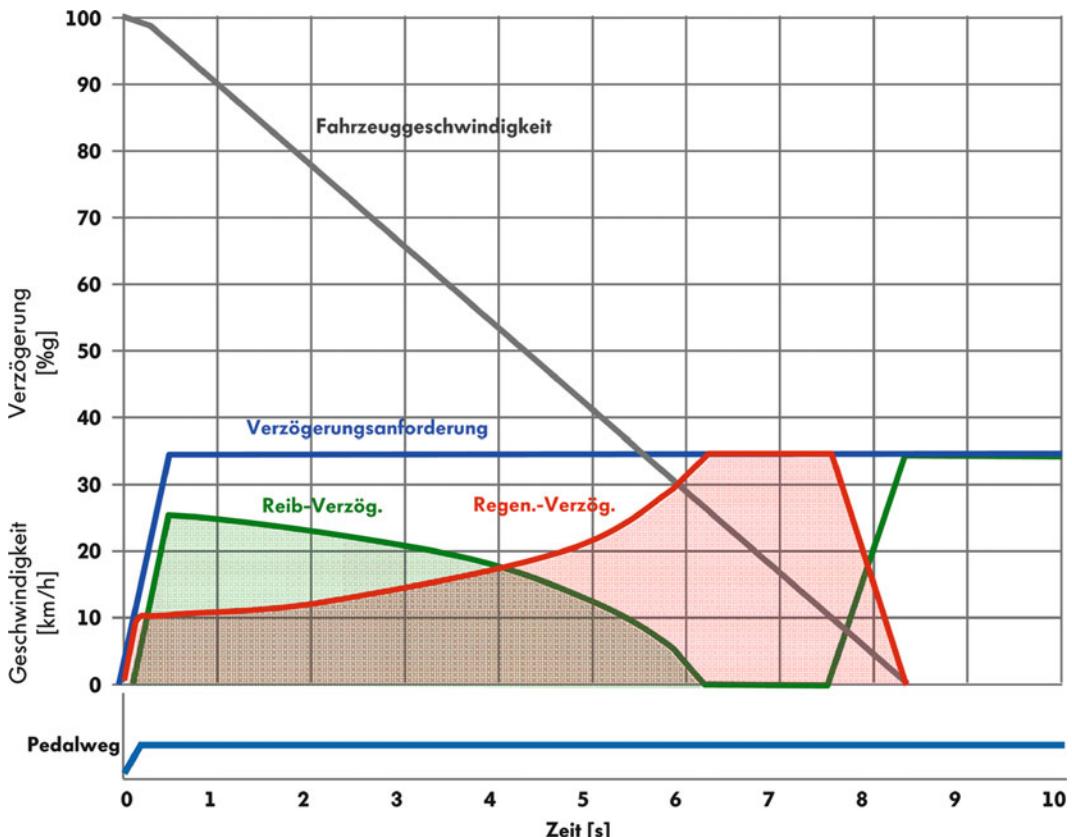


Abb. 3.29 Bremsenrekuperation/brake blending

Rückgewinnung der kinetischen Bewegungsgenergie

■ Abb. 3.1. Die Verzögerungsleistung der hydraulischen Radbremse stellt sich entsprechend dem anliegenden generatorischen Moment des Elektromotors in reduzierter Form ein. ■ Abb. 3.28 zeigt die an einem Elektrofahrzeug ermittelten Energieanteile, die in einem Stadtzyklus durch entsprechende Rekuperationssysteme zurückgewonnen werden können. Bei Überland- und Autobahnfahrt fallen die Potentiale aufgrund einer konstanteren Fahrweise entsprechend geringer aus.

Bei der Wandlung und Speicherung der mittels Rekuperation zurückgewonnenen Energie (Rad → Getriebe → Elektromotor → Umrichter → Hochvolt-Batterie) ergeben sich im Antriebssystem Verluste, die darüber hinaus eine vorausschauende Fahrweise rechtfertigen. Hierzu werden dem Fahrer mittels Anzeige Hilfestellungen zur Verfü-

gung gestellt, die einen Segelbetrieb fördern und trainieren. Ein hohes generatorisches Moment des Elektromotors im Schubbetrieb ohne Bremspedalbetätigung scheint aufgrund dieser Verluste nur bei Bergabfahrt energetisch sinnvoll.

Die Betriebsstrategie des Fahrzeugs berücksichtigt in der Rekuperationsansteuerung den Ladedezustand der Hochvolt-Batterie und vorhandene Temperaturen der Antriebskomponenten (Umrichter, Elektromotor). Sofern das generatorische Moment bei möglichen Grenzüberschreitungen nicht aufrechterhalten werden kann, muss die Verzögerungsleistung über eine Bremsdruckerhöhung an der Radbremse eingestellt werden. Im Weiteren nimmt das generatorische Moment mit abnehmender Fahrzeuggeschwindigkeit zu und würde eine deutlich spürbare Zunahme der Bremsverzögerung erzeugen. Daher kommen bei modernen

## Literatur

Hybrid- und E-Fahrzeugen mit leistungsstarken E-Maschinen zunehmend Bremssysteme zum Einsatz, die das Zusammenspiel von E-Maschine und Radbremse regeln. Bei einer Bremsung wird dabei die Verzögerungsvorgabe zwischen der E-Maschine und der Reibbremse von dem Bremssystem automatisch verblendet (brake blending), s. □ Abb. 3.29.

Bei den Hybrid- und E-Fahrzeugen wird insbesondere zur weiteren Verbrauchsreduzierung bzw. Reichweitererhöhung die brake blending-Funktionalität an Bedeutung zunehmen. Es werden daher neben der Elektro-Hydraulischen-Bremse (z. B. Toyota Prius) vermehrt auch andere Bremsbetätigungssteeme in Serie gehen.

## Literatur

1. Heilmann, P.: Die Wahrheit über Bremswege. In: Mot., Heft 9, S. 54–60, Vereinigte Motor-Verlage, Stuttgart (1976)
2. Auto, Motor und Sport, Zeitschrift, verschiedene Jahrgänge (1990, 1996, 1997, 1998, 2000, 2001, 2010, 2011), Vereinigte Motor-Verlage, Stuttgart
3. Laermann, F.-J.: Seitenführungsverhalten von Kraftfahrzeugreifen bei schnellen Radlaständerungen, Fortschrittsberichte Reihe 12 Nr. 73. Düsseldorf, VDI-Verlag (1986)
4. Schubert, K.: Seitenkräfte am rollenden Luftreifen bei periodischer Felgenquerbewegung. Dissertation TU Hannover (1972)
5. Eichhorn, U.: Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn – Einflussgrößen und Erkennung, Dissertation TH Darmstadt, Fortschrittsberichte Reihe 12 Nr. 222. VDI-Verlag Düsseldorf (1994)
6. Klein, H.-Ch.: Bewertungskriterien zur Optimierung der Auslegung von Bremskraftverteilungen für Personenkarfswagen. ATZ 86(10), 445–449 (1984)
7. Grunow, D., Heißing, B., Otto, H.: Testverfahren für Personenkarfswagen mit automatischen Blockierverhinderern beim Bremsen. VDI-Verlag Düsseldorf (1983)
8. Otto, H.: Lastwechselreaktion von Pkw bei Kurvenfahrt. Dissertation TU Braunschweig (1987)
9. Rompe, K.: Erprobung eines Testverfahrens für das Bremsen in der Kurve und Ermittlung geeigneter Bewertungskriterien. VDI-Verlag Düsseldorf (1980)
10. Rompe, K., Grunow, D., Tupova, J.: Fahrzeugbewegungen bei Kurvenfahrt. VDI-Verlag Düsseldorf (1980)
11. Burckhardt, M.: Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen. Vogel Würzburg (1991)
12. Breuer, B.: Skriptum zur Vorlesung Kraftfahrzeuge II. Vorlesungsumdruck der TH Darmstadt (1993)
13. Quissek, F., Köhle, S., Lück, P.: Rahmenbedingungen und Zukunft der E-Mobile aus der Sicht des Herstellers – Referatkompendium. VDI-Tagung Batterie-, Brennstoffzellen- und Hybridfahrzeuge (Dresden 1998).
14. Jürgens, G.: Rekuperation – eine „ewige“ Herausforderung. Bühl: Fachtagung E-Maschine im Antriebsstrang Bühl (1999)
15. Böhle, J., Stiebels, B: Touareg Hybrid (ATZ Fachzeitschrift)

# Menschliche Anforderungen

*Bettina Abendroth, Kurt Landau und Jochen Weiße*

## **4.1 Einleitung – 56**

### **4.2 Bremssituation – 56**

4.2.1 Informationsaufnahme – 58

4.2.2 Informationsverarbeitung i. e.S. – 59

4.2.3 Reaktion – 61

4.2.4 Zeitlicher Ablauf des Informationsverarbeitungsprozesses beim Bremsen – 61

### **4.3 Bremshandlung – 61**

4.3.1 Fußbewegung – 61

4.3.2 Betätigung des Bremspedals – 61

### **4.4 Ergonomische Bremsengestaltung – 63**

4.4.1 Geometrie – 63

4.4.2 Pedalkennlinien – 65

4.4.3 Alternative Konzepte – 65

4.4.4 Bremsassistenten – 66

## **Literatur – 68**

## 4.1 Einleitung

Die technische Auslegung eines Bremssystems wäre unvollständig, wenn die Einwirkung des Fahrers, also die Bremse als Informationsgeber und Handlungsorgan oder die Kontaktstelle Mensch/Bremse unberücksichtigt bliebe. Die Gestaltung der Mensch–Maschine–Schnittstelle, also das Zusammenwirken und die Gesamtheit der Wechselbeziehungen zwischen Fahrer und Bremse, werden daher im folgenden Kapitel behandelt.

Die Mensch–Maschine–Interaktion (MMI) hat bei allen Bedienfunktionen im Kraftfahrzeug die gleiche Struktur (Abb. 4.1).

Untersucht man diese Interaktion mehr im Hinblick auf die Fahrer–Bremse–Interaktion, dann wird ersichtlich, dass sich aus der Fahrzeugführungsaufgabe, der Strecken- und Fahrsituation sowie den Wetter- und Sichtbedingungen Bremshandlungen ergeben (Abb. 4.2). Dabei werden vor allem über die visuellen, kinästhetischen und haptischen Sinnesdimensionen Umweltreize aufgenommen (A), decodiert (B), verarbeitet (C) und in Reaktionen des Fuß–Bein–Systems (D) umgesetzt.

Natürlich sind das Identifizieren einer Bremshandlung und das Bremsen selbst nur ein Teil der gesamten Fahraufgabe. Beim Fahren handelt es sich um eine zweidimensionale Steuerungsaufgabe mit dem Lenkrad für die Fahrzeugquerbewegung und Fahr- und Bremspedal für die Längsbewegung.

Die Auslegung des Bremssystems muss nun einbeziehen: Die Leistungsfähigkeit des Fahrers in den

Bereichen Informationsaufnahme, -verarbeitung und Bremshandlung, das Fahrerverhalten in unterschiedlichen Fahrsituationen, also z. B. bei einer Standardbremsung und einer Notbremsung, und das Aufmerksamkeitsniveau des Fahrers u. a. in Abhängigkeit von der Fahrdauer. Dies hat Einfluss auf die anthropometrische Gestaltung des Fuß–Bein–Raumes im Fahrzeug–Cockpit, auf die Pedalgeometrie sowie auf den Bremsdruckaufbau und die Gestaltung von Pedalkennlinien. Ebenso bedarf natürlich die Auslegung von Bremsassistenten der Berücksichtigung der in Abb. 4.2 benannten MMI–Komponenten.

## 4.2 Bremssituation

Aus Sicht des Fahrers können Bremsungen folgende Zwecke beinhalten:

- Reduzieren der Fahrzeuggeschwindigkeit (ohne abschließendem Stillstand) zur Anpassung an situative Gegebenheiten, z. B. Geschwindigkeitslimitierung, vorausfahrende Fahrzeuge (Anpassungsbremsung) oder
- Fahrzeug an einem bestimmten Ort zum Stillstand bringen, z. B. Stoppschild, vor Engstelle (Zielbremsung).

Darüber hinaus können Bremsungen je nach zeitlichem Handlungsspielraum für den Fahrer in Standardbremsituationen und Notbremssituationen unterschieden werden.

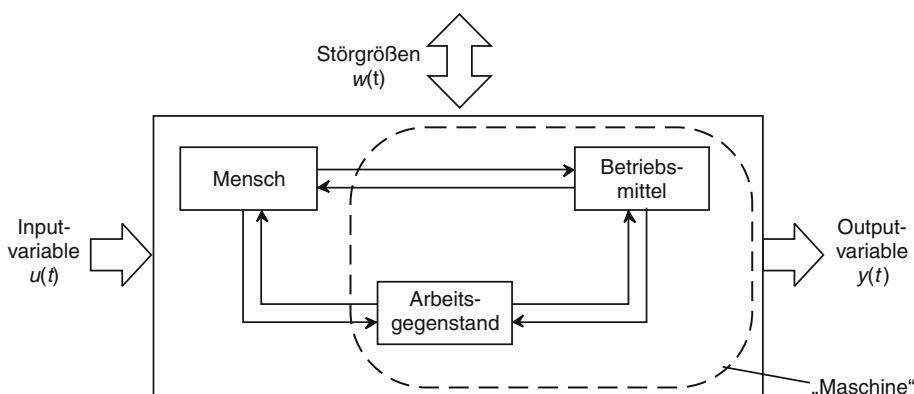


Abb. 4.1 Prinzipielle Struktur der Mensch–Maschine–Interaktion (MMI)

## 4.2 · Bremssituation

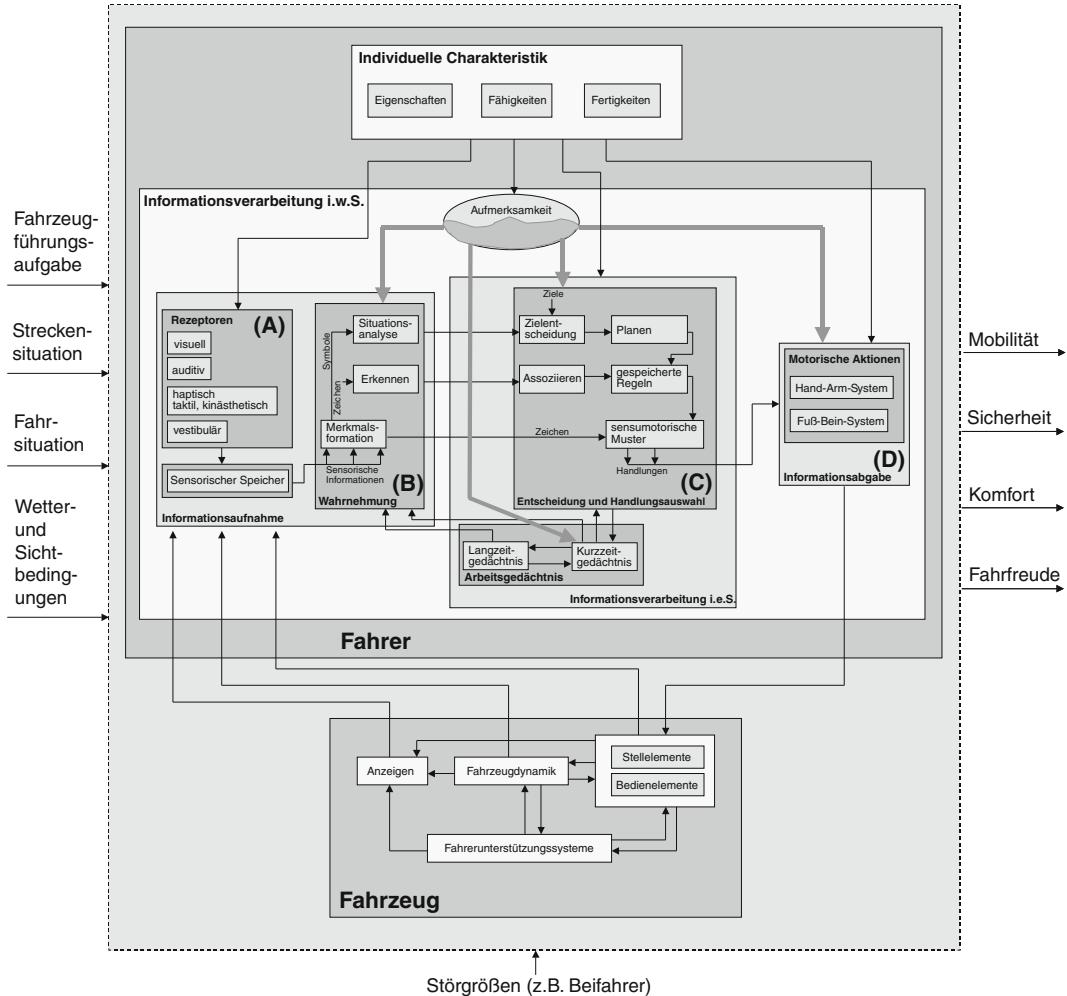


Abb. 4.2 Systemmodell Fahrer–Fahrzeug–Umgebung [1]

Der Ablauf einer Bremsung kann aus Sicht des Fahrers in die in Abb. 4.3 am Beispiel einer Notbrems situation dargestellten zeitlichen Anteile gegliedert werden (s. auch ▶ Abschn. 2.3).

Am Beginn eines Bremsvorgangs steht eine Situation, die eine Reaktion des Fahrers erforderlich macht. Liegt der auslösende Reiz nicht im Gesichtsfeld des Fahrers, muss der Blick zunächst auf die relevante Information gerichtet werden (ggf. muss dazu auch der Kopf bewegt werden). Diese Phasen werden *Blickzuwendungszeit* (bzw. *Kopfbewegungszeit*) genannt. Nachdem der Fahrer den auslösenden Reiz wahrgenommen hat, wird diese Information verarbeitet. Die sogenannte *Reak-*

*tionsgrundzeit* vergeht. Diese endet mit dem Beginn einer Aktion, in aller Regel einer Bewegung des rechten Fußes zum Bremspedal. Die Zeitspanne vom Beginn der Fußbewegung bis zum Erreichen des Bremspedals wird als *Umsetzzeit* bezeichnet. Daran schließen sich Zeiten an, in der die Spiele und Elastizitäten des Pedals (Anlegezeit) sowie der Hydraulikanlage (Ansprechzeit) überwunden werden [3]. Der Einfachheit halber werden diese Zeiträume an dieser Stelle zusammengefasst *Ansprechzeit* genannt. Nach dem Beginn der Bremswirkung steigt der Bremsdruck entsprechend der Betätigung des Pedals an. Die Phase dieses Anstiegs wird als *Schwellzeit* bezeichnet. Wird der maximal

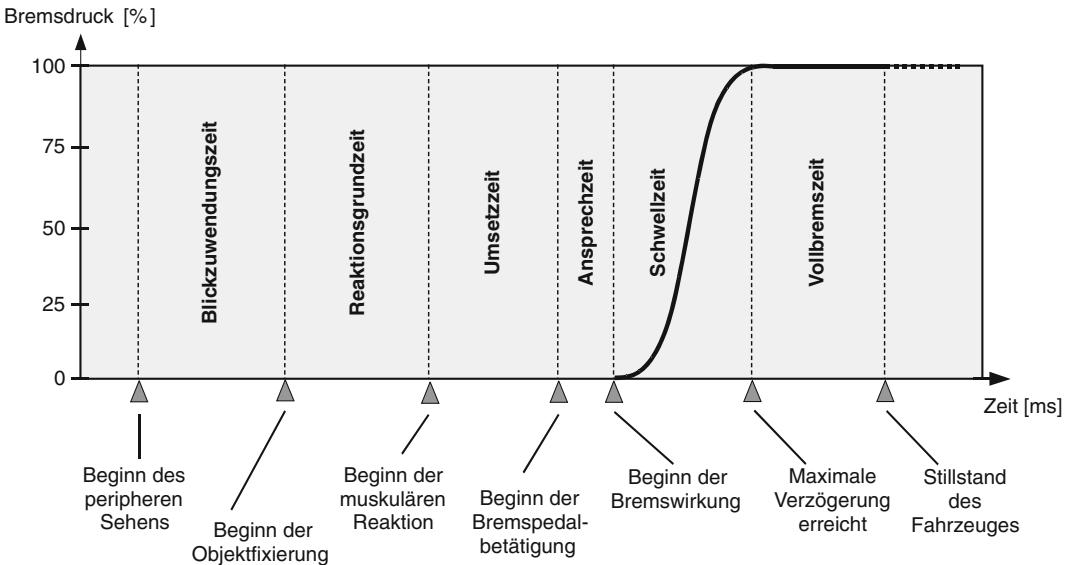


Abb. 4.3 Zeitanteile eines Notbremsvorgangs (nach Buckhardt [2])

mögliche Bremsdruck erreicht und ist das Fahrzeug bis dahin noch nicht zum Stillstand gekommen, beginnt in diesem Moment die *Vollbremszeit*, die mit dem Stillstand des Fahrzeugs endet.

Entsprechend des sehr einfachen Informationsverarbeitungsmodells von WELFORD können diese zeitlichen Anteile des Bremsvorgangs auch den Phasen der Informationsaufnahme (Perzeption), -verarbeitung i. e. S. (Kognition) und -abgabe bzw. Reaktion (Motorik) zugeordnet werden. Während die Informationsverarbeitung im weiteren Sinne (i. w. S.) die drei Phasen von der Informationsaufnahme bis zur Informationsabgabe umfasst, wird als Informationsverarbeitung im engeren Sinne (i. e. S.) nur der Kognitionsprozess bezeichnet. Die Blickzuwendungszeit findet während der Informationsaufnahme statt, die Reaktionsgrundzeit beinhaltet die Informationsverarbeitung i. e. S. und der Zeitraum zwischen Umsetzzeit und Vollbremszeit zählt zur Reaktion des Menschen.

#### 4.2.1 Informationsaufnahme

Der Informationsaufnahme werden alle Prozesse zugeordnet, die das Entdecken und Erkennen von Informationen betreffen. Sie erfolgt über

die Sinnesorgane des Menschen. Die spezifischen Leistungsbereiche der Sinnesorgane beeinflussen Quantität und Qualität der aufgenommenen Informationen und somit auch alle folgenden Informationsverarbeitungsschritte [4]. Schlick et al. [5] ordnen dem menschlichen Wahrnehmungssystem neun sensorische Modalitäten zu. Für die Fahrzeugführung sind jedoch vor allem visuelle, akustische und haptische sowie vestibuläre Wahrnehmungen von Bedeutung.

Die mit Abstand meisten verkehrsrelevanten Informationen werden beim Autofahren visuell aufgenommen (ca. 80–90 %, z. B. Rockwell [6]). Dabei hat das Auge die drei Grundaufgaben Adaptation (Anpassung der Empfindlichkeit des Auges an die Leuchtdichte), Akkommodation (Anpassung an die Sehentfernung) und Fixation (konvergente Ausrichtung beider Sehachsen auf einen Sehgegenstand). Das Sehen lässt sich in foveales und peripheres Sehen unterscheiden. Im Bereich um die als Foveola bezeichnete Netzhautgrube, der Fovea genannt wird, kann der Mensch scharf sehen. Da dieser Bereich nicht sehr groß ist (runder Bereich auf der Netzhaut mit einem Durchmesser von ca. 1,5 mm), bedarf es, um scharf sehen zu können, in der Regel einer Augenbewegung. Über die Notwendigkeit, verkehrsrelevante Informationen foveal

wahrnehmen zu müssen gibt es jedoch unterschiedliche Ansichten (einen Überblick hierzu geben Cohen und Hirsig [7]).

Bei haptischer Informationsaufnahme werden der taktile und/oder der kinästhetische Wahrnehmungskanal genutzt. Über das taktile Wahrnehmungssystem werden Verformungen der Haut wahrgenommen (Druck-, Berührungs- und Vibrationsempfinden). Das kinästhetische Wahrnehmungssystem nimmt die Dehnung von Muskeln und die Bewegung der Gelenke wahr, sodass Körperbewegungen und die Stellung der Körperteile zueinander festgestellt werden können. Die Orientierung im Raum wird dem Menschen über das vestibuläre Wahrnehmungssystem ermöglicht. Als Rezeptor wird der sich im Innenohr befindende Vestibularapparat genutzt. Dieser hat darüber hinaus die Aufgaben, Informationen zur Erhaltung des Gleichgewichtes und die Auslösung der Stellreflexe zur Normalhaltung des Kopfes und der Augen zu geben.

Da das Auge das bei der Informationsaufnahme am stärksten beanspruchte Sinnesorgan ist, sollte dieses entsprechend ergonomischer Gestaltungsregeln dadurch entlastet werden, dass bei der gestalteten Informationsdarbietung auf andere Sinnesmodalitäten ausgewichen wird. Zu den gestalteten Informationen bei der Fahrzeugführung gehören z. B. Anzeigen verschiedener Modalitäten innerhalb und außerhalb des Fahrzeuges. Auch Warnungen sind gestaltete Informationen, die potenziell dazu

geeignet sind, den Fahrer früher zu einer richtigen Reaktion aufzufordern. Es sei aber darauf hingewiesen, dass nicht jede Art der Warnung gleichermaßen für diesen Einsatz geeignet ist.

## 4.2.2 Informationsverarbeitung i. e. S.

Signale aus der Umgebung sowie vom Fahrzeug werden von den menschlichen Rezeptoren aufgenommen, aufbereitet und auf der Stufe der Informationsverarbeitung i. e. S. (Kognition) weiter verarbeitet. Hier wird entschieden, ob eine Information zu einer Handlung führt (aktiver Fall) oder erduldet wird (passiver Fall). Diese Entscheidung wird maßgeblich von der individuellen Charakteristik des Fahrers beeinflusst. Die Entscheidungs- und Handlungsauswahl kann durch die drei aufeinander aufbauenden Verhaltensebenen, die nach Rasmussen [8] als fertigkeitsbasiert, regelbasiert und wissensbasiert bezeichnet werden, erklärt werden (Abb. 4.4). Auf welcher Verhaltensebene die Informationsverarbeitung abläuft, ist von der Art der auszuführenden Aufgabe sowie der individuellen Charakteristik des Fahrers, insbesondere seinen Erfahrungen im Bereich der gegebenen Anforderungen abhängig.

Der fertigkeitsbasierten Ebene werden sensumotorische Handlungen [9], die ohne bewusste Regulation als automatisierte, gleichmäßi-

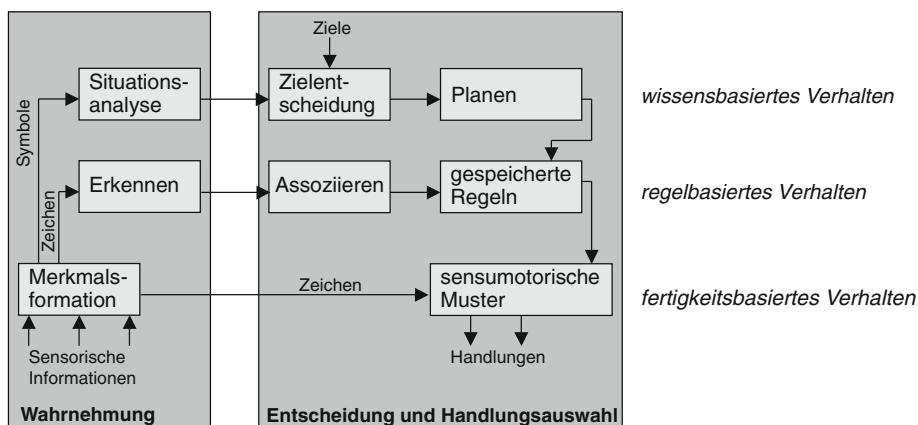


Abb. 4.4 Modell der menschlichen Informationsverarbeitung i. e. S. (nach Rasmussen [8])

ge und hochintegrierte Verhaltensmuster auftreten, zugeordnet. Dies ermöglicht eine hohe Verarbeitungsgeschwindigkeit und somit das rasche und flexible Reagieren auf situative Veränderungen. Das regelbasierte Verhalten läuft auf kognitiv anspruchsvoller Ebenen ab und wird durch einfache Entscheidungsvorgänge auf Basis von gespeicherten Regeln bestimmt. Diese Regeln werden durch empirische Erfahrungen, kommunizierte oder gelesene Verhaltensanweisungen gesammelt. Es findet eine Assoziation der Merkmale der gespeicherten Regeln mit den Umgebungsmerkmalen statt. In unbekannten, für den Menschen neuen Situationen, für die keine Regeln vorliegen, läuft das Verhalten auf der wissensbasierten Ebene ab. Hier wird das Ziel aufgrund einer Situationsanalyse und persönlicher Präferenzen festgelegt. Es werden Alternativpläne entwickelt und der im Hinblick auf das festgelegte Ziel effektivste Plan ausgewählt.

Die Informationsverarbeitung in Standardbremssituationen findet bei einem routinierten Fahrer auf der fertigkeitsbasierten Handlungsebene statt, während bei Bremsungen in außergewöhnlichen kritischen Situationen (z. B. plötzlich querendes Fahrzeug an einer Kreuzung), je nach Erfahrung des Fahrers mit solchen Situationen, die Informationsverarbeitung eher auf der regel- oder sogar der wissensbasierten Ebene abläuft und dementsprechend eine längere Reaktionsgrundzeit benötigt.

Die Effizienz der Informationsverarbeitung sowie der Informationsabgabe wird durch die zur Verfügung stehenden Verarbeitungsressourcen be-

einflusst und benötigt die Zuwendung von Aufmerksamkeit [4]. Der Mensch kann seine gesamte Aufmerksamkeit unterschiedlich auf die drei Stufen des Informationsverarbeitungsprozesses verteilen, um relevante Informationsquellen auszuwählen und diese Informationen weiterzuverarbeiten. Für jede Arbeitstätigkeit kann eine günstige Aufmerksamkeitsverteilung vom Menschen erlernt werden, im Extremfall kann eine schlechte Aufmerksamkeitsverteilung menschliche Fehlhandlungen verursachen.

Auf theoretischer Ebene können verschiedene Formen der Aufmerksamkeit unterschieden werden [10, 11]. Mit der *selektiven Aufmerksamkeitszuwendung* wird die Tatsache beschrieben, dass der Mensch sich zwischen verschiedenen miteinander konkurrierenden Informationsquellen entscheiden muss. Im Rahmen der *geteilten Aufmerksamkeit* muss der Mensch verschiedene Reize simultan wahrnehmen während er sich bei einem Aufmerksamkeitswechsel von einem Reiz abwendet, um sich anschließend einem anderen zuzuwenden. Mit dem Problem der herabgesetzten Vigilanz ist die *Daueraufmerksamkeit* verbunden.

Einen nicht unweisen Einfluss auf den Informationsverarbeitungsprozess des Fahrers und somit auf den Ablauf einer Situation im Straßenverkehr hat auch die individuelle Charakteristik des Fahrers. Zu den für die Tätigkeit Autofahren relevanten Merkmalen des Menschen zählen vor allem das Alter, das Geschlecht und die Fahrerfahrung aber auch die Persönlichkeitsmerkmale des Fahrers wie z. B. die generelle Risikobereitschaft oder die



**Abb. 4.5** Auswahl der von den Merkmalen der individuellen Charakteristik des Fahrers beeinflussten Bereiche der Fahrzeugfahrt

Emotionalität. □ Abb. 4.5 gibt einen kurzen Überblick über die von den individuellen Merkmalen des Fahrers beeinflussten Bereiche, die für das Autofahren, insbesondere für das Bremsen von Bedeutung sind. Weitere Ausführungen zu diesem Thema sind z. B. Abendroth [1] zu entnehmen.

### 4.2.3 Reaktion

In der dritten Stufe des Informationsverarbeitungsprozesses werden die auf der Stufe der Informationsverarbeitung i. e. S. getroffenen Entscheidungen in Handlungen umgesetzt. Diese Handlungen umfassen beim Bremsen motorische Bewegungen des Fuß-Bein-Systems (s. ▶ Abschn. 4.3). Die physische Belastung im Sinne einer arbeitsphysiologisch zu leistenden Arbeit ist im Vergleich zu den sich aus der Informationsaufnahme und -verarbeitung ergebenden Belastungen gering und wird durch technische Unterstützungssysteme im Fahrzeug (z. B. Bremskraftverstärker) immer weiter reduziert [12].

### 4.2.4 Zeitlicher Ablauf des Informationsverarbeitungsprozesses beim Bremsen

In □ Tab. 4.1 wird ein kurzer Überblick über in der Literatur dokumentierte Reaktionszeiten des Menschen gegeben. Zur Reaktionszeit wird die Blickzuwendungszeit und die Reaktionsgrundzeit zusammengefasst. In zahlreichen Untersuchungen wird der Reaktionszeit bei der Messung ihrer Dauer zusätzlich die Bewegung des Fußes bis zum Erreichen des Bremspedals hinzugefügt. Aus Gründen der Übersichtlichkeit soll dieser Zeitabschnitt, der aus Blickzuwendungszeit, Reaktionsgrundzeit und Umsetzzeit besteht, hier als „erweiterte Reaktionszeit“ bezeichnet werden. Da diese Phase den Zeitraum, in dem das Bremssystem noch in Ruhe ist, bezeichnet, wird sie in technischen Beschreibungen auch oft Totzeit oder Systemtotzeit (z. B. Zomotor [3]) genannt.

## 4.3 Bremshandlung

### 4.3.1 Fußbewegung

#### Zurückziehen des Fahrpedals

Über die Art der Fuß-Rückziehbewegung vom Fahrpedal gibt es nahezu keine veröffentlichten Erkenntnisse. Shinar [27] sowie Achenbach und Stoll [28] geben lediglich qualitativ an, dass Fahrer in Notsituationen das Fahrpedal schneller zurücknehmen als in Standardsituationen. Über die Größe dieses Unterschiedes werden weder in Form von Fahrpedalgeschwindigkeiten noch in Form einer Verkürzung der Bewegungszeit bis zum Verlassen des Fahrpedals Angaben gemacht.

Eigene Untersuchungen des Fahrerverhaltens in Notbremssituationen auf einem abgesperrten Testgelände [13] haben im Durchschnitt maximale Fahrpedalgeschwindigkeiten beim Zurückziehen von ca. 106 mm/s ergeben (Standardabw. ca. 58 mm/s,  $n = 62$ ). Die vergleichende Analyse von Standardbremsungen im öffentlichen Verkehr mit demselben Fahrzeug ergaben dagegen im Mittel maximale Fahrpedalrückziehgeschwindigkeiten von nur. ca. 49 mm/s (Standardabw. ca. 24 mm/s,  $n = 201$ ). Der Unterschied ist statistisch höchst signifikant ( $p < 0,001$ ).

#### Umsetzen des Fußes

Gemeinsam mit der seitlichen Bewegung des Fußes sowie der Bewegung in Richtung Bremspedal wurde das Zurücknehmen des Fahrpedals in vielen Untersuchungen in Bezug auf die Dauer analysiert und dann Umsetzzeit genannt (□ Tab. 4.2).

### 4.3.2 Betätigung des Bremspedals

Bezüglich der Betätigung des Bremspedals kann festgestellt werden, dass mindestens jeder zweite Autofahrer die Bremse in Notsituationen nicht stark genug betätigt [33] und dass Probanden in der Regel mit zu geringen Kräften auf das Bremspedal treten und nach Bremsbeginn dieses nicht stetig durchtre-

**Tabelle 4.1** Überblick über in der Literatur dokumentierte Reaktionszeiten des Menschen (weitere Ausführungen zu diesen Untersuchungen sind in Weiß [13] zusammengestellt)

Untersuchungsgegenstand	Ergebnis	Untersuchung
Erweiterte Reaktionszeit in Notbremssituationen	Mittelwert 0,9 s Streuung 0,3 bis 2,0 s	Johansson und Rumar 1971 [14]
	Mittelwert 0,7 s	ATZ 1983 [15]
	2. Perzentil 0,68 s; Median 1,12 s; 98. Perzentil 1,33 s	Burckhardt 1985 [2]
	Alle Zeiten < 2,5 s	Koppa et al. 1996 [16]
Erweiterte Reaktionszeit bei akustischer Warnung	Notbremsung bei visueller Ablenkung: Mittelwert 1,08 s; Standardabweichung 0,38 s; Median 0,96 s; Streuung 0,52 bis 2,4 s	Cheng et al. 2002 [17]
	Kein Einfluss von Geschlecht, Witterungs- und Straßenverhältnissen	ATZ 1983 [15]
Einflussfaktoren auf die erweiterte Reaktionszeit	Erhöhung der erweiterten Reaktionszeit um 0,4 s, wenn der Blick des Fahrers nicht auf die Fahrbahn gelenkt ist	ATZ 1983 [15]
	Erweiterte Reaktionszeit ca. 0,4 s kürzer, wenn die Reaktionsaufforderung durch ein aufleuchtendes Licht geschieht im Vergleich zum alleinigen Bremsen eines vorausfahrenden Fahrzeugs	Martin und Holding o. Jg. [18]
	Folgeabstand beeinflusst die erweiterte Reaktionszeit, Fahrgeschwindigkeit nicht	Liebermann et al. 1995 [19]
	Kein eindeutiger Einfluss des Fahreralters, jüngere Fahrer erreichen jedoch in der durchgeföhrten Untersuchung die kürzesten erweiterten Reaktionszeiten	Lerner et al. 1995 [20]
	Ältere Fahrer benötigen längere erweiterte Reaktionszeiten bzw. Reaktionszeiten als jüngere	Wierwille 1990 [21]; Broen und Chiang 1996 [22]; Warshawsky-Livne und Shinar 2002 [23]; Bilban et al. 2009 [24]
	Frauen weisen in allen Altersklassen (außer über 65 Jahre) eine höhere erweiterte Reaktionszeit auf	Bilban et al. 2009 [24]
	Deutlich erhöhte erweiterte Reaktionszeiten, wenn der Blick des Fahrers im Moment der Reaktionsaufforderung nicht auf die Fahrbahn gelenkt ist	Summala et al. 1998 [25]
	Fahrtzweck, mentale Beanspruchung, Nervenkrankheiten oder Rauschmittelkonsum haben einen Einfluss auf die erweiterte Reaktionszeit	Summala 2000 [26]

ten [34]. Nach Prynne [35] liegt das möglicherweise daran, dass Fahrer in Extremsituationen oft nicht die als sinnvoll erlernte Reaktion zeigen, sondern eine alte Strategie wählen, die zwar nicht das bestmögliche Ergebnis zeigt, aber auch mit Sicherheit

nicht kontraproduktiv ist. Zomotor [3] gibt an, dass ungeübte Fahrer dazu neigen, in kritischen Situationen 0,1 bis 0,2 s nach Bremsbeginn mit dem Druck auf das Pedal etwas nachzulassen und erst, wenn das Hindernis drohend näher kommt, den Druck

## 4.4 · Ergonomische Bremsengestaltung

**Tabelle 4.2** Überblick über in der Literatur dokumentierte Umsetzzeiten des Menschen (weitere Ausführungen zu diesen Untersuchungen sind in Weisse [13] zusammengestellt)

Untersuchungsgegenstand	Ergebnis	Untersuchung
Umsetzzeit bei Notbremsungen	2. Perzentil 0,15 s; Median 0,19 s; 98. Perzentil 0,21 s	Burckhardt 1985 [2]
	0,15 bis 0,3 s	Zomotor 1991 [3]
	5. Perzentil 0,129 s; Median 0,182 s; 95. Perzentil 0,248 s	Schmitt et al. 2007 [29]
Einflussfaktoren auf die Umsetzzeit	Reaktionsaufforderung und Folgeabstand beeinflussen die Umsetzzeit, die Fahrgeschwindigkeit nicht	Liebermann et al. 1995 [19]
	Frauen weisen eine höhere Umsetzzeit als Männer auf	Warshawsky-Livne und Shinar 2002 [23]
Bewegungsbahn beim Umsetzen des Fußes	Ältere Fahrer beschreiben eher eine ballistische Bewegungsbahn, während jüngere Fahrer die Bewegung weniger gleichmäßig gestalten, sodass aber im Verlauf der Bewegung diese besser verändert werden kann	Vercruyssen et al. 1996 [30]
Einfluss der Pedalposition auf die Umsetzbewegung	Eine für den individuellen Fahrer ideale Pedalposition ist dadurch gekennzeichnet, dass die Ferse beim Umsetzen so wenig wie möglich vom Boden abgehoben werden muss, der Fuß also nur nach links in Richtung Bremspedal abgerollt wird	Paranteau et al. 2000 [31]
	Wurden in der unmittelbaren Vergangenheit vorwiegend Notbremsungen durchgeführt, wird die Ferse meistens unterhalb des Bremspedals abgestellt, während die Ferse nach Standardbremsungen zwischen Fahr- und Bremspedal steht	Owen et al. 1998 [32]

weiter zu erhöhen. Martin und Holding [18] zeigen, dass normale Fahrer ungefähr 0,3 s benötigen, bis sie nach dem ersten Anstieg des Bremsdruckes einen Wert von 60 bar, was einer starken, aber noch keiner Vollbremsung entspricht, erzielen. Geübte Fahrer benötigen dazu nur ca. 0,15 s.

**Abb. 4.6** zeigt beispielhaft Verläufe für den Bremsdruck am Hauptzylinder bei von Fahrern durchgeführten Notbremsungen. Die von Zomotor [3] veröffentlichte Form der Verläufe (links) kann durch die ebenfalls dargestellten eigenen Messungen (rechts) [13] bestätigt werden.

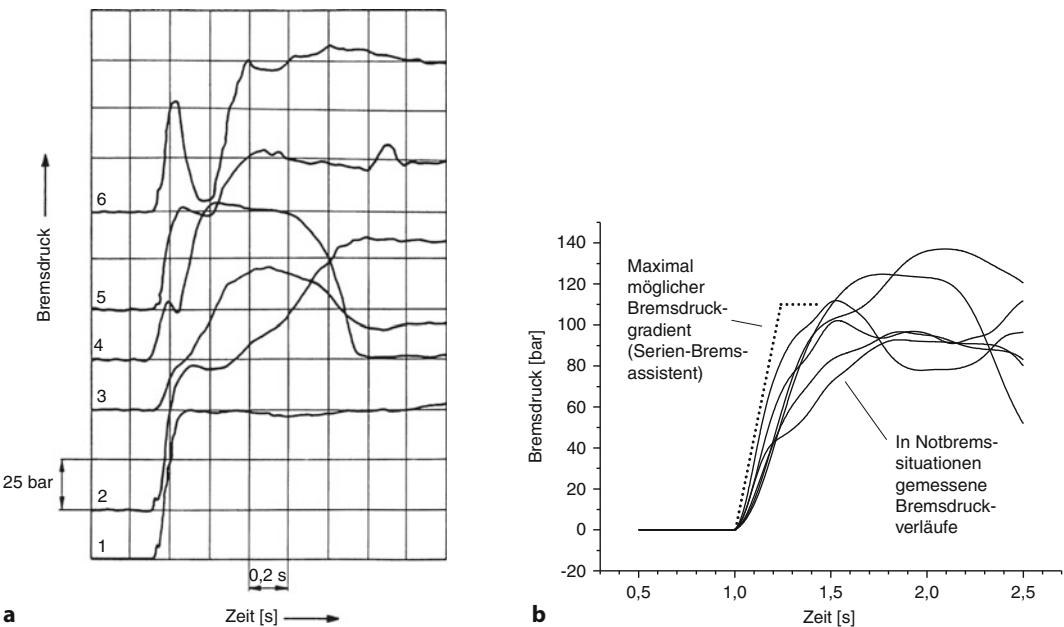
Manning et al. [36] haben in einer Reihenuntersuchung maximale Betätigungskräfte von durchschnittlich 750 N (Standardabweichung 327 N) gemessen. Dabei konnten sie auch feststellen, dass etwa die Hälfte der Probanden während der Umsetzbewegung und dem Betätigen des Bremspedals die Ferse vom Boden abheben, während die andere Hälfte den Fuß nur über die aufliegende Ferse

abrollen. Nach Corlett und Bishop [37] hängt die maximale Pedalkraft, die Fahrer aufbringen können, hoch signifikant von der Lage des Pedals und dem Geschlecht ab.

## 4.4 · Ergonomische Bremsengestaltung

### 4.4.1 · Geometrie

Ein in Zusammenhang mit der geometrischen Pedalgestaltung häufig untersuchter Ansatzpunkt ist die Höhe bezogen auf die Pedalfläche der einzelnen Pedale bzw. die Höhendifferenz zwischen Fahr- und Bremspedal. Es konnte nachgewiesen werden, dass die in Pkw übliche Anordnung, in der das Bremspedal deutlich oberhalb des Fahrpedals liegt, nicht zu optimal kurzen Umsetzzeiten führt. Bereits Ende



**Abb. 4.6** a Beispielbremsdruckverläufe in Notremssituationen nach Zomotor [3]; b Beispielbremsdruckverläufe, eigene Messungen bei Notbremsungen auf einem Testgelände [13]

der sechziger Jahre wurde gezeigt, dass Anordnungen, in denen beide Pedale gleich hoch liegen in Bezug auf die Umsetzbewegung günstiger sind als die üblichen Pedalanordnungen. Nach Davis und Watts [38, 39] wird bei entsprechender Anordnung (Höhdifferenz: 0 cm im Vergleich zu 15,4 cm) die mittlere Umsetzzeit in etwa halbiert auf Werte von ca. 0,15 s. Ein Einfluss anderer Faktoren wie der Sitzhöhe konnte nicht nachgewiesen werden. Bei geringfügig unterschiedlichen Versuchsbedingungen konnten diese Ergebnisse nachfolgend auch im Rahmen anderer Studien weitestgehend bestätigt werden.

Morrison et al. [40] haben gezeigt, dass bei Vergleichen mit kleineren Höhdifferenzen (5 cm) sogar ein unterhalb des Fahrpedals angeordnetes Bremspedal zu den kürzesten Umsetzzeiten führt (Verkürzung um bis zu 45 % im Vergleich zu einem hoch angeordneten Bremspedal). Auffällig war zudem, dass der Geschlechtsunterschied (Umsetzzeiten weiblicher Probanden liegen meist höher als diejenigen der männlichen Probanden) bei gleich hoch angeordneten Pedalen reduziert und beim Bremspedal unterhalb des Fahrpedals gar nicht

mehr feststellbar ist. Der seitliche Abstand zwischen den Pedalen hat einen vergleichsweise kleinen Einfluss auf die Umsetzzeit, sodass der Gefahr des gleichzeitigen Betätigens beider Pedale bei den von den Autoren vorgeschlagenen Pedalhöhenanordnungen durch einen Seitenabstand, der größer ist als die Breite des Fahrerschuhs, begegnet werden kann. **Abb. 4.7** zeigt die mittleren Umsetzzeiten für die beschriebenen Höhenanordnungen für 60 Probanden (30 männlich, 30 weiblich).

Ohne den gezeigten Ergebnissen zu widersprechen, sehen Casey und Rogers [41] die Empfehlung, beide Pedale auf gleicher Höhe oder das Bremspedal sogar unterhalb des Fahrpedals anzurufen, kritisch. Dafür werden mehrere Gründe aufgeführt. Zunächst wird auf die Gefahr der versehentlich gleichzeitigen Betätigung beider Pedale hingewiesen. Wird diese durch entsprechend große Abstände zwischen den Pedalen verhindert, leidet nach Angabe der Autoren der Fahrkomfort, da ein „Abrollen“ des Fußes über die Ferse beim Umsetzen in Standardsituationen nicht mehr möglich ist. Zudem ist speziell in Kleinwagen der dafür benötigte Platz nicht vorhanden. Des Weiteren wird auf die techni-

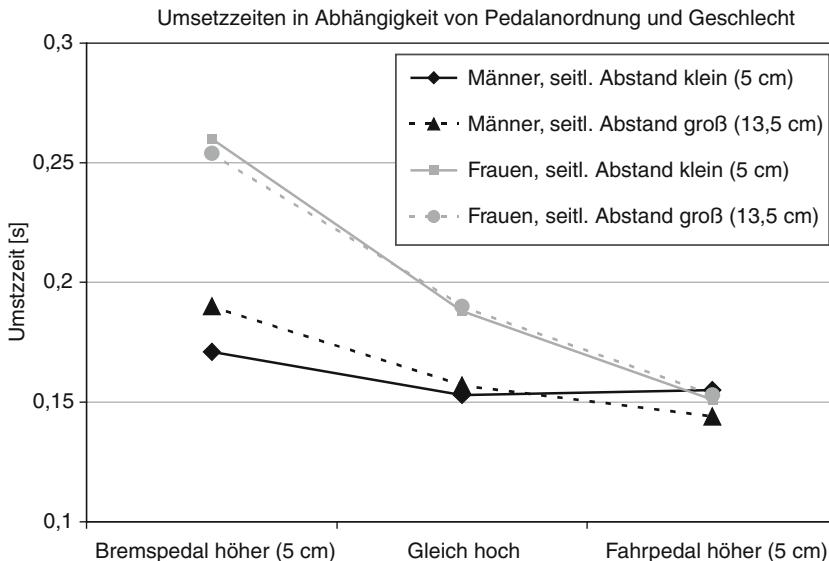


Abb. 4.7 Umsetzzeiten in Abhängigkeit von Pedalanordnung und Geschlecht (nach Morrison [40])

sche Notwendigkeit, zur Bereitstellung des benötigten Bremsdruckes ausreichend große Pedalwege zu ermöglichen und auf die bessere Dosierbarkeit der Bremswirkung bei einer größeren Betätigungsstrecke hingewiesen. Beides erfordert ein Bremspedal, welches oberhalb des Fahrpedals angeordnet ist.

In einer anderen Untersuchung wurde festgestellt, dass eine gemeinsame Verschiebung beider Pedale in seitliche Richtung keinen signifikanten Einfluss auf die Umsetzzeit hat. Tendenziell sind jedoch Pedalpositionen weiter rechts günstiger als solche, die weiter links liegen [22]. In Bezug auf die Pedalgröße, die von Brackett et al. [42] in Kombination mit einigen Anordnungsparametern (seitlicher Abstand, Höhendifferenz, seitliche Lage der Pedale) untersucht wurde, konnten keine eindeutigen Empfehlungen abgeleitet werden.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Umsetzzeit durch eine günstige Pedalanordnung reduziert werden kann. Bisher ist jedoch wegen der aufgeführten Gründe an der Standardpedalkonfiguration mit dem erhöhten Bremspedal festgehalten worden. Nach Einführung der fremdkraftgesteuerten Bremsanlagen (Elektrohydraulische Bremse, Elektromechanische Bremse) kann sich dies ändern, da zum einen der größere Pedalweg zum Bremsdruckaufbau nicht mehr benötigt

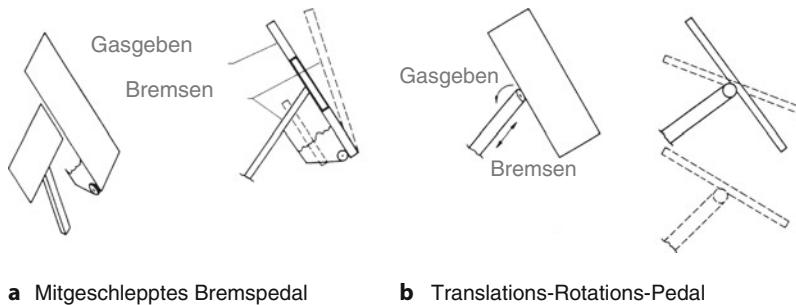
wird und dem Problem des gleichzeitigen Betätigens beider Pedale durch elektronische Regelung begegnet werden könnte.

#### 4.4.2 Pedalkennlinien

Der Bremsdruckaufbau kann durch eine Gestaltung des Pedalwiderstandes, die den Fahrer zu einer schnelleren bzw. stärkeren Betätigung bringt, begünstigt werden. Eine solche unter Umständen auch von der Situation oder der Person abhängige Veränderung der Pedalbetätigungscharakteristik wird von Eckert [43] vorgeschlagen.

#### 4.4.3 Alternative Konzepte

Eine häufig aufgegriffene Gestaltungsalternative, die keine Umsetzbewegung des Fußes und damit auch keine Umsetzzeit benötigen würde, sieht vor, statt einem Fahr- und einem Bremspedal nur ein Kombinationspedal zu verwenden. Ein solcher Gestaltungsvorschlag von Poock et al. [44] sieht eine Kombination aus Fahr- und Bremspedal der Art vor, dass nur noch ein Pedal, das in Form und Anordnung dem herkömmlichen Fahrpedal ähnelt,



■ Abb. 4.8 Ausführungsbeispiele für kombinierte Fahr–Brems–Pedale (nach Glass und Suggs [45])

verbleibt. Zum Gasgeben wird dieses Pedal genauso betätigt wie in herkömmlichen Fahrzeugen. Am vorderen Ende des Pedals (unter der Fußspitze) muss dazu eine Kraft aufgebracht werden, die eine Rotation um eine Achse unterhalb der Ferse bewirkt. Möchte der Fahrer bremsen, muss das Pedal mit der Ferse niedergedrückt werden. Dabei muss eine Federkraft überwunden werden, die durch die normale Gewichtskraft des Fußes noch nicht gegeben ist. Geschieht das, wird die Drosselklappenstellung verändert, sodass die Drehzahl des Motors so zurückgeht, wie es bei einem normalen Verlassen des Fahrpedals der Fall wäre. Die ist nötig, weil davon auszugehen ist, dass das Pedal im Moment des Bremsens noch nach vorne gekippt ist und der Fahrer nicht zwangsläufig diese zum Gasgeben initiierte Rotation vor dem Bremsen zurücknimmt. Ein solches Pedal verkürzt die Zeit, die zwischen der Reaktionsaufforderung und dem Beginn der Verzögerung vergeht, um ca. 0,2 s. Weitere Konzepte zur Kombination der beiden Pedale sind ein „mitgeschlepptes Bremspedal“ und ein „Translations–Rotations–Pedal“ [45]. Bei dem ersten Konzept (s. ■ Abb. 4.8a) liegen Fahr- und Bremspedal zunächst auf gleicher Höhe, der seitliche Abstand ist nahezu 0. Bei Betätigung des Fahrpedals wird das Bremspedal „mitgeschleppt“ (ohne dass Bremsdruck aufgebaut wird), d.h. es bleibt immer auf der Höhe, in der sich das Fahrpedal befindet. Zum Bremsen muss der Fuß lediglich so weit auf das Bremspedal geschoben werden, dass das Fahrpedal frei in die Ruheposition zurückklappen kann. Wird eine solche Lagedifferenz erkannt, wird Bremsdruck erzeugt, das Fahrzeug verzögert. Eine andere Idee ähnelt dem Konzept von Poock et

al. [44]. Ein einzelnes Pedal hat zwei Bewegungsfreiheitsgrade. Durch eine Rotation um eine unter der Fußmitte angeordnete Drehachse wird eine Beschleunigung des Fahrzeugs initiiert. Unabhängig von der Winkelstellung dieses „Fahrpedals“ kann durch eine Translation (s. ■ Abb. 4.8b) ein Bremsdruck aufgebaut werden. Auch hier wird bei Identifikation des Bremswunsches die Drosselklappenstellung automatisch so verändert, wie es beim Loslassen des Fahrpedals auch der Fall wäre.

Darüber hinaus gibt es Bestrebungen, die Längsdynamik des Fahrzeugs nicht mehr durch die üblichen Pedale zu steuern, sondern einen Steuerknüppel, der durch die rechte oder die linke Hand zu betätigen ist, zu ersetzen. Weiterführende Informationen zu diesem Thema enthält Eckstein [46].

#### 4.4.4 Bremsassistenten

Bremsassistenten verfolgen das Ziel, ein Kraftfahrzeug früher zum Stillstand zu bringen, bzw. die kinetische Energie bei einem Aufprall zu reduzieren. Heute im Serieneinsatz befindliche Systeme analysieren das Bremspedalbetätigungsverhalten und erkennen daran indirekt Notbremssituationen. Ist eine solche mit hinreichender Sicherheit erkannt, wird der vom Fahrer initiierte Bremsdruckaufbau verstärkt oder der maximal mögliche Bremsdruck in kürzest möglicher Form automatisch aufgebaut. Im zeitlichen Verlauf einer Notbrems situation (vgl. ■ Abb. 4.3) erfolgt dieser Eingriff erst sehr spät. Es ist daher zumindest theoretisch möglich, einen Systemeingriff früher einzuleiten und dadurch den Anhalteweg zusätzlich zu verkürzen. Für eine sol-

#### 4.4 · Ergonomische Bremsengestaltung

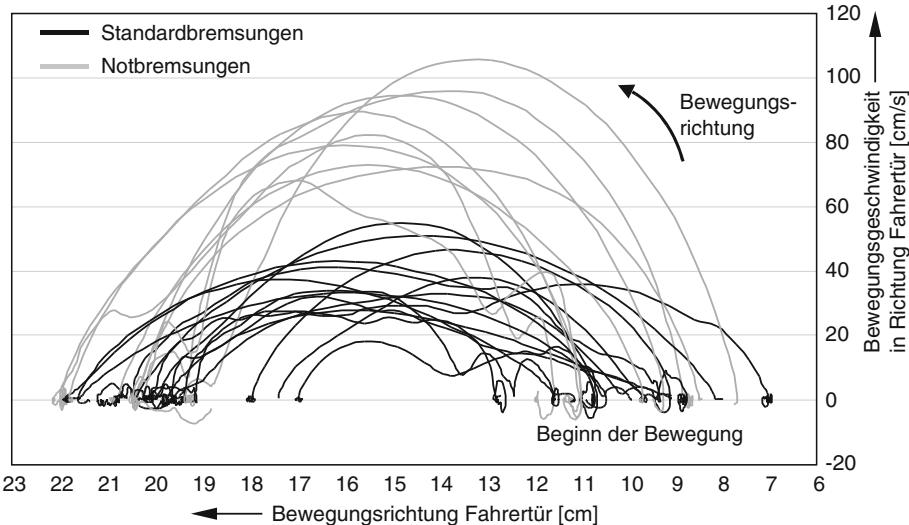


Abb. 4.9 Bewegungsgeschwindigkeiten des rechten Fußes in unterschiedlichen Bremssituationen

che Erweiterung des Bremsassistenten stehen zwei Möglichkeiten zur Verfügung.

Den größeren Nutzen haben dabei potenzielle Systeme, die eine Notsituation direkt, ohne dass eine Entscheidung des Menschen erforderlich ist, erkennen. Sie können direkt nach Auftreten der Situation eingreifen. Solche Systeme (automatische Bremssysteme) sind technisch aufwendig, da sie Einrichtungen zur Erfassung und Interpretation der komplexen Verkehrs- und Fahrsituationen (z. B. Abstandssensorik, Bilderkennung, ...) umfassen müssen. Darüber hinaus muss bei der Entwicklung entsprechender Seriensysteme die Tatsache, dass der Mensch außerhalb des Regelkreises steht, in juristischer Hinsicht bewertet werden. Trotz der genannten Schwierigkeiten befinden sich Fahrerassistenzsysteme im Einsatz, die z. B. per Bilderkennung Situationen analysieren können und Bremsungen selbstständig einleiten.

Eine zweite Methode zur Verbesserung eines Bremsassistenten ist es, nicht die Situation selbst, sondern die Reaktion des Menschen zu interpretieren. Der „herkömmliche“ Bremsassistent gehört zu dieser Systemkategorie. Der potenzielle Zeitgewinn ist geringer, die technische Realisierbarkeit jedoch zunächst einfacher. Zudem ist das Problem mit der Haftung geringer, da die Entscheidung über das Vorliegen einer Notsituation vom Men-

schen gefällt wird, bevor das Assistenzsystem eingreift.

Als wesentliche Reaktion, die der Mensch unmittelbar nach Erkennen einer Notsituation zeigt, kann die Bewegung des rechten Fußes zum Bremspedal angesehen werden. Darüber hinaus liegen auch veröffentlichte Erkenntnisse darüber vor, dass andere Reaktionen wie z. B. das feste Greifen des Lenkrads, auftreten.

Eigene Untersuchungen zum Bewegungsverhalten in unterschiedlichen Bremssituationen [13, 47] zeigen, dass Bewegungsbahnen bei nachfolgenden Notbremsungen anders verlaufen als bei nachfolgenden Standardbremssituationen. Besonders Bewegungsgeschwindigkeiten unterscheiden sich erheblich. Abb. 4.9 zeigt den Verlauf der Fußgeschwindigkeit in Richtung Fahrertür. Die Geschwindigkeit ist auf der Ordinate dargestellt, während die Abszisse den entsprechenden Ort in Richtung Fahrertür zeigt.

Es wird deutlich, dass die Bewegungsgeschwindigkeiten in Notbremssituationen bereits kurz nach Beginn der Bewegung wesentlich höhere Werte annehmen als in Standardbremssituationen. Wäre es technisch möglich, diese seitliche Fußgeschwindigkeit zu messen, könnte ein Bremsassistent bis zu ca. 0,2 s früher aktiviert werden und der Anhalteweg dadurch um einige Meter ver-

4

kürzt werden. Ähnliche Effekte lassen sich auch bei der „Fußrückziehgeschwindigkeit“ vom Bremspedal oder der Fußgeschwindigkeit in Richtung Bremspedal nachweisen. Des Weiteren besteht die Möglichkeit, bereits die Betätigung des Fahrpedals und dabei im Speziellen das Loslassen zu analysieren, jedoch würde ein entsprechender Bremsassistent nur in Situationen funktionieren, in denen der Fuß seine Bewegung auch tatsächlich vom Fahrpedal aus beginnt, was beim Fahren mit Tempomat oder ACC nicht mehr der Fall ist. Weiterführende Informationen zu diesem Thema enthalt [13].

## Literatur

---

1. Abendroth, B.: Gestaltungspotenziale für ein Pkw-Abstandsregelsystem unter Berücksichtigung verschiedener Fahrertypen. Ergonomia, Stuttgart (2001)
2. Burckhardt, M.: Reaktionszeiten bei Notbremsvorgängen. TÜV Rheinland, Köln (1985)
3. Zomotor, A.: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten. Vogel, Würzburg (1991)
4. Wickens, C.D.: Engineering Psychology and Human Performance. Harper-Collins Publishers Inc., New York (1992)
5. Schlick, C., Bruder, R., Luczak, H. (Hrsg.): Arbeitswissenschaft (3., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage). Springer, Berlin, Heidelberg (2010)
6. Rockwell, T.: Skills, judgment and information acquisition in driving. In: Forbes, T.W. (Ed.) Human Factors in Highway Traffic Safety Research. John Wiley & Sons (1972)
7. Cohen A.S., Hirsig, R.: The role of foveal vision in the process of information input. In: Gale, A.G. et al. (Hrsg.) Vision in Vehicles III. Elsevier Science Publishers, Amsterdam usw (1991)
8. Rasmussen, J.: Skills, rules, and knowledge: Signals, signs, and symbols, and other distinctions in human performance models. IEEE Trans. Syst. Man Cybern. SMC-13, 3, 257–266 (1983)
9. Landau, K., Luczak, H., Laurig, W. (Hrsg.): Ergonomie der Sensumotorik. Festschrift anlässlich der Emeritierung von Herrn Prof. Dr.-Ing. W. Rohmert. Hanser, München, Wien (1996)
10. McDowd, J.M., Birren, J.E.: Aging and attentional processes. In: Birren, J.E., Schaie, K.W. (Hrsg.) Handbook of the Psychology of Aging. S. 222–233. Academic Press, San Diego usw (1990)
11. Kobayashi, T.: Human factors in driving. JSCE-Rev. 6–7, 68–76 (1986)
12. Ellinghaus, D., Schlag, B.: Alter und Autofahren. Eine zukunftsorientierte Studie über ältere Autofahrer. Uniroyal Verkehrsuntersuchung. Ifaplan, Köln (1984)
13. Weiße, J.: Beitrag zur Entwicklung eines optimierten Bremsassistenten. Ergonomia, Stuttgart (2003)
14. Johansson, G., Rumar, K.: Drivers' brake reaction times. Hum. Factors 13(1), 23–27 (1971)
15. N. N.: „Schrecksekunde“ dauert im Schnitt 0,7 Sekunden. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 85(3), 102 (1983)
16. Koppa, R.J., Fambro, D.B., Zimmer, R.A.: Measuring driver performance in braking maneuvers. Transp. Res. Rec. 1550, 8–15 (1996)
17. Cheng, B., Hashimoto, M., Suetomi, T.: Analysis of driver response to collision warning during car following. JSAE Rev. 23(2), 231–237 (2002)
18. Martin, P., Holding, K.: Average driving behaviour in emergency situations. TÜV Rheinland, o. Jg. Köln
19. Liebermann, D.G., Ben-David, G., Schweitzer, N., Aptek, Y., Parush, A.: A field study on braking responses during driving. I. Triggering and modulation. Ergonomics 38(9), 1894–1902 (1995)
20. Lerner, N.D., Huey, R.W., McGee, H.W., Sullivan, A.: Older driver perception reaction time for intersection sight distance and object detection. Final report. University of Springfield, Virginia (1995)
21. Wierwille, W.: A review of age effects in several experiments on instrument panel task performance. In: International Congress and Exposition, Detroit (1990)
22. Broen, N.L., Chiang, D.P.: Braking response times for 100 drivers in avoidance of an unexpected obstacle as measured in a driving simulator. In: Proceedings of the human factors and ergonomics society 40th annual meeting, Santa Monica, California. Philadelphia, Pennsylvania: Hum. Factors Ergon. Soc., 900–904 (1996)
23. Warshawsky-Livne, L., Shinar, D.: Effects of uncertainty, transmission type, driver age and gender on brake reaction and movement time. J. Saf. Res. 33(1), 117–128 (2002)
24. Bilban, M., Vojvoda, A., Jerman, J.: Age affects drivers' response times. Collegium Antropol 33(2), 467–471 (2009)
25. Summala, H., Lamble, D., Laakso, M.: Driving experience and perception of the lead car's braking when looking at in-car targets. Accid. Anal. Prev. 30(4), 401–407 (1998)
26. Summala, H.: Brake reaction times and driver behavior analysis. Transp. Hum. Factors 2(3), 217–226 (2000)
27. Shinar, D.: Field evaluation of an advance brake warning system. Hum. Factors 4, 746–751 (1995)
28. Achenbach, W., Stoll, U.: Weltneuheit bei den Bremsen: Die Sensotronic Brake Control (SBC). In: Sonderausgabe der ATZ und MTZ 2001, 92–99 (2001)
29. Schmitt, J., Breu, A., Maurer, M., Färber, B.: Simulation des Bremsverhaltens in Gefahrensituationen mittels experimentell validiertem Fahrermodell. In: Fahrer im 21. Jahrhundert. Human Machine Interface, VDI-Bericht, S. 75–88. VDI, Düsseldorf (2007)
30. Vercruyssen, M., Williams, G., Hancock, P.A., Foderberg, D.: Automobile braking response speed: Age differences and effects of collision warning. In: Intelligent Transportation: Realizing the Benefits (Hrsg) Intelligent Transportation Society of America (1996)

## Literatur

31. Paranteau, C.S., Wenqi, S., Minooh, S.: The effectiveness of adjustable pedals usage. In: Human Factors in 2000: Driving, Lighting, Seating Comfort and Harmony in Vehicles. SAE, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., USA (2000)
32. Owen, C.J., Roberts, A.K., Manning, P., Lowne, R.W.: Positioning and bracing of the lower leg during emergency braking—A volunteer study. In: International IRCOBI Conference on the Biomechanics of Impacts, Göteborg, S. 147–159 (1998)
33. Yoshida, H., Sugitani, T., Ohta, M., Kizaki, J., Yamamoto, A., Shirai, K.: Development of the brake assist system. In: SAE Transactions, Journal of Passenger Cars. Paper No 980601. Warrendale, Pennsylvania: Society of Automotive Engineering, S. 1099–1106 (1998)
34. Kiesewetter, W., Klinkner, W., Reichelt, W., Steiner, M.: Der neue Brake-Assist von Mercedes-Benz – aktive Fahrerunterstützung in Notsituationen. ATZ **6**, 330–339 (1997)
35. Prynne, K.: Braking behaviour in emergencies. Advanced Engineering Centre, Lucas Industries (1993)
36. Manning, P., Wallace, W.A., Roberts, A.K., Owen, C.J., Lowne, R.W.: The position and movement of the foot in emergency manoeuvres and the influence of tension in the achilles tendon. In: Proceedings of the 41st Stapp Car Crash Conference, Orlando, S. 195–206. Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., USA (1997)
37. Corlett, E.N., Bishop, R.P.: Foot pedalforces for seated operators. Ergonomics **6**, 687–692 (1975)
38. Davies, B.T., Watts, J.M.: Preliminary investigations of movement time between brake and accelerator pedal in automobiles. Hum. Factors **4**, 407–410 (1969)
39. Davies, B.T., Watts, J.M.: Further investigations of movement time between brake and accelerator pedal in automobiles. Hum. Factors **6**, 559–561 (1970)
40. Morrison, R.W., Swope, J.G., Halcomb, C.G.: Movement times and brake pedal placement. Hum. Factors **2**, 241–246 (1986)
41. Casey, S.M., Rogers, P.R.: The case against coplanar pedals. Hum. Factors **1**, 83–86 (1987)
42. Brackett, R.Q., Pezoldt, V.J., Sherrod, M.G., Roush, L.: Evaluation of a proposed Standardized Automobile Foot Pedal Configuration. In: SAE 1990 Transactions, S. 171–179. Society of Automobile Engineers, Warrendale, Pennsylvania (1991)
43. Eckert, A.: Vorrichtung und Verfahren zum Ansteuern einer Bremsanlage für Kraftfahrzeuge. Patentschrift DE 198 25 231 A1. Deutsches Patent- und Markenamt (1998)
44. Pock, G.K., West, A.E., Toben, T.J., Sullivan, J.P.T.: A combined Accelerator-Brake Pedal. Ergonomics **6**, 845–848 (1973)
45. Glass, S.W., Suggs, C.W.: Optimization of vehicle accelerator-brake pedal foot travel time. Appl. Ergon. **4**, 215–218 (1977)
46. Eckstein, L.: Entwicklung und Überprüfung eines Bedienkonzeptes und von Algorithmen zum Fahren eines Kraftfahrzeugs mit aktiven Sidesticks. VDI, Düsseldorf (2001)
47. Weiße, J., Landau, K., Rieth, P., Eberz, T.: Klassifikation von Fahrzeugbremsungen durch Analyse der Fußbewegungen. In: Gärtner, K.-P., Grandt, M. (Hrsg.) Human Factors bei der Entwicklung von Fahrzeugen. Bonn: Deutsche Gesellschaft für Luft- und Raumfahrt e. V., S. 221–232 (2001)

# Interaktion Fahrbahn-Reifen-Bremse

*Heinrich Huinink, Heiner Volk und Manfred Becke*

- 5.1 Einleitung – 72**
- 5.2 Kraftübertragung Reifen–Fahrbahn – 72**
  - 5.2.1 Gummireibung – 72
  - 5.2.2 Wechselwirkung Reifen–Fahrbahn – 74
  - 5.2.3 Aufbau Reifenkräfte – 76
- 5.3 Interaktion Reifen–Bremse – 79**
  - 5.3.1 Reifenmodelle – 79
  - 5.3.2 Dynamische Umfangskraft-Schlupf-Charakteristik des Reifens beim Bremsen – 81
  - 5.3.3 Umfangskräfte beim ABS-Bremsen – 82
  - 5.3.4 Kombinierte Umfangs- und Seitenkraft, Bremsen bei Seitenkraftbedarf – 83
- 5.4 Integration des Reifens in das Gesamtsystem Fahrzeug – 85**
  - 5.4.1 Produktoptimierung Reifen–ABS-Regelung am Beispiel Winterreifen – 86
  - 5.4.2 Bremsspuren in der Unfallrekonstruktion – 87
- 5.5 Ausblick – 91**
- Literatur – 91**

## 5.1 Einleitung

Bei dem Thema „Interaktion Fahrbahn-Reifen-Bremse“ steht das Kraftschluss- und Übertragungsverhalten des Reifens in Abstimmung mit dem Bremssystem im Vordergrund. Im System Fahrzeug/Straße nimmt der Reifen eine hervorragende Rolle ein: Als Bindeglied zwischen Fahrbahn und Fahrzeug überträgt er alle Kräfte und Momente, sein Kraftschluss- und Übertragungsverhalten geht deutlich in Fahrverhalten, Komfort und Sicherheit des Gesamtfahrzeugs ein. Beim pneumatischen Reifen ist das unter Überdruck eingeschlossene Gas oder Gasgemisch das tragende Element, nur ein Anteil von etwa 10–15 % der Radlast wird direkt durch die Reifenstruktur getragen. Die Reifenhülle bestimmt nach Form, konstruktiver Auslegung und Materialeinsatz weitgehend die Gebrauchseigenschaften des Reifens. Die Entwicklung von Pkw- und Lkw-Reifen wird entscheidend durch die sich ständig ändernden und zunehmenden Anforderungen an die Kraftfahrzeuge beeinflusst.

Die Gebrauchseigenschaften (Abb. 5.1) beschreiben für den Verbraucher die einzelnen Eigenschaften der Reifen und sind immer in Verbindung mit Fahrzeug, Straße und Fahrer zu sehen. Zur Ermittlung der Gebrauchseigenschaften werden Versuche durchgeführt, die sowohl nach subjektiven als auch nach objektiven Kriterien bewertet werden.

## 5.2 Kraftübertragung Reifen–Fahrbahn

Das Kraftschlussverhalten des Reifens ist ein zentrales Thema für den Reifenentwickler. Einflussgrößen auf das Kraftschlussverhalten sind vor allem die konstruktive und materialtechnische Reifenauslegung sowie Reifenzustand, Fahrbahnart und Fahrbahnzustand, Betriebsbedingungen und Betriebsfehler. Der Reifen muss nicht nur bei den unterschiedlichsten Fahrbahnbelägen, sondern auch bei allen Witterungsbedingungen und Geschwindigkeiten des Fahrzeugs die Kraftübertragung (s. Abb. 5.2) zur Straße sicherstellen. Ziel der Entwickler ist die Koordination von Reifen, Bremse, Antrieb und Lenkung, um eine optimale Fahrzeugregelung und -sicherheit zu erreichen.

### 5.2.1 Gummireibung

Das Kraftschlussverhalten von Reifen kann im Wesentlichen auf das Verhalten der Reibpartner Gummi – Fahrbahnoberfläche zurückgeführt werden. Der Kraftschlussbeiwert von Gummi ist keine Konstante. Er hängt von der Reibpaarung Laufflächenmischung und Straßenoberfläche, dem Kontaktdruck, der Schlupf- oder Gleitgeschwindigkeit sowie der Temperatur ab (Abb. 5.3).

Fahrkomfort	Lenkverhalten	Fahrstabilität
Federungskomfort	... im 0°-Bereich, kleine Lenkw.	Geradeausstabilität
Geräuschkomfort	... im Proportionalbereich	Kurvenstabilität
Laufruhe	... im Grenzbereich	Bremsen in Kurven
	Lenkpräzision	
Kraftschluss	Haltbarkeit	Wirtschaftlichkeit/Umwelt
Traktion	Strukturelle Dauerhaltbarkeit	Lebenserwartung
Bremsweg	Hochgeschwindigkeitstüchtigkeit	Rollwiderstand
Rundenzeiten	Platzdruck	Runderneuerungsfähigkeit
Aquaplaning	Durchschlagsfestigkeit	Vorbeifahrgeräusch

Abb. 5.1 Übersicht über Bewertungskriterien von Pkw-Reifen

Aufgaben des Reifens:

Radlast tragen  $F_z$

Bremeskraft übertragen  $-F_x$

Antriebskraft übertragen  $F_x$

Seitenkraft übertragen  $F_y$

Dämpfen

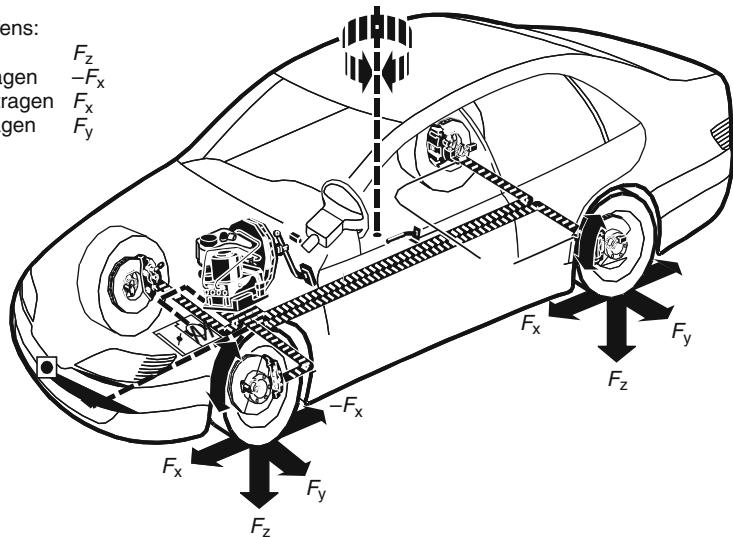


Abb. 5.2 Kräfte und Momente am Fahrzeug

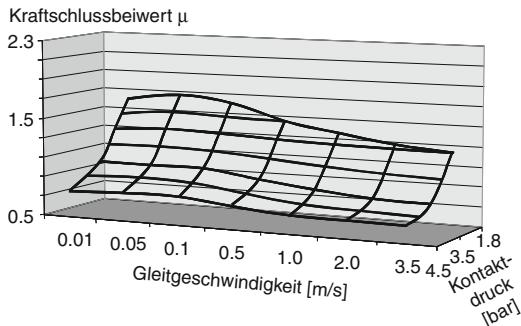


Abb. 5.3 Labormessung des Kraftschlussbeiwerts  $\mu$  abhängig vom Kontaktdruck und der Gleitgeschwindigkeit auf Korund-180 für eine typische Laufstreifenmischung

Das viskoelastische Materialverhalten von Gummi bestimmt die übertragbaren Reibungskräfte. Das dynamische Verhalten des viskoelastischen Werkstoffes Gummi beschreibt ein komplexer Modul, der aus Speichermodul und Verlustmodul besteht mit  $E^* = E' + iE''$ .

Der Verlustmodul  $E''$  bzw. der Verlustbeiwert  $\tan \delta$  als das Verhältnis von Verlustmodul zu Speichermodul ist ein Maß für die dissipierte Energie, für die Hysterese bei dynamischer Verformung. Die Deformationsfrequenzen ergeben sich aus Gleitgeschwindigkeit und den Längenskalen der Rauig-

keit des Reibpartners. Im Bereich kleiner Gleitgeschwindigkeiten werden die übertragbaren Kräfte deutlich durch die Adhäsionsreibung mitbestimmt (s. Abb. 5.4 und Abb. 5.5) [1–3].

Der Verlustbeiwert  $\tan \delta$  hängt insbesondere von der Temperatur und der Deformationsfrequenz ab, er korreliert bei entsprechender Temperatur-Frequenz-Zuordnung mit dem erreichbaren Kraftschluss und den Rollverlusten. Der Reifenentwickler kann damit Reifenmischungen gezielt auf spezielle Betriebsbedingungen hin auslegen. Im Verlauf des Verlustfaktors über der Temperatur für eine Prüffrequenz von 10 Hz (Abb. 5.5) lassen sich nach dem Temperatur-Frequenz-Äquivalenzprinzip (WLF-Transformation) verschiedene Temperaturbereiche bestimmten typischen Reifeneigenschaften zuordnen.

Physikalisch unterscheiden sich die in Abb. 5.5 gekennzeichneten Bereiche der  $\tan \delta$ -Kurve: Die Bereiche 1 und 2 sind relevant für das Bremsen auf nasser Fahrbahn, Bereich 1 vor allem für den Quasi-Haftbereich mit sehr kleinen Gleitgeschwindigkeiten im vorderen Bereich der Bodenaufstandsfläche, Bereich 2 für die höheren Gleitgeschwindigkeiten im hinteren Teil der Aufstandsfläche oder beim Blockierbremsen. Bereich 3 ist relevant für den Rollwiderstand mit der zyklischen Gummideformation beim Rollen.

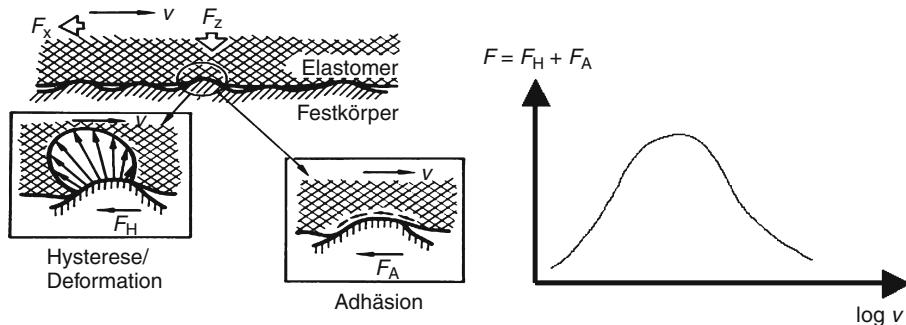


Abb. 5.4 Veranschaulichung des Adhäsions- und des Hystereseanteils der Gummi-Fahrbahnreibung

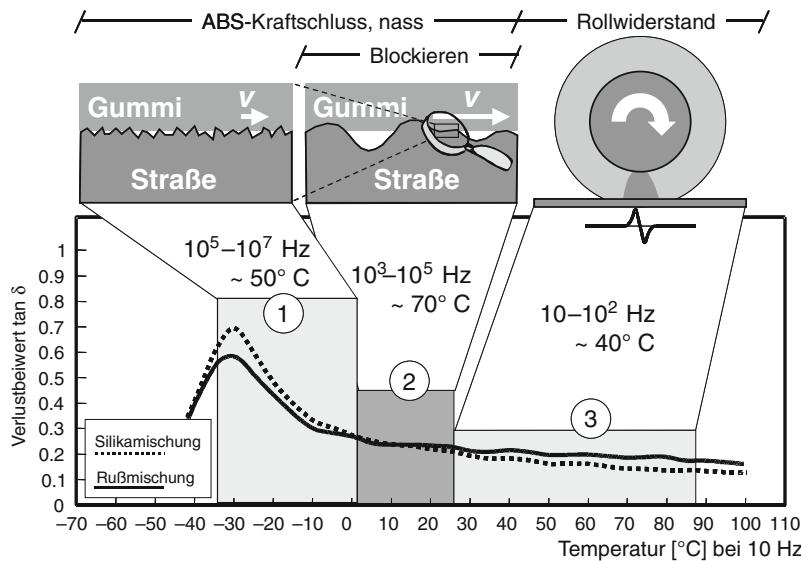


Abb. 5.5 Typischer Verlauf des Verlustfaktors  $\tan \delta$  über der Temperatur mit den relevanten Bereichen für Kraftschluss auf nasser Straße und Rollwiderstand für zwei Reifenmischungen (Proben aus Reifen, Messung bei 10 Hz mit konstanter Kraft)

Dem Bereich 1 kann physikalisch eine adhäsionsunterstützte nanoskalige Hysteresereibung, Bereich 2 eine mesoskalige Hysteresereibung und Bereich 3 eine impulsförmige Gummideformati on zugeordnet werden. Anschaulich: Je kleiner die Rauigkeitsskala im Kontakt Reifen–Straße wird, desto höher ist die zugeordnete Frequenz. Grundsätzlich können also Gummimischungen – bis zu einem beträchtlichen Grade auf bestimmte, im Wesentlichen durch Frequenz und Temperatur charakterisierte Betriebszustände, entkoppelt optimiert werden. Das ist eine wesentliche Voraussetzung für eine

wirkungsvolle Integration des Reifens in Fahrdynamiksysteme.

## 5.2.2 Wechselwirkung Reifen–Fahrbahn

Bei der Interaktion Gummi–Fahrbahn ist neben den viskoelastischen Eigenschaften des Elastomers der Reibpartner Straße naturgemäß von entscheidender Bedeutung für den erreichbaren Kraftschluss. Die Kenntnis der Wechselwirkung erlaubt eine

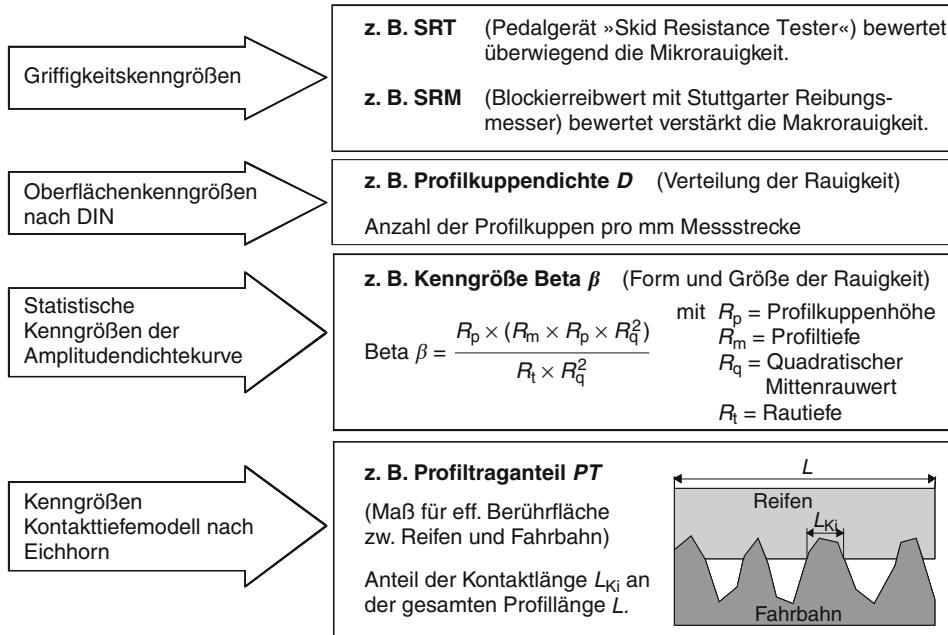


Abb. 5.6 Aussagekräftige Oberflächenkenngrößen [4]

Charakterisierung von Fahrbahnen im Hinblick auf ihr Kraftschlusspotenzial.

Traditionelle Fahrbahnkenngrößen in Bezug auf die Makro- und Mikrorauigkeit der Straßenoberfläche (z. B. mittlere Rautiefe, Profilkuppendichte, usw.) sind in Abb. 5.6 dargestellt.

Die konventionellen und direkt zugänglichen Rauigkeitsparameter (zum Teil in Normen definiert) zeigen jedoch nur eine eingeschränkte Korrelation zum Reibbeiwert am Reifen beim ABS-nass Bremsen.

Eine elegante und inzwischen bewährte Methode für die Beschreibung rauer Oberflächen bietet die fraktale Geometrie. Solche selbstaffinen Oberflächen besitzen eine spektrale Leistungsdichte der Form

$$S(f) = K \cdot f^{-\beta} \quad (5.1)$$

für Raumfrequenzen  $f_{\max} > f > f_{\min}$

mit dem Exponenten  $\beta = 7 - 2D$  und dem Vorfaktor  $K = (3 - D)\xi_N^2 \xi_P^{(1-\beta)}$ , wobei  $D$  die fraktale Dimension der Oberfläche,  $\xi_N$  die senkrechte und  $\xi_P$  die parallele Korrelationslänge darstellen [2].

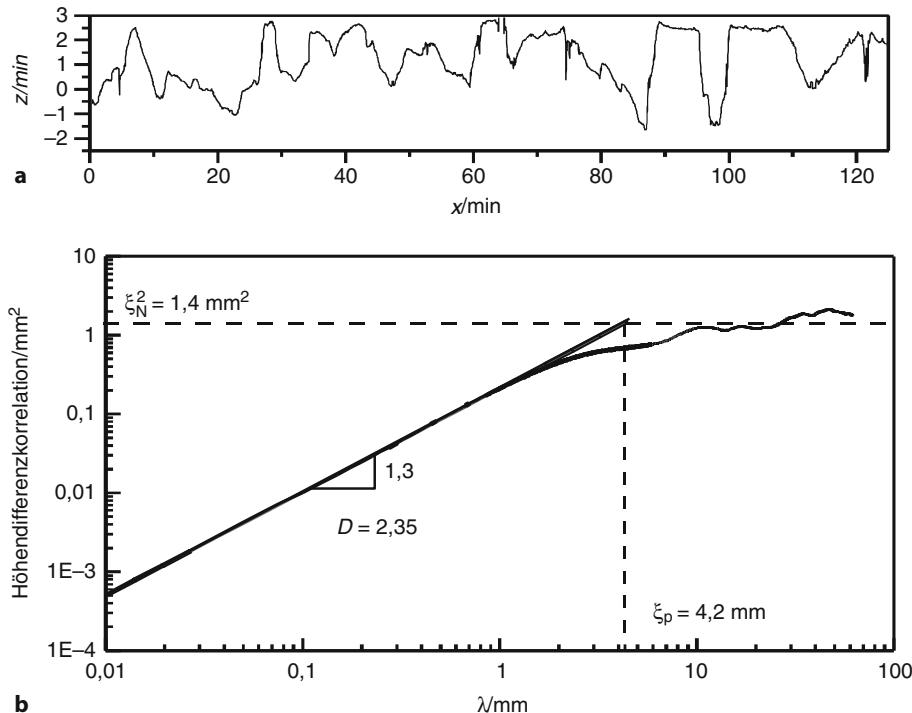
Diese drei Oberflächendeskriptoren reichen zur Beschreibung der spektralen Leistungsdichte der Oberfläche aus. Am Einfachsten lassen sich die Oberflächendeskriptoren über die Höhendifferenzkorrelation bestimmen, was exemplarisch für ein mit einem Laser ermitteltes Fahrbahnprofil in Abb. 5.7 dargestellt ist.

Die Höhendifferenzkorrelation [2]

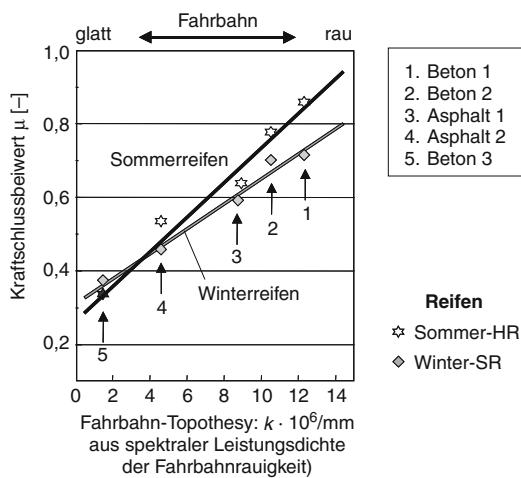
$$\text{HDK} \equiv \langle (z(x + \lambda) - z(x))^2 \rangle \quad (5.2)$$

lässt sich alternativ zur Autokorrelationsfunktion des Rauigkeitsspektrums verwenden, deren Fouriertransformierte die spektrale Leistungsdichte darstellt. Insgesamt stellt die Höhendifferenzkorrelation der Nadelmessungen ein sehr gutes Maß für den Einfluss der Rauigkeit auf die absoluten Reibwerte dar, sie korrespondiert mit der Topothesy (Vorfaktor der spektralen Leistungsdichte).

Der realisierbare Kraftschlussbeiwert korreliert für vergleichbare Reifenkonzepte recht gut mit der Fahrbahn-Topothesy (Abb. 5.8). Damit wird die Wechselwirkung Fahrbahn – Reifen also recht gut beschrieben. Konzeptionelle Reifenunterschie-



**Abb. 5.7** a Beispiel eines über ein Laserabtastgerät ermitteltes Oberflächenprofil einer Asphaltstraße; b daraus ermittelte Höhendifferenzkorrelation mit eingetragenen Deskriptoren [2]



**Abb. 5.8** Fahrbahtopographie und Kraftschluss [2]

de, etwa zwischen Winterreifen und Sommerreifen, führen naturgemäß infolge von Profil- und Mischungseinflüssen zu unterschiedlichen Gradien-

### 5.2.3 Aufbau Reifenkräfte

#### Bremskräfte/Umfangskräfte

Ein Kraftschluss beim Rollvorgang ist grundsätzlich nur mit einer Relativbewegung mit Umfangsschlupf zwischen Rad und Fahrbahn möglich. Für die optimale Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn ist entsprechend der Physik der Gummireibung ein bestimmter Gleitschlupf eine notwendige Bedingung. Der Umfangsschlupf  $\lambda$  ist hier definiert als die auf die Fahrgeschwindigkeit  $v$  bezogene Differenz zwischen der Fahrgeschwindigkeit  $v$  und der Radumfangsgeschwindigkeit  $v_U$ .

Die Radumfangsgeschwindigkeit ergibt sich mit der Kreisfrequenz  $\omega$  des Rades und dem dynamischen Reifenhalbmesser  $r_{\text{dyn}}$  zu

$$v_U = r_{\text{dyn}} \cdot \omega \quad (5.3)$$

Der dynamische Reifenhalbmesser ist der wirksame Abrollradius des Rades. Er wird indirekt aus der pro Umdrehung zurückgelegten Strecke ermittelt. Der

## 5.2 • Kraftübertragung Reifen–Fahrbahn

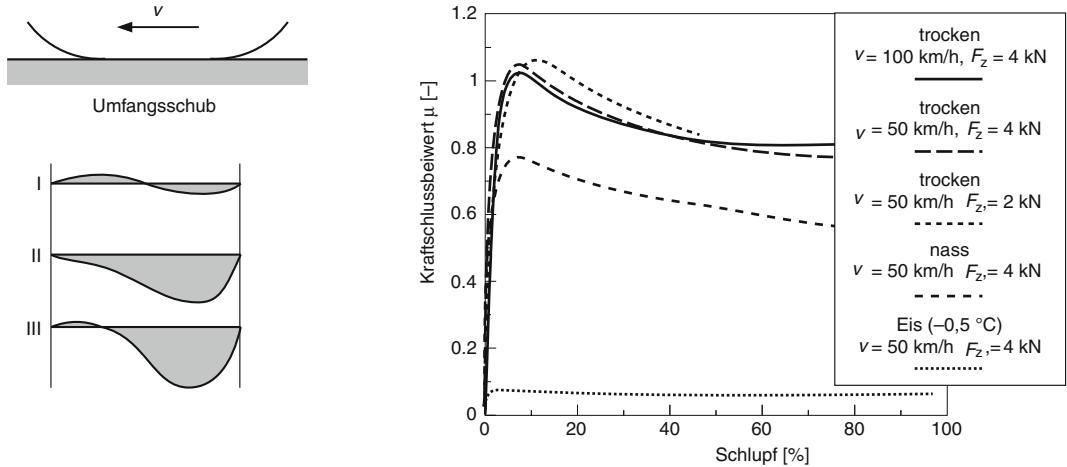


Abb. 5.9 Umfangsschubverteilung im Latsch und Kraftschlussbeanspruchung bei Bremsschlupf; I = freies Rollen, II = Bremsschub, III = überlagert (idealisiert)

hier zugrunde gelegte Begriff  $r_{\text{dyn}}$  bezeichnet den dynamischen Halbmesser am frei rollenden Rad ohne Horizontalkräfte.

Damit ergibt sich die Schlupfdefinition:

$$\lambda = \frac{\Delta v}{v} = \frac{\omega \cdot r_{\text{dyn}} - v}{v} \quad (5.4)$$

Beim Antriebsschlupf wird der Schlupf auch auf  $v_U$  bezogen, um Werte über 100 % zu vermeiden, damit ergeben sich jedoch für gleiche Schlupfgeschwindigkeiten unterschiedliche Schlupfwerte. Im Bereich kleiner Schlupfwerte ist der Unterschied gering.

Der Reifenschlupf setzt sich aus zwei Komponenten zusammen, dem Gleitschlupf und dem Formänderungs- oder Deformationsschlupf. Der Formänderungsschlupf resultiert aus der unter Umfangslast umlaufenden, translatorischen Deformation im Latschbereich, er bestimmt den linearen Anfangsbereich der  $\mu$ -Schlupfkurve (Abb. 5.9) und nimmt mit zunehmenden Schlupfwerten ab, bei 100 % Bremsschlupf liegt reines Gleiten vor. In Abb. 5.9 sind die Schub- und Kraftschlussverhältnisse idealisiert dargestellt. Bei messtechnischer Ermittlung der Kraftschlusskurven erhält man nur ein integrales Ergebnis. Mithilfe der FEM-Analyse können die komplexen Vorgänge in der Aufstands-

fläche als Basis für eine gezielte Weiterentwicklung örtlich aufgelöst dargestellt werden [5] (Abb. 5.10).

Mit Erhöhen des Bremsschlupfes bilden sich zunehmende Gleitbereiche in der Aufstandsfläche aus (Abb. 5.10). Vom Auslauf ausgehend, vergrößert sich mit zunehmendem Schub die Gleitzone in Richtung Einlauf. Kurz vor dem Erreichen des Schlupfmaximums befindet sich fast die gesamte Kontaktzone im Gleitzustand. Der im vorderen Teil der Bodenaufstandsfläche als Haftbereich gekennzeichnete Teil charakterisiert einen Bereich, in dem nur sehr kleine Gleitgeschwindigkeiten auftreten also makroskopisch quasi Haften vorliegt. Bemerkenswert ist, dass die Reifen beim Bremsen mit blockierten Rädern die gesamte kinetische Energie verzehren müssen, beim ABS-Bremsen hingegen wird der größte Anteil von der Bremsanlage übernommen.

Der Reifenentwickler gestaltet die  $\mu$ -Schlupfcharakteristik vor allem durch Laufflächenmixschung und -profil. Die konstruktive Auslegung des „Torus“ Reifen muss in der Abplattung eine möglichst gleichmäßige Schub- und Druckverteilung vor allem auch bei den dynamischen Bremsbedingungen ermöglichen.

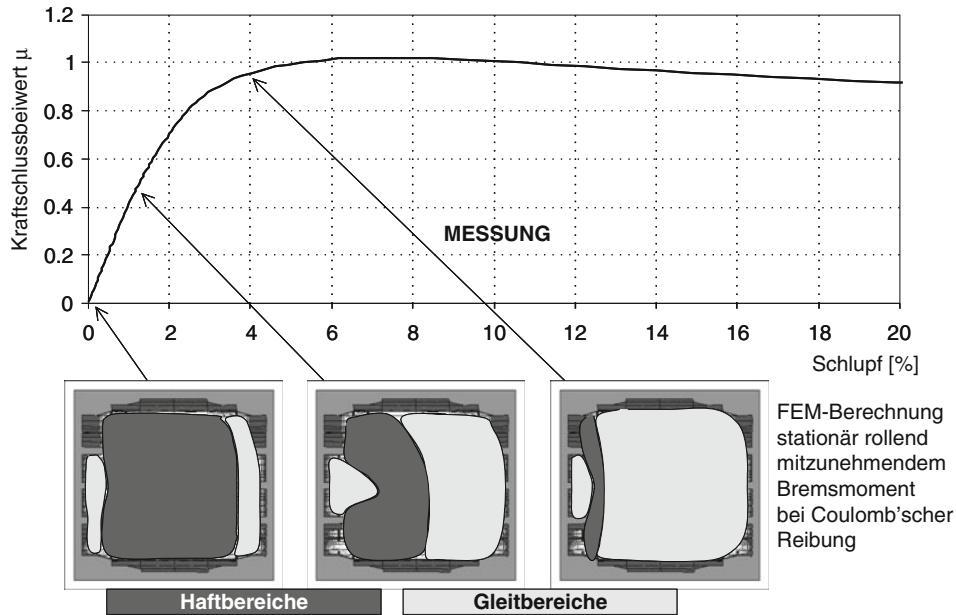


Abb. 5.10 Haft- und Gleitzonen in der Bodenaufstandsfläche eines Reifens beim Bremsen bei unterschiedlichem Radschlupf aus FEM Berechnungen (links: Einlauf, rechts: Auslauf)

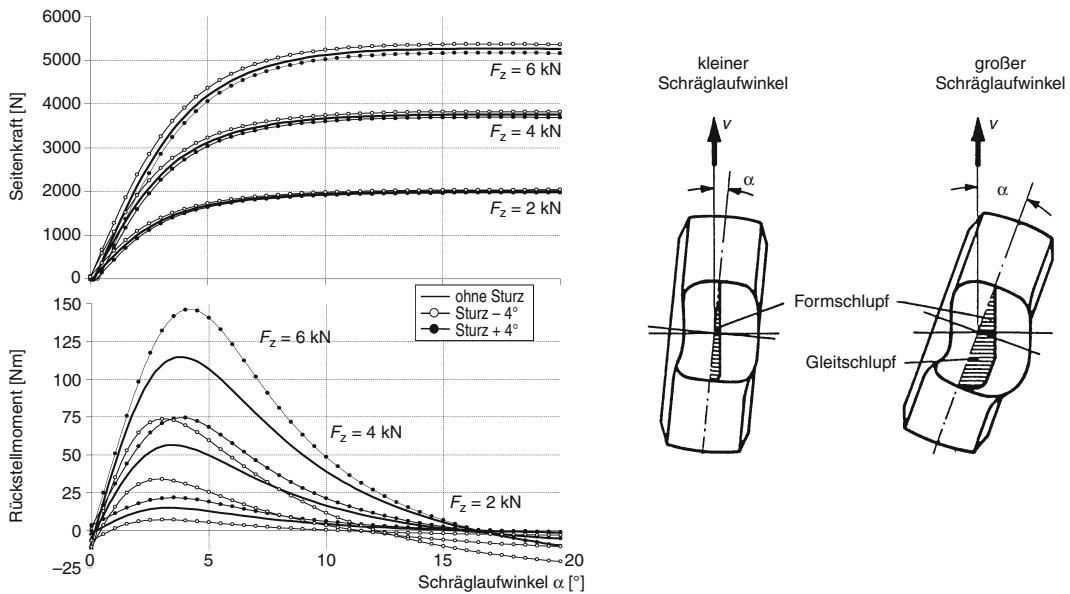


Abb. 5.11 Seitenkraft und Rückstellmoment über Schräglaufwinkel für einen typischen Pkw-Reifen bei unterschiedlichen Radlasten

#### Schräglauftypen; Kräfte und Momente

Für die Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen sind Größe und Charakteristik der zu übertragenden Seitenführungskräfte von entscheidender Wich-

tigkeit. Mit zunehmendem Schräglaufwinkel des Reifens wird die Seitenkraft radlastabhängig bis zu einem Maximalwert im Bereich zwischen 5° und 15° Schräglaufwinkel aufgebaut (Abb. 5.11).

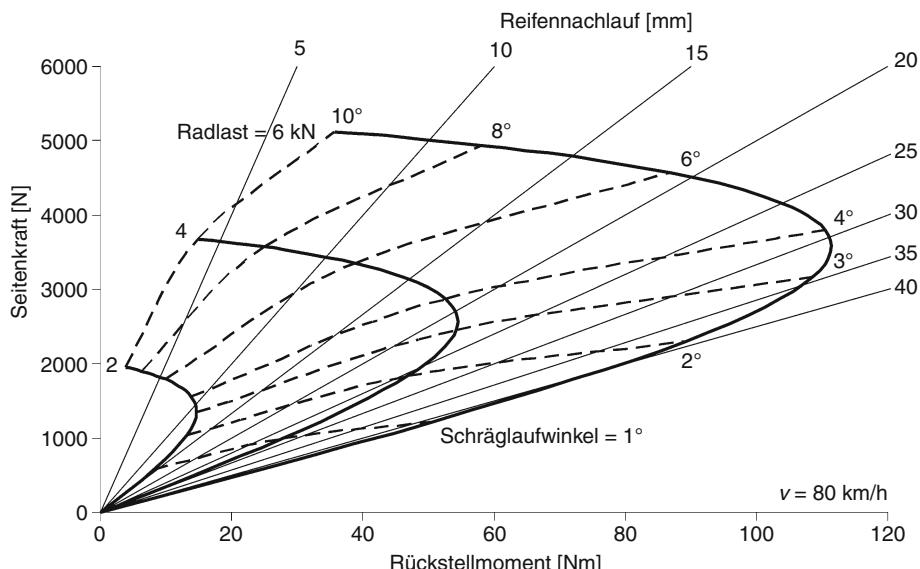


Abb. 5.12 Gough-Diagramm für einen typischen Pkw-Reifen

Durch die Latschverformung in der Kontaktzone zwischen Reifen und Fahrbahn entsteht ein Rückstellmoment. Das Rückstellmoment versucht, das Rad und damit auch das Lenkrad wieder in die Ausgangsstellung zurückzudrehen. Es erreicht ein Maximum, wenn die Schräglaufkennlinie beginnt, den linearen Anstieg deutlich zu verlassen, und kann bei weiter zunehmendem Schräglauwinkel negativ werden. Zusätzlich dargestellt ist der Sturzeinfluss des Rades. So erhöht ein negativer Sturz die Seitenkraft bei Kurvenfahrt, vermindert aber gleichzeitig das Rückstellmoment. Ein positiver Sturz wirkt umgekehrt. Eine kompakte Darstellung der Reifenkräfte ermöglicht das so genannte Gough-Diagramm (Abb. 5.12) für die Parameter Seitenkraft, Rückstellmoment, Reifennachlauf, Radlast und Schräglauwinkel. Der Nachlauf ist definiert als der Abstand des Angriffspunkts der resultierenden Seitenkraft im Latsch zur Reifenmitte.

## 5.3 Interaktion Reifen–Bremse

Das Verstehen von Reifeneigenschaften ist sehr wichtig für die Entwicklung von Fahrwerk, Lenkung und Bremsen. Der Reifen bietet den Fahrdynami-

namiksystemen die Basis; sein Kraftschlusspotenzial ist ein Angebot, dass insbesondere die Bremsysteme intelligent ausreizen sollten (Abb. 5.13).

Um den Reifen schon im Entwurfsstadium in die Fahrzeugentwicklung einzubeziehen, müssen Reifenmodelle verfügbar sein, die Reifeneigenschaften darstellbar und vorhersagbar machen. In der Fahrdynamiksimulation werden verschiedene dynamische Reifenmodelle zur Beschreibung des Reifenverhaltens verwendet. Modelle, die vom Reifenaufbau der Reifenphysik ausgehen, sind dabei sehr komplex. Einfachste Modelle basieren auf der mathematischen Beschreibung gemessener Reifen-eigenschaften.

### 5.3.1 Reifenmodelle

Reifenmodelle dienen dazu, Reifeneigenschaften qualitativ oder quantitativ darzustellen und vorherzusagen. Sie können je nach Anforderung unterschiedliche Komplexität besitzen, beginnend bei einfachen mathematischen bis hin zu detaillierten dynamischen FEM-Modellen. Die zur Berechnung notwendigen Reifenparameter können über spezielle Messungen oder Berechnungen aus komplexeren Reifenmodellen (zum Beispiel FEM) bestimmt

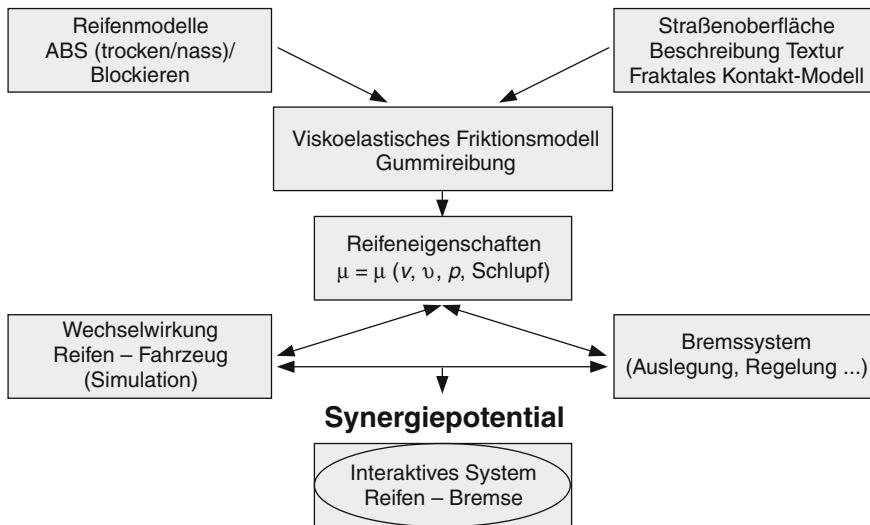


Abb. 5.13 Interaktion Fahrbahn/Reifen/Bremse [6]

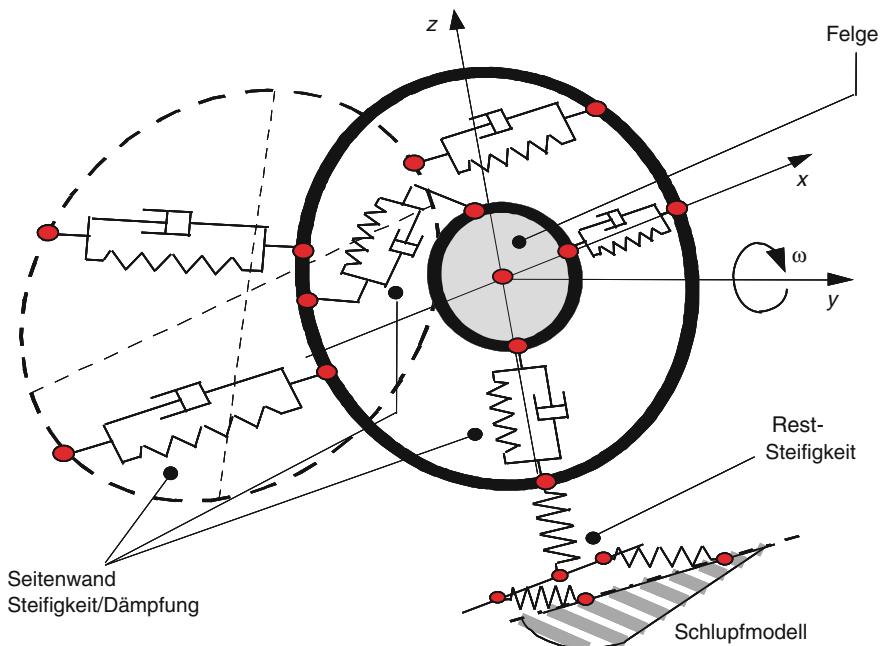


Abb. 5.14 Swift-Reifenmodell (Short Wavelength Intermediate Frequency Tire Model) [7]

werden. Entsprechende Modelle sind in der Lage, unebene Straßen zu überfahren und die entstehenden Kräfte an die Achse und damit an ein angekoppeltes Fahrzeugmodell weiterzugeben. Der Bodenkontakt kann zum Beispiel über so genannte

Bürsten abgetastet werden, die entstehenden Kontaktkräfte werden berechnet.

Das Swift-Reifenmodell (Abb. 5.14) wurde in einem europäischen Konsortium von Fahrzeugherstellern und Lieferanten erarbeitet. Durch die Stan-

dardisierung kann europaweit mit austauschbaren Parametersätzen gearbeitet werden.

### 5.3.2 Dynamische Umfangskraft-Schlupf-Charakteristik des Reifens beim Bremsen

Alle bisher betrachteten Kräfte und Momente gelten für den stationär rollenden Reifen. Bei transienten Änderungen der Betriebsbedingungen des Reifens wie Brems- oder Antriebskraft, Schräglauftypus, Last, Sturz und Felgenquerverschiebung relativ zum Latsch ist eine bestimmte Laufstrecke erforderlich, bis sich der neue stationäre Zustand eingestellt hat. Der Reifen baut die Reaktionskräfte über eine bestimmte Abrollstrecke auf, deren Länge im Wesentlichen von den Betriebszuständen und den Reifenparametern Masse, Dämpfung und Reibung im Latsch abhängt. Die entsprechende Kenngröße ist die Relaxations- oder Einlaufstrecke; sie ist definiert als die Abrollstrecke, bei der die Kraft  $F = F_0 \cdot (1 - 1/e)$  erreicht. Für Pkw-Reifen liegen zum Beispiel für den Seitenkraftaufbau typische Einlaufstrecken zwischen 0,2 und 0,7 m.

Grundsätzlich gibt es Einlaufstrecken für alle Kraftrichtungen; bei periodischen Änderungen der Betriebsbedingungen ergibt sich ein Phasengang. Dazu kommt die dynamische Antwort des schwungsfähigen Systems im Zeitbereich.

Die in Abb. 5.15 dargestellten Ergebnisse zeigen das mit einem komplexen Reifenmodell berechnete Verhalten eines Reifens auf stufenweise

Erhöhung des Bremsmomentes bei zwei Fahrgeschwindigkeiten. Durch diese stufenweise Veränderung des Bremsmomentes werden die in-plane Moden des Reifens (in Radebene) angeregt. Frequenz und Dämpfung dieser Torsionsschwingungen werden bestimmt durch die Steifigkeiten und Dämpfung des Reifens und die Trägheitsmomente von Reifen, Felge und Bremsscheibe, an angetriebenen Achsen kommt noch ein Anteil aus dem Antriebsstrang hinzu. Daraus ergibt sich eine charakteristische Antwort des Reifens mit Überschwingen in der Umfangskraft abhängig von der Zeit. Die Dämpfung des Systems wird mit abnehmender Fahrgeschwindigkeit deutlich geringer.

Zu dem hier behandelten Einlaufverhalten kommt überlagernd die Abhängigkeit des verfügbaren Kraftschlusses von den fahrdynamischen Bedingungen beim Bremsen. Eine gute Abstimmung von Fahrwerk, Bremse und Reifen aufeinander ist wichtig für kurze Bremswege.

Beispiel: Auslegung der Reifen unter Beachtung der dynamischen Radlastverlagerung, so dass

- an der Vorderachse mit zunehmender Last die Aufstandsfläche bei gleichmäßiger Pressung überproportional wächst (kleinere Pressung bedeutet einen höheren Kraftschlussbeiwert),
- an der Hinterachse mit abnehmender Last die Seitenführung möglichst hoch bleibt und
- die Umfangskraft-Schlupf-Kurve optimal regelbar ist, dabei sind besonders die Lage des Kraftschlussmaximums, die Breite des Maximums und der Abfall der Kurve nach dem Maximum zu berücksichtigen.

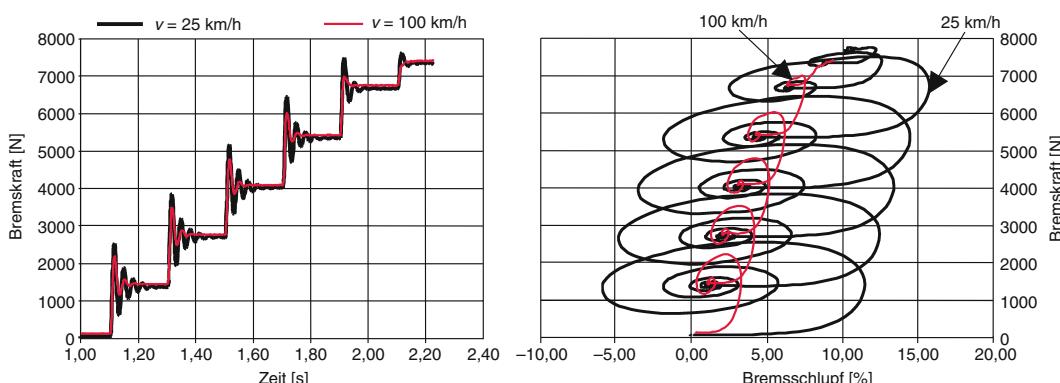


Abb. 5.15 Dynamische Bremskraft bei stufenweise erhöhtem Bremsmoment (berechnet mit FTire)

### 5.3.3 Umfangskräfte beim ABS-Bremsen

Blockierende Räder übertragen keine Seitenführungs Kräfte; blockieren beide Räder einer Achse verliert das Fahrzeug die Lenkfähigkeit. Antiblockiersysteme erlauben Vollbremsungen ohne blockierende Räder. Im Rahmen physikalischer Grenzen verbessert die ABS-Regelung die Fahreigenschaften Fahrstabilität (Schleudern) und Lenkbarkeit (Ausweichen) durch das Verhindern von blockierenden Rädern. Dabei erfassen die elektronisch geregelten Bremssysteme die Drehzahlen aller vier Räder und stellen durch individuelle Regelung des Radbremsdruckes die optimalen Schlupfverhältnisse ein.

In Abb. 5.16 ist eine typische ABS-Bremsung aus  $v = 100 \text{ km/h}$  auf trockenem Asphalt dargestellt. Umfangskraft, Radlast und Radgeschwindigkeit an einem Rad der Vorderachse wurden während der Bremsung mit einem Messrad aufgezeichnet.

Die Bremsverzögerung des Fahrzeugs führt zur Radlastverlagerung von der Hinterachse auf die Vorderachse abhängig von Schwerpunktshöhe und Radstand des Fahrzeuges. Die Trägheitskräfte in Verbindung mit Reifen- und Aufbaufederung und -dämpfung führen zu Nickschwingungen des Fahrzeugs und erzwingen Radlastschwankungen mit entsprechenden Schwankungen der übertrag-

baren Bremskraft. Im Verlauf der Abbremsung in Abb. 5.16 ist die Nickschwingung des Fahrzeuges an der Radlastschwankung zu erkennen. Diese Radlastschwankungen führen zu Störungen des Raddrehzahlsignals, das der ABS-Regler zur Einhaltung des optimalen Schlupfbereiches überwacht. Gerät ein Rad in zu kleine Drehgeschwindigkeiten im Vergleich zur Fahrzeuggeschwindigkeit und droht damit zu blockieren, wird der Bremsdruck reduziert, um den Reifen wieder in seinen optimalen Arbeitsbereich nahe dem Maximum der Umfangskraft-Schlupf-Kurve zu bringen.

Die Umfangskräfte/Bremskräfte, die ein Reifen im Verlauf einer ABS-Bremsung zur Verzögerung eines Fahrzeuges aufbringen kann, werden also von

- der Radlastverlagerung beeinflusst durch Fahrzeuggeometrie und -gewicht,
- der Radlastschwankung beeinflusst durch das Fahrwerk und Dämpfung und
- der Anregung durch den Druckaufbau bzw. Druckabbau im Bremssystem bestimmt.

Bei der Auslegung des Reifens müssen die Umfangskraft-Schlupf-Charakteristik durch eine geeignete Form und das Schwingungsverhalten durch die richtige Wahl von Steifigkeit und Dämpfung optimiert werden.

Einen kurzen Bremsweg erhält man durch optimal aufeinander abgestimmte Komponenten bei Betrachtung des Gesamtsystems Fahrzeug. So muss

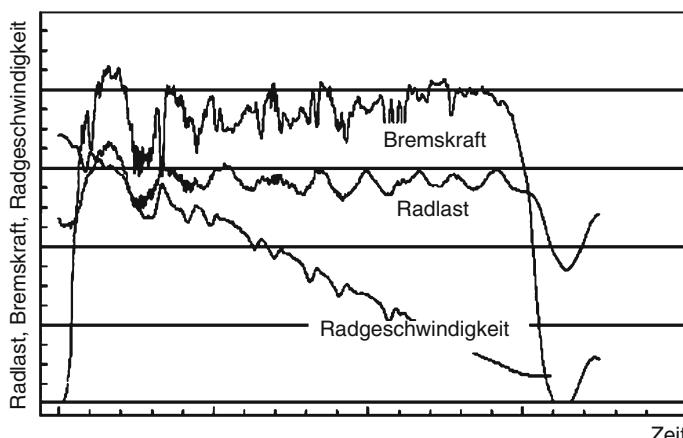


Abb. 5.16 Bremskraft, Radlast und Radgeschwindigkeit an einem Rad der Vorderachse während einer ABS-Bremsung

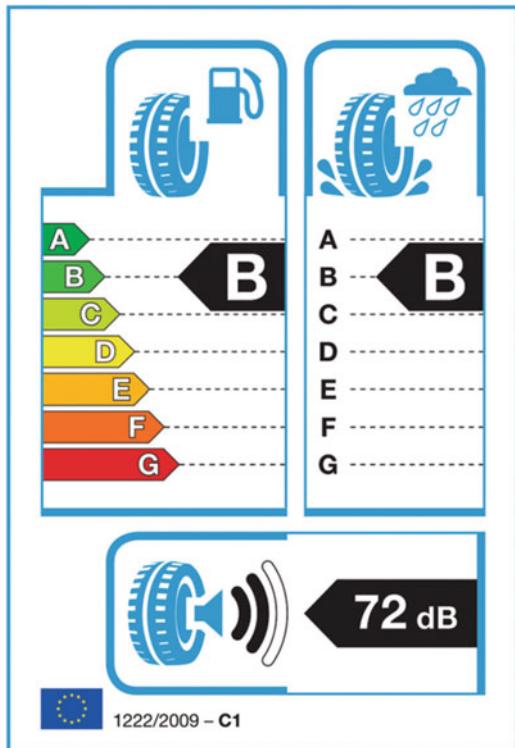


Abb. 5.17 EU Label für Pkw-Reifen

der Reifen ein Kraftschlusspotenzial liefern, das eine hohe Verzögerung ermöglicht. Gleichzeitig muss das ABS dieses Kraftschlusspotenzial optimal ausnutzen können und das Fahrzeug in seinem Schwingungsverhalten dafür sorgen, dass das Rad möglichst ruhig läuft und somit der Reifen sein Potenzial zur Geltung bringen kann.

Das Potenzial des Gesamtsystems ergibt sich aus der Feinabstimmung der Komponenten aufeinander.

Ab November 2012 ist der Verkauf von Reifen mit einem Label in der EU mit der Verordnung Nr. 1222/2009 [8] vorgeschrieben (Abb. 5.17). Das Label dient zur Steigerung der Sicherheit sowie der wirtschaftlichen und ökologischen Effizienz im Straßenverkehr. Klassifiziert werden die Reifeneigenschaften Rollwiderstand, Nassgriff und Geräusch.

Der Nassgriff wird durch den Vergleich mit einem vorgegebenen Referenzreifen auf nasser Straße ermittelt. Gemessen wird der Nasshaftungskennwert  $G$ , der die Nasshaftung relativ zum Referenzreifen beschreibt.

Bei der Optimierung des Nassgriffs gibt es einen Zielkonflikt zum Rollwiderstand. Die Herausforderung an die Reifenentwicklung besteht darin, einen rollwiderstandsoptimierten Reifen auf sehr hohem Nassgriffniveau zu entwickeln.

### 5.3.4 Kombinierte Umfangs- und Seitenkraft, Bremsen bei Seitenkraftbedarf

Mit der Forderung nach Lenkfähigkeit und Fahrstabilität eines Fahrzeuges beim Bremsen kommt dem Kraftschlussverhalten des Reifens unter kombinierter Längs- und Querbelastung im System Fahrbahn–Reifen–Bremse eine besondere Bedeutung zu. In Abb. 5.18 sind die Zusammenhänge zwischen den Geschwindigkeitskomponenten aus Umfangs- und Querschlupf dargestellt.

Es gilt bei kombinierter Beanspruchung für den Schlupf:

$$\text{Umfangsschlupf } \lambda = \frac{r_{\text{dyn}} \cdot \omega - v \cdot \cos \alpha}{v} \quad (5.5)$$

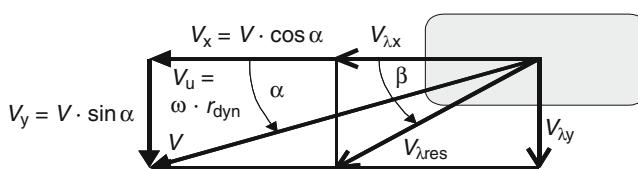


Abb. 5.18 Geschwindigkeits- und Schlupfverhältnisse am rollenden Rad unter kombinierter Horizontalbeanspruchung.  $v_{\lambda x}$  = Schlupfgeschwindigkeit in Umfangsrichtung,  $v_{\lambda y}$  =

Schlupfgeschwindigkeit in Querrichtung,  $v_{\lambda \text{res}}$  = resultierende Schlupfgeschwindigkeit

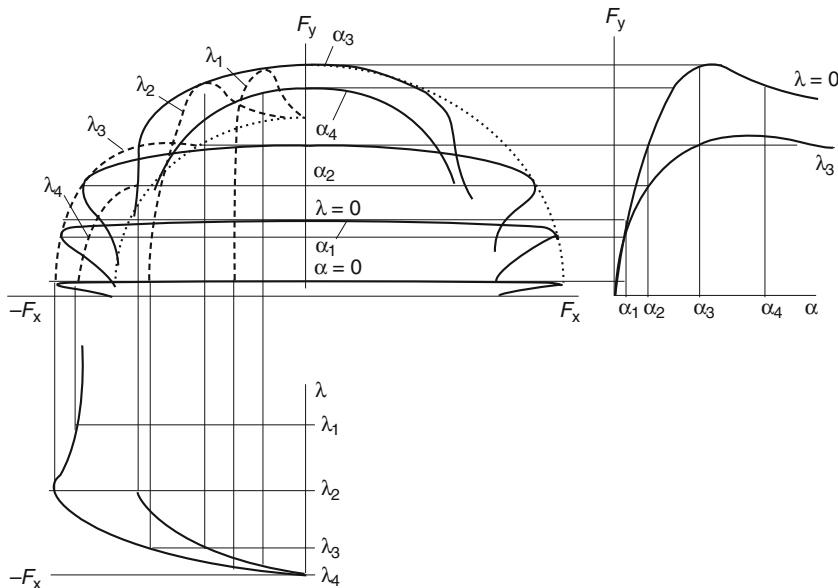


Abb. 5.19 Zusammenwirken von Umfangs- und Seitenkräften/Kraftschlussellipse [9]

$$\text{Querschlupf } \lambda_q = \frac{v \cdot \sin \alpha}{v} = \sin \alpha \quad (5.6)$$

$$\text{Resultierender Schlupf } \lambda_{\text{res}} = \sqrt{\lambda^2 + \lambda_q^2} \quad (5.7)$$

Der Reifen kann sein maximales Kraftschlusspotenzial jeweils nur in einer Richtung anbieten. Bei kombinierter Beanspruchung teilt sich die Gesamtkraft in die Komponenten Umfangskraft und Seitenführungs Kraft auf (Abb. 5.19).

Vereinfachend kann das Kraftschlussverhalten mit dem Kamm'schen Kreis beschrieben werden (Abb. 5.20). Unter dieser Voraussetzung lässt sich idealisiert mit dem Weber'schen Reibungskuchen eine relativ einfache räumliche Darstellung des Reifekennfeldes für die horizontale Kraftübertragung ( $F_x/F_y$ ) generieren (Abb. 5.21). Dabei wird isotropes Reibungsverhalten vorausgesetzt.

$$F_{\text{res}} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (5.8)$$

Mit zunehmendem Bremsschlupf geht der Seitenkraftbeiwert stark zurück (Abb. 5.22). Bereits bei einem Bremsschlupf von 20 % fällt zum Beispiel die Seitenkraft bei 5° Schräglauwinkel um circa 50 % gegenüber dem frei rollenden Rad ab. Die Veränderungen der Seitenkraftkennlinie unter Brems-

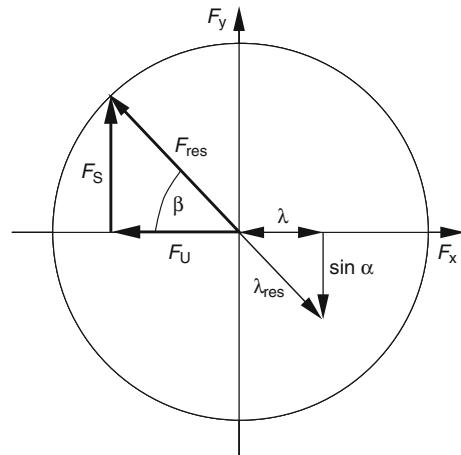
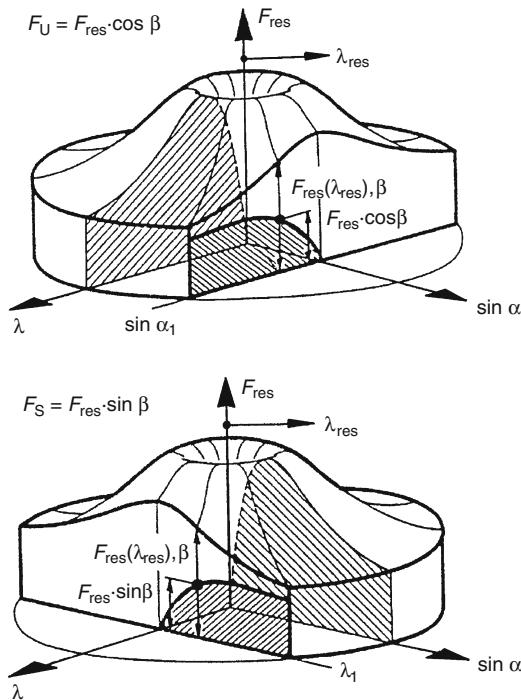


Abb. 5.20 Zusammenhang zwischen Kraft- und Schlupfkomponenten; Kamm'scher Kreis

kraft hat einen starken Einfluss auf die Lenkbarkeit und Stabilität des Fahrzeugs während einer Bremsung. Der Lenkradwinkelbedarf steigt mit zunehmendem Schlupf, da der Seitenkraftbeiwert an der Vorderachse sinkt. Es werden größere Lenkradwinkel zur Einleitung eines Ausweichmanövers notwendig. Besonderes Augenmerk ist aber auf die



■ Abb. 5.21 „Reibungskuchen“ nach Prof. Weber als eine allgemeine Darstellung für die resultierenden Führungskräfte am Reifen ( $F_U = F_x$  = Umfangskraft,  $F_S = F_y$  = Seitenkraft,  $F_{\text{res}}$  = resultierende Horizontalkraft,  $\lambda_{\text{res}}$  = resultierender Schlupf,  $\alpha$  = Schräglauwinkel,  $\alpha_1$  = beliebiger Schräglauwinkel  $\neq 0$ ,  $\lambda$  = Längsschlupf,  $\lambda_1$  = beliebiger Längsschlupf  $\neq 0$ ,  $\lambda$  = Winkel der Richtung der Reibkraft im Kamm'schen Kreis) [9]

Verhältnisse an der Hinterachse eines Fahrzeuges zu lenken, da das Niveau der Schräglaufstiefigkeit die Gierereignsfrequenz und Gierdämpfung entscheidend bestimmt. Fällt die Schräglaufstiefigkeit an der Hinterachse zu stark ab, so wird die Grenze der Gierstabilität erreicht und das Fahrzeug schleudert, wenn zum Beispiel ein Ausweichmanöver während einer Bremsung notwendig ist.

Im □ Abb. 5.23 zeigt sich der Einfluss unterschiedlicher Laufstreifenmischungskonzepte auf das Querbeschleunigungsniveau eines Fahrzeugs beim Bremsen im Kreis. Die mit Silica gefüllte Laufstreifenmischung hat auf nasser Fahrbahn ein höheres Kraftschlussniveau als rußgefüllte Laufstreifenmischungen.

## 5.4 Integration des Reifens in das Gesamtsystem Fahrzeug

Die Weiterentwicklung des Reifens als integrale Komponente von Fahrdynamiksystemen bietet neue Potentiale für Synergien. Das gilt grundsätzlich für alle Komponenten.

Die Entwicklung singulärer Produkte in funktionalen System-Netzwerken führt sowohl zu verbesserter Systemqualität und -funktionalität, als auch zu verbesserten Produkten als echte systembezogene Komponenten.

Der beste Weg zu besseren und erweiterten Funktionalitäten ist die vernetzte Entwicklung im Dialog der Entwickler und der Komponenten. Die Anwendungsparameter der Komponenten werden interaktiv im System definiert und nicht für das singuläre Produkt. Die technologische Entwicklung bei sicherheitsrelevanten Systemen steht im Vordergrund; der Reifen ist dabei von hervorragender Bedeutung.

Beim so genannten 30-Meter-Auto [10] hat die Continental AG durch konsequente Vernetzung und Optimierung der relevanten Fahrzeugfunktionen an einem Technologieträger die Grenzen für eine kompromisslose Verkürzung (20 %) des Anhalteweges dargestellt. Speziell konnte der Bremsweg eines Serienkraftfahrzeugs aus 100 km/h Ausgangsgeschwindigkeit durch die Verknüpfung der unterschiedlichen Fahrzeugkomponenten und deren konsequenter Abstimmung aufeinander von 38 auf 30 m reduziert werden. Diese Leistungssteigerung wurde vor allem durch die vollständige funktionale Vernetzung der Komponenten Reifen, Bremse und Regelalgorithmen, Luftfeder/Dämpfer, Chassis, Fahrzeugumfeldsensorik und Reifensensoren erreicht. Die Beiträge der Einzelkomponenten sind dabei deutlich unterschiedlich. Während der Reifen sowie das Bremssystem mit Regelung den Hauptanteil beitragen ist der Anteil durch zusätzliche Sensorik eher klein. Besonders wichtig dabei war die Abstimmung der Regelalgorithmen mit den Reifen.

Die Vorteile einer integralen Entwicklung von unterschiedlichen Fahrzeugkomponenten werden

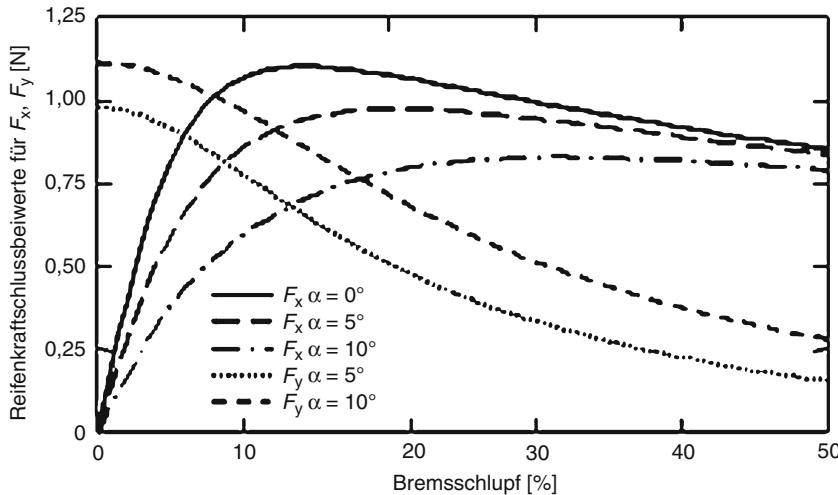


Abb. 5.22 Umfangs- und Seitenkraftbeiwerte bei kombiniertem Schlupf über dem Bremsschlupf

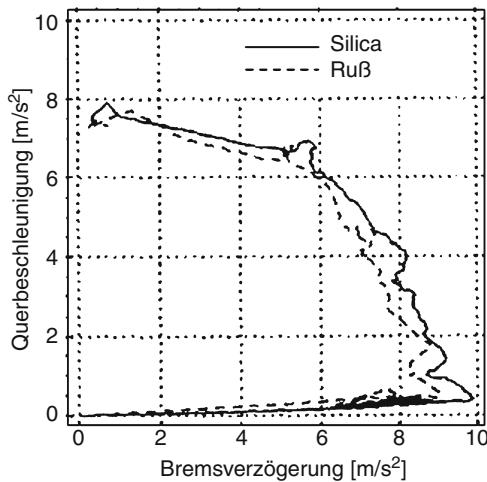


Abb. 5.23 ABS-Bremsung entlang dem Kamm'schen Kreis

am Beispiel einer Produktoptimierung ABS-Winterreifen aufgezeigt.

Im Weiteren wird die Bedeutung der Bremspur – die durch die Wechselwirkung Reifen-Fahrbahn und dem dynamischen Verhalten des Gesamtsystems Fahrzeugs bestimmt wird – in der Unfallrekonstruktion erläutert.

#### 5.4.1 Produktoptimierung Reifen-ABS-Regelung am Beispiel Winterreifen

Eine konsequente Abstimmung zwischen der Charakteristik von Winterreifen und dem ABS-Regler ermöglicht eine deutliche Verbesserung des Bremsens auf Schnee ohne die Einschränkung anderer Eigenschaften.

Die detaillierte Kenntnis der Fahrzeugregelalgorithmen in Verbindung mit dem Know-how zur Kraftschlussphysik des Reifens ermöglicht es, beide Komponenten gezielt aufeinander abzustimmen. Der Reifenentwickler kann durch die Wahl von Laufflächenmischung und Profildesign gezielt Einfluss auf die Form der  $\mu$ -Schlupf-Kurve nehmen. Die  $\mu$ -Schlupfcharakteristik beeinflusst entscheidend das Regelverhalten.

Speziell für Winterreifen ergeben sich Ansätze, den Zielkonflikt zwischen dem Bremsen auf trockener und schneedeckter Fahrbahn auf höherem Niveau zu lösen [11].

Im Abb. 5.24 ist der Verlauf des Kraftschlussbeiwertes  $\mu$  für Längs- und Seitenkräfte (bei einem Schräglauftwinkel von  $1^\circ$ ) über dem Bremsschlupf des Reifens bei unterschiedlichen Fahrbahnzuständen

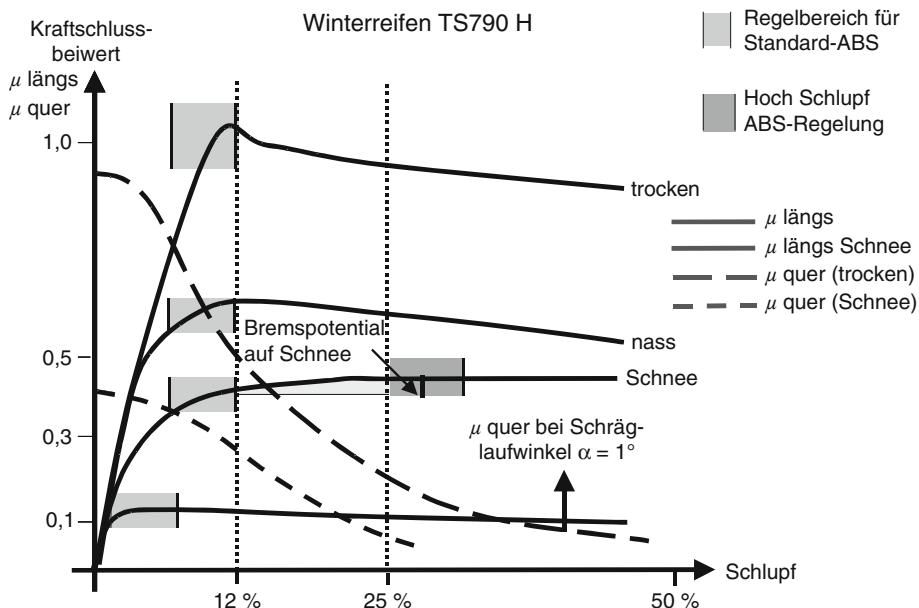


Abb. 5.24  $\mu$ -Schlupf Verlauf von Winterreifen bei unterschiedlichen Fahrbahnzuständen [11]

den dargestellt. Auf trockenen und nassen Oberflächen zeigt sich der typische Abfall der Bremskraft nach dem Maximum im Bereich von 10 % Schlupf. Eis zeigt ein konstantes Verhalten auf sehr niedrigem Niveau, wohingegen auf Schnee ein nahezu kontinuierliches Ansteigen beobachtet wird.

Standard-Regelalgorithmen regeln auf das Maximum dieser Kurven für trockene und nasse Oberflächen hin und begrenzen den maximal auftretenden Schlupf, um ein ausreichendes Potential an Seitenführung zu gewährleisten. Ein etwaiges Bremspotential auf Schnee bei höheren Schlupfwerten bleibt daher völlig ungenutzt.

Die Kenntnis der Charakteristik der  $\mu$ -Schlupfkurven ermöglicht eine detaillierte Anpassung der ABS-Regelstrategie an deren Form. Der zunehmend breitere Einsatz von Fahrdynamikregelsystemen wie zum Beispiel ESP stellt die notwendige Sensorik zur Erkennung des Seitenführungsbedarfs (Lenkwinkel-/Querbeschleunigungssensor) zur Verfügung. Dadurch kann im Fall des Geradeausbremsens ein ABS-Hochschlupfregler dargestellt werden, der bei Seitenkraftbedarf automatisch auf den Standardregler zurückgeschaltet wird.

Der adaptive Hochschlupfregler gibt den erweiterten Schlupfbereich dann frei, wenn die Beobachtung der Räder ergibt, dass der Gradient des  $\mu$ -Wertes über den üblichen Regelbereich hinaus positiv bleibt. Das ist speziell auf Schnee der Fall. Nach dem Regelkonzept können die Vorderräder auf einen beliebigen Punkt der  $\mu$ -Schlupfkurve geregelt werden. Die erzielbare Bremswegverkürzung liegt auf Schnee für Winterreifen im Mittel bei 10 %.

## 5.4.2 Bremsspuren in der Unfallrekonstruktion

Bevor die überwiegende Anzahl von Pkw nicht mit einem Anti-Blockier-System ausgerüstet war, spielten Blockierspuren, die von Pkw bei Notbremsungen auf der Straße hinterlassen wurden, in der Unfallrekonstruktion eine herausragende Rolle. Blockierspuren werden von stillstehenden (blockierten) Rädern hinterlassen und unterscheiden sich deutlich von Bremsspuren, die unter hohem Umfangsschlupf Spuren zeichnen. Dabei muss unterschieden werden, ob der Spurbeginn durch die Vorderräder oder durch die Hinterräder gezeichnet



Abb. 5.25 ABS-Spurzeichnung auf neuem Asphalt (5er BMW aus ca. 50 km/h)

net wurde, insbesondere bei kurzen Blockierspuren. Bei einem Beginn der Blockierspuren von den Hinterrädern wird eine zu große Bremsstrecke berücksichtigt, wenn man davon ausgeht, dass in der Regel die Blockierspuren von den Vorderrädern eines Pkw stammen. Dieses führt zu einer zu hohen Annäherungsgeschwindigkeit des Fahrzeugs.

Nachdem nunmehr die überwiegende Anzahl der sich im Verkehr befindlichen Pkw mittlerweile mit einem Anti-Blockier-System ausgerüstet ist, ist eine Bestimmung der Geschwindigkeit von Pkw mithilfe von Blockierspuren bzw. Bremsspuren in der Unfallrekonstruktion heutzutage eher eine Ausnahme.

Die Annäherungsgeschwindigkeit eines Pkw lässt sich bei Nicht-Vorhandensein von Bremsspuren, z. B. von ABS-Regelsspuren, s. Abb. 5.25, die auch nur sehr selten gefunden werden, nur über die Berechnung der Kollisionsgeschwindigkeit und über zeit/wegmäßige Betrachtungen ermitteln, indem von einer Spontanreaktion auf eine Signalposition des zweiten Verkehrsteilnehmers ausgegangen wird [12].

Bei Motorrädern haben wir noch die Situation wie früher bei Pkw. Die meisten sind nicht mit einem Anti-Blockier-System ausgerüstet. Daher finden sich auch heute noch bei Unfällen häufig Blockierspuren auf der Fahrbahn, die von Motorrädern vor der Kollision durch Einsatz der Bremsanlage hinterlassen werden.

Beim Motorrad besteht die Besonderheit, dass der Fahrer, mit wenigen Ausnahmen, getrennt die

Vorderradbremse über einen Handbremshebel und die Hinterradbremse durch einen Fußhebel bedienen muss, vgl. ▶ Abschn. 10.1.

Anders als beim Pkw ist es für die Stabilität des Krades wünschenswert, dass nicht zuerst das Vorderrad zum Blockieren kommt, sondern allenfalls das Hinterrad, weil die Stabilität des Zweirades durch Kreiselkräfte am Vorderrad aufrecht gehalten wird, die nur bei sich drehendem Rad vorhanden sind. Jedes Kind kann mit einem Fahrrad mit Rücktritt auf glatter Fahrbahn das Fahrrad mit blockiertem Hinterrad über lange Strecken stabil abbremsen. Der Versuch, gleiches mit dem Vorderrad zu realisieren, führt zum sofortigen Sturz. Diese Erfahrung machen Motorradfahrer in gleicher Weise. Daher wird auch bei modernen Motorrädern die Vorderradbremse nach Möglichkeit so eingesetzt, dass ein Blockierzustand nicht erreicht wird. Aufgrund der sehr hohen Schwerpunktstellung im Verhältnis zu einem kleinen Radstand (Abstand Vorderachse–Hinterachse) kommt es bei einem Motorrad zu einer sehr starken Achslastverlagerung beim Bremsen, die auch dazu führen kann, dass das Hinterrad vom Boden abhebt.

Sind Pkw-Blockierspuren vorhanden, so ist die Höhe der Verzögerung maßgeblich davon abhängig, wie der Gleitbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn ist und in welchem Umfang auch die in der Regel häufig nicht blockierten Hinterräder zur Bremswirkung beigetragen haben, weil keine besonderen Anforderungen an den Fahrer gestellt werden, außer möglichst schnell eine möglichst ho-

## 5.4 · Integration des Reifens in das Gesamtsystem Fahrzeug

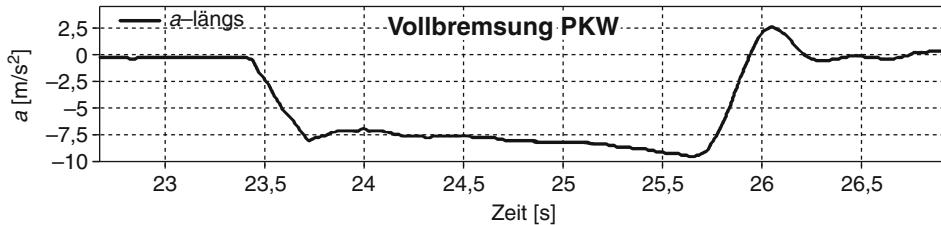


Abb. 5.26 Verzögerungsverlauf Pkw, mittlere Verzögerung:  $7,9 \text{ m/s}^2$

he Fußkraft aufzubringen. Aus einer Vielzahl von Vollbremsungen mit Pkw lässt sich ein relativ enger Bereich festlegen, in dem Vollbremsverzögerungen z. B. auf trockener Straße für einen normalen Pkw zu berücksichtigen sind. In der Regel werden auf trockener Asphaltdecke Verzögerungen zwischen 7 und  $8 \text{ m/s}^2$  als mittlere Verzögerung erreicht, s. Abb. 5.26. Pkw mit extremer Bereifung und besserer Bremsanlage können auch Werte von 9 oder gar  $10 \text{ m/s}^2$  auf einer normalen Asphaltdecke erreichen.

Wird eine Blockierspur eines Motorrades gefunden, so muss zunächst einmal geklärt werden, ob es sich bei dieser Spur um eine Spur vom Vorderrad oder vom Hinterrad handelt. Eine beispielsweise 20 m lange Blockierspur kann zweifelsfrei nur dem Hinterrad zugeordnet werden, da eine derartig lange Blockierphase mit dem Vorderrad in der Regel nicht möglich ist. Das Krad wäre schon sehr viel früher zum Sturz gekommen. In vielen Unfallgeschehen finden sich aber Blockierspurabschnitte, die eindeutig einem Vorderrad zugeordnet werden können. Nicht selten kommt das Motorrad noch vor der Kollision zum Sturz und rutscht häufig über lange Strecken auf der Seite. Es lassen sich nun maximale Bremsverzögerungen

in Abhängigkeit vom Motorradtyp bei alleinigem Einsatz der Vorderradbremse, der Hinterradbremse und bei Kombination der Bremsanlagen angeben.

Wie man sich aufgrund der Radlastverteilung leicht vorstellen kann, wird die geringste Verzögerung in der Regel bei alleinigem Einsatz der Hinterradbremse erzeugt, s. Abb. 5.27.

Besteht die Möglichkeit, an der Unfallstelle Vergleichsbremsungen vorzunehmen, kann beispielsweise aus der Breite der hinterlassenen Hinterradspur auf die Höhe der Verzögerung geschlossen werden [13]. Je schmäler diese Spur ist, desto höher die Gesamtverzögerung, die sich durch eine höhere Radlastverlagerung und damit Entlastung des Hinterrades ausdrückt. Je geringer die Hinterradlast, desto schmäler die Spur.

Abb. 5.28 zeigt die sich verändernde Spurbreite bei unterschiedlicher Verzögerung. Auch hier gilt, dass eine Verallgemeinerung nicht möglich ist. Welche mittlere und maximale Bremsverzögerung mit einem Motorrad erreicht werden kann und vor allem, wie schnell diese Bremsverzögerung aufgebaut werden kann, hängt weniger vom Motorrad als vom Motorradfahrer ab [14–16]. Umfangreiche Tests mit einem Motorradclub haben ergeben, dass Motorradfahrer mit großer Erfah-

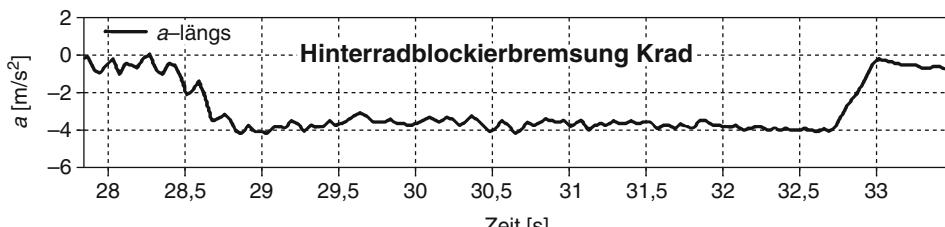


Abb. 5.27 Verzögerungsverlauf Krad

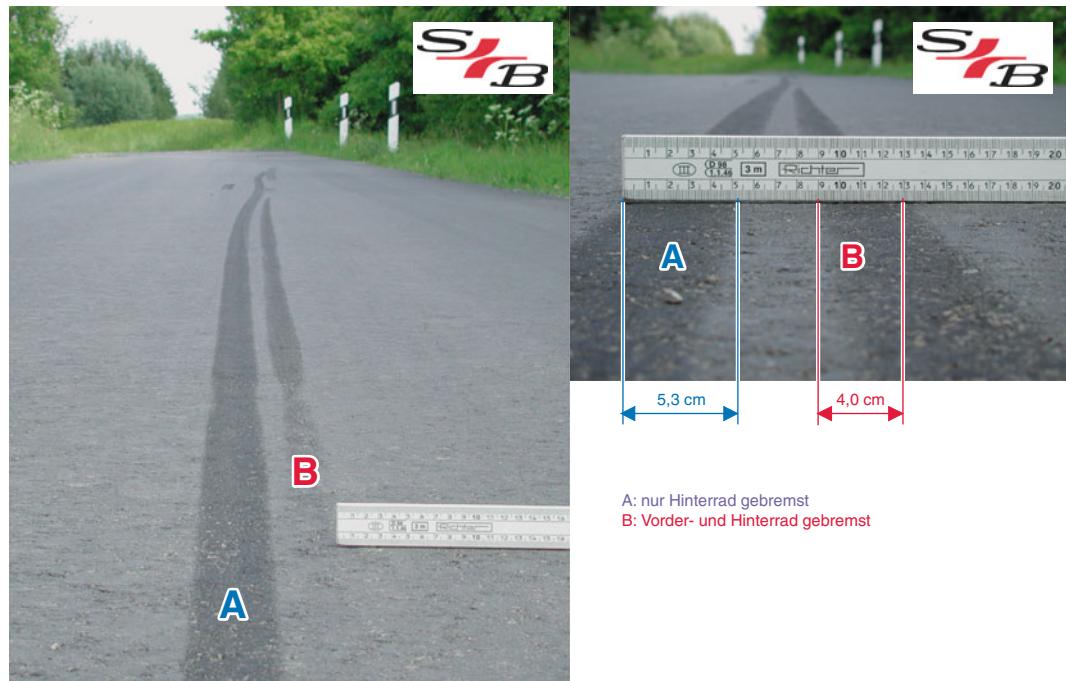


Abb. 5.28 Spurenvergleich Krad

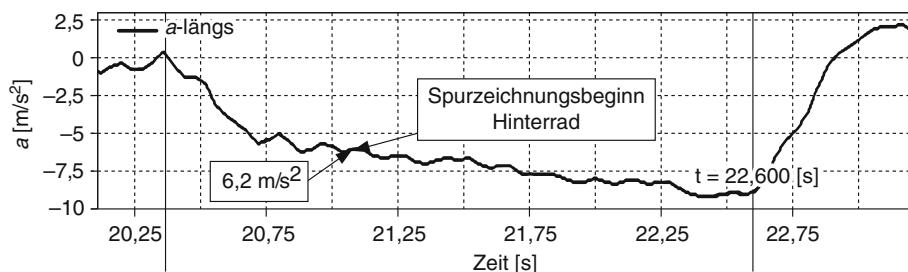


Abb. 5.29 Vollbremsung Krad

nung sowohl schneller eine hohe Verzögerung erreichen als auch ein höheres Niveau. Ein nicht erfahrener Motorradfahrer benötigt eine extrem lange Bremsschwellphase, da er sich sehr langsam an sein Limit herantastet. Aber auch bei einem erfahrenen Normalfahrer ist ein stetiger Anstieg der Verzögerung zu erkennen, da er zunehmend das Vorderrad stärker abbremst, s. Abb. 5.29. Umfangreiche Bremsverzögerungsversuche aus Ausgangsgeschwindigkeiten zwischen 30 und 70 km/h haben mittlere Vollbremsverzögerungen zwischen 4,3

und  $5,1 \text{ m/s}^2$  an der Untergrenze und zwischen  $6,9$  und  $7,9 \text{ m/s}^2$  an der Obergrenze erbracht. Dabei ist zu beachten, dass es sich hierbei nicht um die maximal auftretende Verzögerung handelt. Die unter Umständen sehr lange Bremsschwellphase und ein stetig ansteigendes Verzögerungsniveau führen zu den genannten Ergebnissen. Bei einer Vermeidbarkeitsbetrachtung sollte nicht mit der maximal erreichbaren Bremsverzögerung eines Motorrades gerechnet werden, da dann stets ein Sturz des Motorrades in Kauf genommen würde.

## 5.5 Ausblick

In der Interaktion Fahrbahn–Reifen–Bremse liegt noch ungenutztes Potenzial. Diese Interaktion muss schon im Entwurfsstadium in den ersten virtuellen Ansätzen Basis für die Gestaltung von Straßenbelägen, Reifen und Regelsystemen sein. Die Reifenindustrie wird diesen Weg in engen Entwicklungspartnerschaften oder mit erweiterten Produktpportfolios weiter gehen.

**Die Bremse der Zukunft** wird nicht einfach nur mit jedem Reifen klarkommen: Mit zunehmendem Verständnis der komplexen Interaktion Fahrbahn–Reifen–Bremse werden weitere Fortschritte in der Bremswegverkürzung auf unterschiedlichen Oberflächen erreicht.

**Der Reifen der Zukunft** wird über die allgemeine Verbesserung seiner Gebrauchseigenschaften hinaus erweiterte Funktionen anbieten: Als Datenträger und Datengeber wird der intelligente Reifen wichtige Informationen für Fahrdynamiksysteme verfügbar machen.

**Die Fahrbahn der Zukunft** wird im Rahmen wirtschaftlich vertretbarer Ansätze durch gezielt gestaltete Oberflächen ihren Teil zur weiteren Bremswegverkürzung beitragen.

## Literatur

1. Braess, H.H., Seiffert, U. (Hrsg.): Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 6. Aufl. Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden (2011)
2. Heinrich, G., Schramm, J., Müller, A., Klüppel, M., Kendziorra, N., Kelbch, S.: Zum Einfluss der Straßenoberflächen auf das Bremsverhalten von Pkw-Reifen beim ABS-nass und ABS-trocken Bremsvorgang, 4. Darmstädter Reifenkolloquium. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 511, Düsseldorf VDI-Verlag (2002)
3. Kummer, H.W., Meyer W.E.: J. Mater. 1, 667 (1966)
4. Fischlein, H., Gnädler, R., Unrau, H.J.: Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenstruktur auf das Kraftschlussverhalten von Pkw-Reifen bei trockener und nasser Fahrbahn, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift (10/2001)
5. Thiele, K., Höfer, P., Kaliske, M.: Vorhersage von Reifenkennlinien mit FEM Simulation, Fachtagung Reifen Fahrbahn, VDI-Berichte 1632 (2001)
6. Huinink, H., Schröder, C.: Dynamische Interaktion Bremse – Reifen – Straße, XVIII. Internationales  $\mu$ -Symposium Bremsen-Fachtagung, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 373, Düsseldorf VDI-Verlag (1999)
7. Maurice, J.P., Pacejka, H.B.: Relaxations Length Behaviour of Tyres, Vehicle System Dynamics Supplement 27 Swers & Zeitlinger (1997)
8. Amtsblatt der Europäischen Union, VERORDNUNG Nr. 1222/2009 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES über die Kennzeichnung von Reifen in Bezug auf die Kraftstoffeffizienz und andere wesentliche Parameter vom 25. November (2009)
9. Weber, R.: Reifenführungskräfte bei schnellen Änderungen von Schräglauf und Schlupf, Habilitationsschrift, Fakultät Maschinenbau, Universität Karlsruhe (1981)
10. Huinink, H., Rieth, P.: Mehr Verkehrssicherheit durch Global Chassis Control, System Partners 2001, Sonderausgabe von ATZ und MTZ, 22–25
11. Wies, B., Lauer, P., Mundl, R.: Kraftschluss-Verbesserung durch Synergien aus Winterreifen-Entwicklung und ABS-Regelsystemen, Fachtagung Reifen Fahrwerk Fahrbahn, VDI-Berichte 1632 (2001)
12. Becke, M.: Geschwindigkeitsermittlung vor Bremsbeginn, VRR VerkehrsRechtReport 1/2005, ZAP-Verlag
13. Golder, U.: Der Vollbremsvorgang eines Motorrades, VRR VerkehrsRechtReport 4/2005, ZAP-Verlag
14. Hugemann, W., Lange, F.: Neue Untersuchungen zum Bremsverhalten von Motorradfahrern. Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik 31, 62–68. Vieweg Verlag (1993)
15. Schmedding, K., Weber, M.: Verzögerungswerte von Zweirädern. In: Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik 28, 320–322 (1990). Vieweg Verlag
16. Weber, M., Hugemann, W.: Die Geschwindigkeitsrückrechnung bei Motorradbremsungen. Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik 28, 260–263; 290–292 (1990). Vieweg Verlag
17. Ammon, D., Gipser, M., Rauh, J., Wimmer, J.: Effiziente Simulation der Gesamtsystemdynamik Reifen–Achse–Fahrbahn, Fachtagung Reifen Fahrwerk Fahrbahn, VDI-Berichte Nr. 1224 (1995)
18. Bachmann, Th.: Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12. Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik Nr. 286, VDI Verlag
19. Clark, S.K.: Mechanics of pneumatic tires, U.S. Department of Transportation National Traffic Safety, Administration Washington, D.C. DOT HS 805 952, August (1981)
20. Eichhorn, U.: Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn – Einfluss und Erkennung, Dissertation TH Darmstadt, Fachgebiet Fahrzeugtechnik Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 222, Düsseldorf VDI-Verlag (1994)
21. Fach, M.: Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn. Dissertation TU Darmstadt, 1999, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 411, Düsseldorf VDI-Verlag (2000)

- 5
- 22. Klüppel, M., Heinrich, G.: Rubber friction on self-affine roadtracks. *Rubber Chem. Technol.* 73, 578 (2000)
  - 23. Mitschke, M.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge, Antrieb und Bremsung*, Band A, 3. neubearbeitete Auflage. Springer Verlag, Berlin (1995)
  - 24. Persson, B.N.J.: *Sliding Friction: Physical Principles and Applications*. Springer Verlag, Heidelberg (1997)
  - 25. Pacejka, H.B., Besselink, I.J.M.: Magic Formula Tyre Model with Transient Properties, Swets & Zeitlinger B.V., pp. 234–249. Lisse, The Netherlands (1997)
  - 26. Reimpell, J.: *Fahrwerktechnik, Reifen und Räder*, Vogel Verlag (1982)
  - 27. Strothjohann, Th., Breuer, B., Dollinger, F., Köbe, A., Prenninger, M.: Potentiale der Oberflächenwellentechnologie für den Darmstädter Reifensor. 3. Darmstädter Reifenkolloquium. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 437, Düsseldorf VDI-Verlag (2000)
  - 28. Wang, Y.Q., Gnädler, R., Schieschke, R.: Einlaufverhalten von Automobilreifen, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 96 (1994)
  - 29. Ziebart, W.: Global chassis control – Mehr Sicherheit und Komfort durch Systemvernetzung, Fachtagung Reifen Fahrwerk Fahrbahn, VDI-Berichte 1632 (2001)
  - 30. Zegelaar, P.W.A.: The dynamic response of tires to brake torque variations and road unevennesses, DissertationDelftUniversity (1998)

# Auslegung und Simulation von Pkw-Bremsanlagen

*Josef Pickenhahn und Thomas Straub*

<b>6.1</b>	<b>Grundlagen der Bremsdynamik – 94</b>
6.1.1	Linien gleicher Verzögerung – 96
6.1.2	Linien konstanten Kraftschlussbeiwertes zwischen Reifen und Fahrbahn – 96
<b>6.2</b>	<b>Grundlagen der Bremsenberechnung – 97</b>
6.2.1	Pedaleinheit – 97
6.2.2	Unterdruckverstärker mit Hauptbremszylinder – 97
6.2.3	Bremse – 99
<b>6.3</b>	<b>Bremssystem-Auslegung – 100</b>
6.3.1	Bremskreisaufteilung – 101
6.3.2	Auslegungskriterien für Bremssysteme – 102
6.3.3	Auslegung von Radbremsen – 103
6.3.4	Auslegung von Bremsregelsystemen – 108
6.3.5	Auslegungskriterien von Elektro-Hydraulischen Bremssystemen – 114
<b>6.4</b>	<b>Simulation von Bremssystemen – 115</b>
6.4.1	Bremssystem-Auslegung – 115
6.4.2	Analyse der Bremssystemkomponenten mit der Finite-Elemente-Methode – 117
6.4.3	Simulation von Bremssystemkomponenten – 118
6.4.4	Gesamtsystem-Simulation – 119
	<b>Literatur – 121</b>

Bremsanlagen haben sich mit dem Fortschritt der Fahrzeuge kontinuierlich weiterentwickelt. Grundanforderungen an die Bedienbarkeit und Modularisierung werden fast ausnahmslos von den im Markt befindlichen Fahrzeugen erfüllt. Die durch den Druck der Motor Sport Presse gesteigerten Anforderungen an das Fading-Verhalten und die Bremsleistung werden heute bei der Auslegung von Bremssystemen speziell im europäischen Raum berücksichtigt. Derzeit verfügt ein hoher Prozentsatz von Fahrzeugen über Regelsysteme zur Unterstützung des Fahrers beim Bremsen (ABS-Systeme) oder zur Verbesserung der Fahrzeugstabilität (ESP-Systeme). Das erste Brake-by-Wire Bremssystem wurde 2001 im SL Roadster von Daimler Chrysler in den Markt eingeführt.

Bei der Auslegung von Bremsanlagen und deren Komponenten werden, zusätzlich zu gesetzlichen Vorschriften (z. B. StVZO, ECE 13, EG-Richtlinien, s. auch ▶ Kap. 3), typische Anforderungen der Industrie (z. B. Kundenspezifikationen, Motor Sport Presse Tests, etc.) berücksichtigt.

Grundsätzlich sind verschiedene Fachbegriffe über Bremsanlagen in der DIN ISO 611 [1] zusammengefasst. Sie stellen die Basis für die in den gesetzlichen Richtlinien verwendeten Begriffe dar und sind besonders bei der Zuordnung von gesetzlichen Anforderungen an Bauteile in der Failure-Mode und Effekt Analyse (FMEA) wichtig. Demnach stellen sich die Bestandteile einer Pkw-Bremsanlage wie folgt dar:

Schematischer Aufbau einer Pkw-Bremsanlage:

**Betätigungsseinrichtung** „Teile einer Bremsanlage, welche die Funktion der Bremsanlage in Funktion setzen und die Wirkung dieser Bremsanlage steuern. Sie beginnt bei einem direkten Eingriff des Fahrzeugführers dort, wo sie unmittelbar betätigt wird. Sie endet dort, wo die Energie zur Erzeugung der Bremsen gesteuert oder dort, wo ein Teil dieser Energie zugeteilt wird“ [1]. Unter dieser Definition ist das Bremspedal der Anfangspunkt der Betätigungsseinrichtung einer typischen Pkw-Bremsanlage. Sie endet an der Schnittstelle zum Bremskraftverstärker.

**Energieversorgungseinrichtung** „Als Energieversorgungseinrichtung gelten die Teile der Bremsan-

lage, welche die zum Bremsen notwendige Energie liefern, regeln und eventuell aufbereiten. Sie endet dort wo die Übertragungseinrichtung beginnt, d.h. dort wo die einzelnen Kreise der Bremsanlage abgesichert sind“ [1]. Bei einer konventionellen Bremsanlage fällt der Vakuumverstärker unter diese Definition.

**Übertragungseinrichtung** „Teile einer Bremsanlage, durch welche die von der Betätigungsseinrichtung gesteuerte Energie übertragen wird. Sie beginnt dort wo die Betätigungsseinrichtung oder Energieversorgungseinrichtung endet. Sie endet dort, wo die Bremse beginnt“ [1]. Darunter sind die Hauptbremszylinder, Bremsschläuche und Bremsleitungen zu verstehen.

**Bremse** „Teile einer Bremsanlage, in denen die der Bewegung oder der Bewegungstendenz des Fahrzeugs entgegenwirkende Kräfte entstehen.“ [1]

**Betriebsbremsanlage** „Als Betriebsbremsanlage werden die Bauteile bezeichnet, die in ihrer Wirkung abstuflbar sind und es dem Fahrzeugführer ermöglichen, die Geschwindigkeit eines Fahrzeugs während des normalen Betriebs zu verringern oder es zum Stillstand zu bringen, oder im Stillstand zu halten.“ [1]

**Hilfsbremsanlage** „Als Hilfsbremsanlage werden die Bauteile bezeichnet, die in ihrer Wirkung abstuflbar sind und die es dem Fahrzeugführer erlauben, bei einer Störung der Betriebsbremsanlage die Geschwindigkeit direkt oder indirekt zu verringern oder es zum Stillstand zu bringen.“ [1]

**Feststellbremsanlage** „Gesamtheit der Bauteile die es ermöglichen, ein Fahrzeug auch auf einer geneigten Fahrbahn, und insbesondere in Abwesenheit des Fahrzeugführers, mit mechanischen Mitteln im Stillstand zu halten.“ [1]

## 6.1 Grundlagen der Bremsdynamik

Unter Bremsdynamik versteht man die Berechnung und Darstellung der physikalischen Abläufe während des Bremsvorgangs und deren Ergebnis-

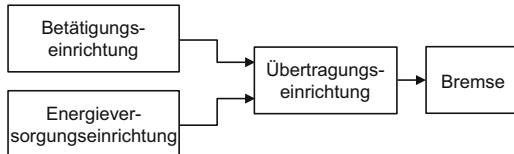


Abb. 6.1 Schematischer Aufbau einer Pkw-Bremsanlage

se zur Auslegung von Bremsanlagen. Wesentliches Ergebnis der Bremsdynamik ist die Betrachtung der Bremskräfte an Vorder- und Hinterachse zur Optimierung der Fahrzeugverzögerung unter Berücksichtigung verschiedener Fahrzeugkonfigurationen und Beladungszustände. Die Bremsdynamik betrachtet zuerst die Optimierung der Fahrzeugverzögerung, lässt jedoch Aspekte der Bremsstabilität nicht außer Acht (vgl. ▶ Abschn. 2.4).

Als „bremsstabil“ wird ein Fahrzeug betrachtet, wenn „als Folge seiner Auslegung ungewollte Fahrzeugbewegungen automatisch begrenzt werden, und zwar sowohl bei (Fehl-)Handlungen des Fahrers als auch unter Einwirkung von Störungen jeglicher Art“ [2]. Es ist zulässig, dass ein Fahrzeug bei starker Bremsung lenkunfähig aber stabil geradeaus schiebt. Ein Ausbrechen des Fahrzeugecks ist instabil. Für die Auslegung der Bremsanlage ist

hierzu das Überbremsen der Hinterachse und der damit verbundene Stabilitätsverlust an der Hinterachse auszuschließen.

Für die Kräfte am Fahrzeug, □ Abb. 6.2, gelten folgende Abkürzungen:

$F_G$  Gesamtgewichtskraft des Fahrzeugs

$F_{G,v}$  Achslast vorn

$F_{G,h}$  Achslast hinten

$F_B$  gesamte Bremskraft des Fahrzeugs

$F_{B,v}$  Bremskraft der Vorderachse

$F_{B,h}$  Bremskraft der Hinterachse

$l$  Radstand

$l_v$  Abstand des Schwerpunktes zur Vorderachse

$h_s$  Höhe des Schwerpunktes

Hieraus ergeben sich verschiedene abgeleitete Größen. Als Hinterachsanteil wird bezeichnet:

$$\Psi = \frac{F_{G,h}}{F_G} = \frac{l_v}{l} \quad (6.1)$$

Unter  $\chi$  versteht man die auf den Radstand bezogene Schwerpunkthöhe

$$\chi = \frac{h_s}{l} \quad (6.2)$$

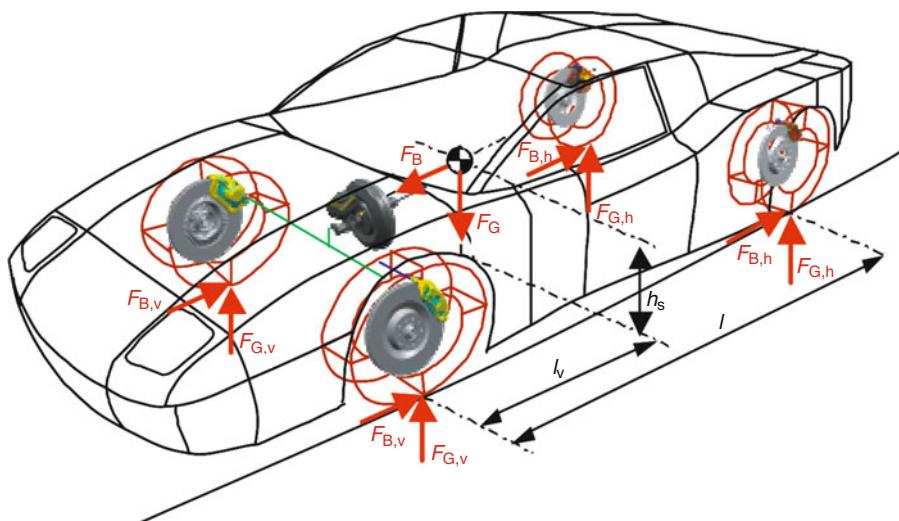


Abb. 6.2 Bezeichnungen und Kräfte am Fahrzeug

Die Abbremsung  $Z$  ergibt sich aus Bremskraftanteilen von Vorder- und Hinterachse:

$$z \cdot F_G = F_{B,v} + F_{B,h}$$

oder  $\frac{F_{B,v}}{F_G} + \frac{F_{B,h}}{F_G} = z$  (6.3)

Für den realen Fall der Abbremsung ist zusätzlich die dynamische Achslastverteilung  $\pm \Delta F_G$  von der Hinterachse auf die Vorderachse zu betrachten. Die Herleitung der folgenden Gleichungen lässt sich aus dem Momentengleichgewicht um den Radaufstandspunkt der Vorder- und Hinterachse ableiten. Eine detaillierte Herleitung mit Beispielen und Diskussion der Einflussparameter befindet sich im Buchband Fahrwerkstechnik: Grundlagen [3]. Weiterhin gilt für die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn folgende Beziehung:

$$F_B = \mu_{x,B} \cdot F_G \quad (6.4)$$

$$F_{B,v} = \mu_{x,B,v} \cdot F_{G,v}$$

$$\text{bzw. } F_{B,h} = \mu_{x,B,h} \cdot F_{G,h} \quad (6.5)$$

Somit lassen sich die bezogenen Bremskräfte von Vorder- und Hinterachse mit folgenden Gleichungen beschreiben:

gen beschreiben:

$$\frac{F_{B,v}}{F_G} = \mu_{x,B,v} \cdot \frac{F_{G,v}}{F_G} = \mu_{x,B,v} \cdot (1 - \Psi + Z \cdot \chi) \quad (6.6)$$

$$\frac{F_{B,h}}{F_G} = \mu_{x,B,h} \cdot \frac{F_{G,h}}{F_G} = \mu_{x,B,h} \cdot (\Psi - Z \cdot \chi) \quad (6.7)$$

Für den homogenen Fahrbahnreibwert gilt  $\mu_{x,B,v} = \mu_{x,B,h}$  und damit kann das so genannte Tangentialkraftverteilungs-Diagramm erstellt werden (Abb. 6.3).

Dieses stellt eine Parabel dar, welche die ideale Längskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse beschreibt. Im ersten Quadranten wird die ideale Bremskraftverteilung gezeigt und im dritten Quadranten wird die ideale Antriebskraftverteilung zur Fahrzeugbeschleunigung dargestellt (vgl. ▶ Abschn. 2.4). Bei Betrieb auf dieser Parabel wird der Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn an Vorder- und Hinterachse gleich hoch beansprucht.

Folgende Gleichung beschreibt die Parabel:

$$\frac{F_{B,h}}{F_G} = \sqrt{\frac{(1 - \Psi)^2}{4 \cdot \chi^2} + \frac{F_{B,v}}{\chi \cdot F_G}} - \frac{1 - \psi}{2 \cdot \chi} - \frac{F_{B,v}}{F_G} \quad (6.8)$$

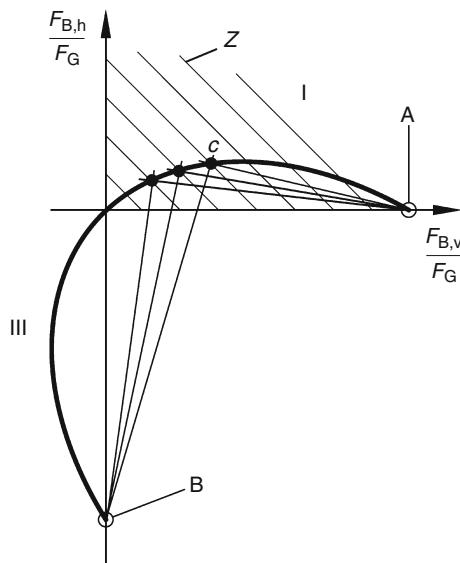


Abb. 6.3 Diagramm der Tangentialkraftverteilung

### 6.1.1 Linien gleicher Verzögerung

Die Linien konstanter Abbremsung  $Z$  (konstanter Verzögerung) ergeben sich aus Gleichung (6.3) als Summe der bezogenen Bremskraftanteile von Vorderachse und Hinterachse. Damit stellen sie sich bei gleicher Maßstabsdarstellung als Geraden unter 45 Grad dar (vgl. Abb. 6.3).

### 6.1.2 Linien konstanten Kraftschlussbeiwertes zwischen Reifen und Fahrbahn

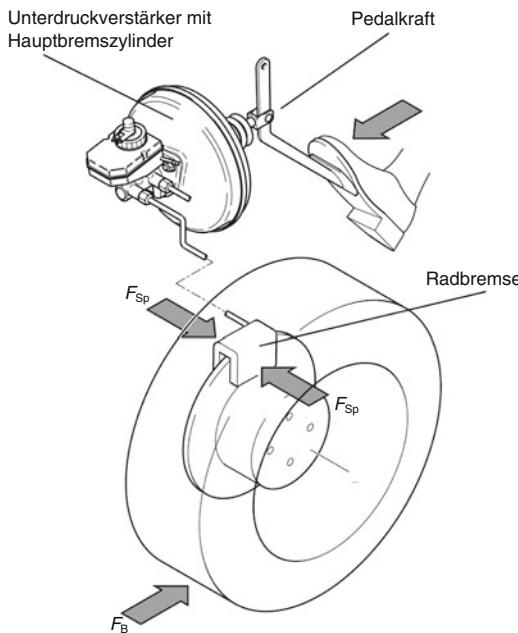
Da die Bremskraft und Radlast linear über den Kraftschlussbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn gekoppelt sind, lassen sich die Linien konstanten Kraftschlussbeiwertes als Gerade aus zwei Punkten

## 6.2 · Grundlagen der Bremsenberechnung

bilden. So müssen Geraden des Haftschlussbeiwertes der Hinterachse durch den Punkt A des **Abb. 6.3** gehen. In diesem Punkt geht durch das Abheben der Hinterachse der Kraftschlussbeiwert auf null. Zum anderen muss die Gerade durch den Schnittpunkt der Idealverteilung mit den Linien gleicher Verzögerung gehen (**Abb. 6.3** Punkt C). Im Punkt B ist der Beschleunigungsanteil der Hinterachse maximal. Dieser Sonderfall zeigt das Abheben der Vorderachse. Die Linienschar Kraftschlussbeiwerte der Vorderachse kann durch Verbinden der Punkte C und B erstellt werden (s. **Abb. 6.3**).

## 6.2 Grundlagen der Bremsenberechnung

Neben den Rahmenbedingungen gesetzlicher Vorschriften hat sich der Aufbau von Bremsanlagen zunehmend standardisiert, **Abb. 6.4**. Die meist verbreitete Architektur besteht aus einem mit dem Pedalwerk verbundenen Bremspedal, welches auf die Eingangsstange des vakuumunterstützten Bremskraftverstärkers wirkt. Die Bremskraftver-



**Abb. 6.4** Übertragungskette einer konventionellen Bremsanlage

stärker und Hauptbremszylinder stellen den hydraulischen Druck bereit, der auf den Bremskolben der Radbremsen wirkt. Die dadurch erzeugte Spannkraft in der Bremse presst den Bremsbelag gegen die Bremsscheibe und erzeugt damit ein Bremsmoment. Der Zusammenhang zwischen Pedalkraft  $F_{\text{Ped}}$ , Bremsenspannkraft  $F_{\text{Sp}}$  und Bremsumfangskraft  $F_{\text{B,U}}$  am Reibradius der Bremse wird durch die Gesamtverstärkung der Bremsanlage  $i_{\text{ges}}$ , bestehend aus äußerer Verstärkung  $i_{\text{ä}}$  und innerer Verstärkung (Bremsenkennwert)  $C^*$  hergestellt.

$$i_{\text{ges}} = i_{\text{ä}} \cdot C^* \quad (6.9)$$

$$i_{\text{ä}} = \frac{F_{\text{Sp}}}{F_{\text{Ped}}} = \frac{\text{Spannkraft}}{\text{Pedalkraft}} \quad (6.10)$$

$$C^* = \frac{F_{\text{B,U}}}{F_{\text{Sp}}} = \frac{\text{Bremsumfangskraft}}{\text{Spannkraft}} \quad (6.11)$$

Die Berechnungsgrundlagen dieser Übertragungskette einer konventionellen Bremsanlage sollen nachfolgend dargestellt werden.

### 6.2.1 Pedaleinheit

Das Pedalwerk eines Personenkraftwagens stellt eine lineare Übersetzung dar. Somit überträgt sich die Pedalkraft ( $F_{\text{Ped}}$ ) mittels der Pedalübersetzung ( $i_{\text{Ped}}$ ) auf die Eingangsstange des Bremskraftverstärkers ( $F_E$ )

$$F_E = F_{\text{Ped}} \cdot i_{\text{Ped}} \quad (6.12)$$

### 6.2.2 Unterdruckverstärker mit Hauptbremszylinder

Im Unterdruckverstärker, **Abb. 6.5**, betätigt die Eingangsstange das Ventil des Verstärkers und lässt somit Druck in die Arbeitskammer des Verstärkers einströmen. Das lineare Verstärkungsverhältnis eines Unterdruckverstärkers ( $i_{\text{Vs}}$ ) ergibt sich aus dem geometrischen Verhältnis von Fühlkolben zu Reaktionsscheibe.

Die maximale Unterstützungsgröße eines Verstärkers wird im Aussteuerpunkt erreicht, in welchem der gesamte Differenzdruck auf die Membranfläche des Verstärkers wirkt. Bei der Berechnung der Ausgangskraft ( $F_A$ ) des Verstärkers ist

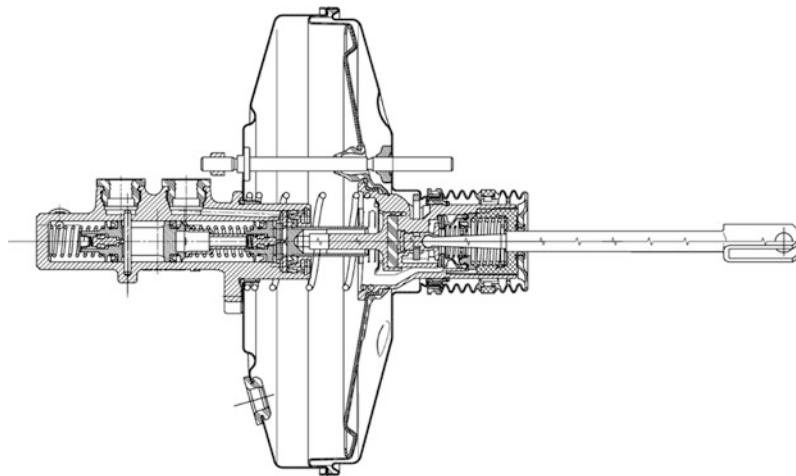


Abb. 6.5 Schnitt eines Vakuumverstärkers

die Rückstellfeder ( $F_{F,Vs}$ ) des Verstärkers zu berücksichtigen. Somit stellt sich die Ausgangskraft des Bremskraftverstärkers (unterhalb des Aussteuerpunktes) wie folgt dar:

$$F_A = i_{Vs} \cdot i_{Ped} \cdot F_{Ped} - F_{F,Vs} \quad (6.13)$$

Die Maximalkraft im bzw. oberhalb des Aussteuerpunktes lässt sich als Summe von unterstützenden und hemmenden Kräften wie folgt berechnen:

$$F_A = i_{Ped} \cdot F_{Ped} + p_{Vac} \cdot A_{Vs} - F_{F,Vs} \quad (6.14)$$

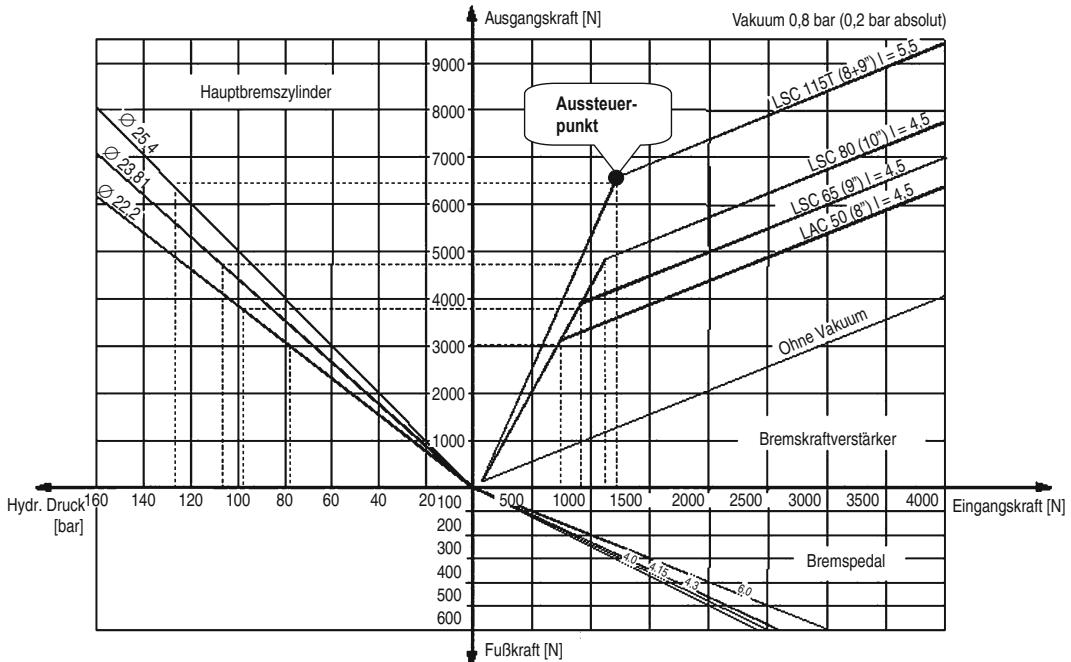


Abb. 6.6 Hydromechanische Auslegung eines Bremsystems

## 6.2 · Grundlagen der Bremsenberechnung

Der hydraulische Druck ( $p_{\text{hyd}}$ ) im Bremssystem errechnet sich aus der Ausgangskraft des Verstärkers ( $F_A$ ) und der wirksamen Fläche des Hauptbremszylinders ( $A_{\text{HZ}}$ ) zu:

$$p_{\text{hyd}} = \frac{F_A}{A_{\text{HZ}}} = \frac{1}{A_{\text{HZ}}} \cdot (i_{\text{Ped}} \cdot F_{\text{Ped}} + p_{\text{Vac}} \cdot A_{\text{Vs}} - F_{\text{FVs}}) \quad (6.15)$$

Einen Überblick über die Übertragungskette und deren Auswirkung auf den hydraulischen Druck in der Bremsanlage gibt [Abb. 6.6](#). Es stellt drei Verstärkerkonfigurationen in Verbindung mit zwei Hauptbremszylindern dar. Mit Vergrößerung des Bremskraftverstärkers steigt der Aussteuerpunkt des Verstärkers an. Die Auslegung der Bremsanlage stellt sicher, dass der Aussteuerpunkt gegebenenfalls nur bei hoher Fahrzeugverzögerung im beladenen Zustand erreicht wird.

### 6.2.3 Bremse

Zur standardisierten Berechnung verschiedener Bremsenbauformen und deren Charakteristik (z. B. Scheibenbremsen, Trommelbremsen, Duo-Servo, usw.) wurde der Bremsenkennwert  $C^*$  (innere Übersetzung) definiert, der die Ausgangskraft (Bremskraft) im Verhältnis zur Eingangskraft (Spannkraft) darstellt. Dadurch wird eine von der Bauform der Bremse unabhängige Berechnungsgrundlage geschaffen, s. Gl. (6.11).

Die  $C^*$ -Werte verschiedenster Bauformen sind in ISO 611 zusammengefasst. Für die typischsten Bauformen gilt:

#### ■ Scheibenbremse

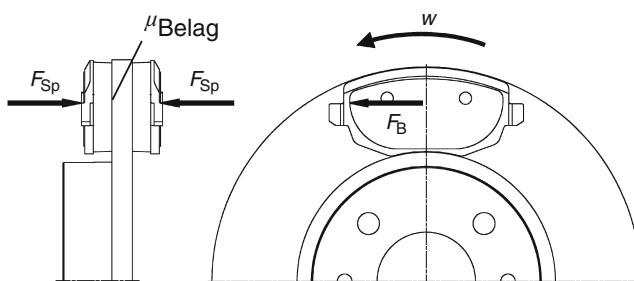
$$\begin{aligned} C^* &= \frac{F_{B,U\text{ges}}}{F_{\text{Sp}}} = \frac{F_{B,\text{Backen}(1)} + F_{B,\text{Backen}(2)}}{F_{\text{Sp}}} \\ &= \frac{F_{\text{Sp}} \cdot \mu_{\text{Belag}} + F_{\text{Sp}} \cdot \mu_{\text{Belag}}}{F_{\text{Sp}}} \\ C^* &= 2 \cdot \mu_B \end{aligned} \quad (6.16)$$

#### ■ Trommelbremse

Der Aufbau einer Simplex-Trommelbremse ist in [Abb. 6.8](#) dargestellt. Die Simplexbremse ist die als Betriebsbremse am häufigsten verwendete Bauform einer Trommelbremse. Andere Bauformen von Trommelbremsen (z. B. Duo-Servo) werden aufgrund ihres hohen  $C^*$ -Wertes zumeist als Feststellbremse eingesetzt. Trommelbremsen erreichen einen höheren  $C^*$ -Wert aufgrund der Selbstverstärkung. Die Selbstverstärkung entsteht aus der im Gegensatz zur Scheibenbremse in Drehrichtung wirkenden Spannkraft. Damit kann je nach Bauform ein unterschiedlicher Selbstverstärkungseffekt erreicht werden.

Der Aufbau der Simplex-Trommelbremse besteht aus einem Festlager zur Abstützung der Kräfte und einem Radzyylinder zum Aufbau der Spannkraft. Unter der stark vereinfachten Annahme, dass sich die am Bremsbelag wirkenden Kräfte auf einen Punkt zusammenfassen lassen, kann die Selbstverstärkung der Trommelbremse (bzw. der Verstärkungsmechanismus) vereinfacht berechnet werden. Unter der Beachtung des Momentengleichgewichtes um den Kraftabstützpunkt (vgl. [Abb. 6.8](#)-Punkt A) gilt:

$$F_{\text{Sp}} \cdot 2 \cdot a - F_N \cdot a + F_{B,U} \cdot r = 0 \quad (6.17)$$



[Abb. 6.7](#) Aufbau und C-Wert einer Scheibenbremse

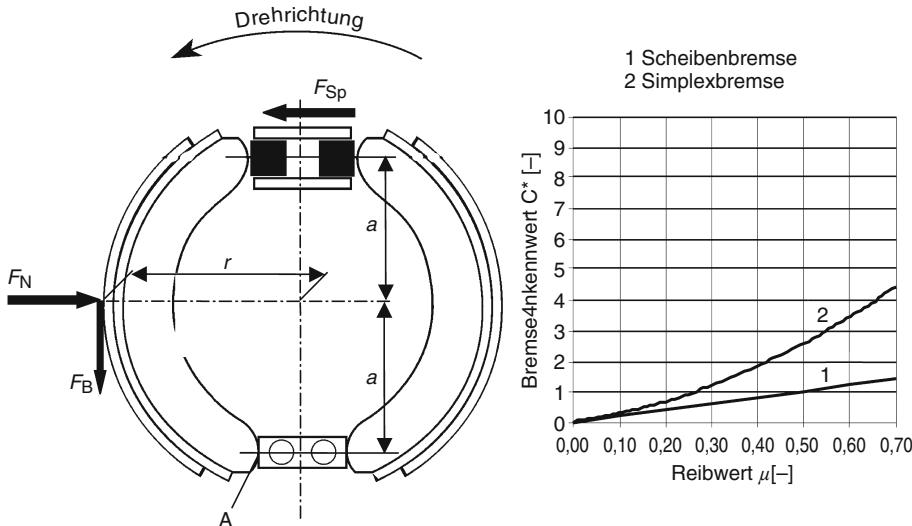


Abb. 6.8 Aufbau und  $C$ -Wert einer Trommelbremse

ebenso gilt:

$$F_{B,U} = F_N \cdot \mu_{Belag} \quad (6.18)$$

eingesetzt

$$F_{Sp} \cdot 2 \cdot a - \frac{F_{B,U}}{\mu_{Belag}} \cdot a + F_B \cdot r = 0$$

$$F_{Sp} \cdot 2 \cdot a + F_{B,U} \left( r - \frac{a}{\mu_{Belag}} \right) = 0$$

Nach Definition von  $C^*$  gilt:

$$C^* = \frac{F_{B,U}}{F_{Sp}}$$

eingesetzt:

$$C^* = \frac{2}{\frac{1}{\mu_{Belag}}} - \frac{r}{a} \quad (6.19)$$

Somit ist bei der Trommelbremse der  $C^*$ -Wert eine Funktion des Belagreibwertes. Abb. 6.8 stellt den  $C^*$ -Wert über dem Reibwert dar.

Somit lässt sich aus dem  $C^*$ -Wert der entsprechenden Bremsenbauform durch Multiplikation mit dem Druck ( $p_{hyd}$ ) und der Bremskolbenfläche ( $A_{Bk}$ ) die Spannkraft der Bremsanlage

errechnen und somit mit dem effektiven Bremsradius ( $r_{eff}$ ) auch das Bremsmoment.

$$M_B = r_{eff} \cdot A_{Bk} \cdot p_{hyd} \cdot C^* \quad (6.20)$$

Die Bremskraft aus einer Achse errechnet sich mit dem dynamischen Reifenhalbmesser ( $r_{dyn}$ ) zu:

$$F_B = 2 \cdot \frac{p_{hyd}}{r_{dyn}} \cdot A_{Bk} \cdot r_{eff} \cdot C^* \quad (6.21)$$

### 6.3 Bremssystem-Auslegung

Die Auslegung von Bremssystemen ist heute ein Prozess, der mithilfe von Simulationswerkzeugen die Grundlagen der Bremsdynamik, Ausführung der Radbremsen sowie des gesamten Bremssystems auf theoretischer Basis berechnet und die zu erwartende Leistung der Bremsanlage mit den kundenspezifischen Anforderungen vergleicht. Im Anschluss an die Auslegung werden mit Unterstützung von Kundenspezifikationen die Einzelkomponenten in der Konstruktion detailliert. Bei der Auslegung spielen heute Kosten und die Verwendung von Standardbauteilen über mehrere Fahrzeugplattformen eine wichtige Rolle.

### 6.3 · Bremssystem-Auslegung

Zur Optimierung des Bremssystems, speziell im Bereich Komfort (Geräusche, Vibratiorionen), ist auch trotz modernster Methoden die Feinabstimmung im Fahrzeug erforderlich. Hier stellt das Schwingungsverhalten von Fahrwerksteilen (Achsbauarten) und deren Zusammenspiel mit dem Bremssystem ein Feld für potentielle Geräuschprobleme dar (s. ▶ Kap.23). Durch den Einsatz von Geräuschprüfständen mit Standard-Prüfmatrix ist in den letzten Jahren eine Reduzierung von Optimierungsschleifen erreicht worden.

#### 6.3.1 Bremskreisaufteilung

Als eine der wesentlichen gesetzlichen Anforderungen an Pkw-Bremsanlagen ist die Zweikreisigkeit der Bremsanlage für zweiachsige Fahrzeuge vorgeschrieben. Die für Personenkraftwagen möglichen Bremskreisaufteilungen sind in DIN 74.000 [4] zusammengefasst. Heute wird fast ausschließlich Diagonalaufteilung oder Vorderachs-, Hinterachs-

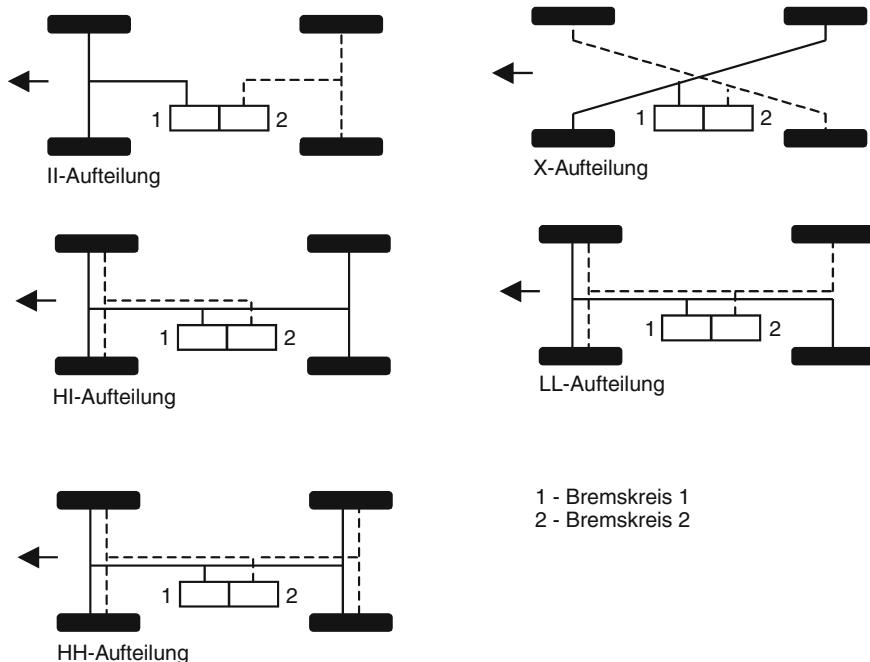
Aufteilung in Fahrzeugen verwendet. □ Abb.6.9 stellt die möglichen Bremskreisaufteilungen dar.

- **Vorderachs-, Hinterachs-Aufteilung  
(II-Aufteilung)**

Bei der Vorderachs-, Hinterachs-Aufteilung wirkt jeder Bremskreis des Hauptbremszylinders auf eine Achse. Die Kreisaufteilung wird auch als Schwarz/Weiß-Aufteilung bezeichnet. Sie findet vor allem bei Fahrzeugen mit hohen Hinterachslasten Anwendung, da beim Ausfall des Vorderachskreises noch ausreichend Bremswirkung an der Hinterachse vorhanden sein muss, um die gesetzlichen Vorschriften zu erfüllen.

- **Diagonalaufteilung (X-Aufteilung)**

Bei der Diagonalaufteilung wirkt ein Kreis auf ein Vorderrad und das jeweilige diagonal gegenüberliegende Hinterrad. Die Diagonalverteilung ist die meistverbreitete Bremskreisaufteilung und lässt sich auf nahezu alle Fahrzeugkonstellationen anwenden. Nachteilig ist das beim Ausfall eines Kreises wirkende Giermoment aufgrund des höheren Vorderachsbremskraftanteils.



□ Abb. 6.9 Bremskreisaufteilungen nach DIN 74000

#### ■ Sonstige Bremskreisauflteilungen (HI-, LL-, HH-Aufteilung)

Ebenfalls in □ Abb. 6.9 sind die Aufteilungen HI, LL, und HH dargestellt. Die Aufteilungen sind bei Personenkraftwagen weniger gebräuchlich. Sie finden bei leichten bis schweren Nutzfahrzeugen Anwendung. Diese Verteilungen machen den Einsatz von Radbremsen mit Doppelkolben und separater Kreisauflteilung pro Kolben erforderlich. Diese Art der Radbremsen wird bei Personenkraftwagen aus Kostengründen nicht eingesetzt.

die Vorderachse zuerst blockiert, ist besonders zu prüfen.

#### ■ Anforderungen an die Betätigungsseinheit und die Übertragungseinrichtung

Bei der Auslegung der Übertragungskette vom Fuß zur Radbremse wird im Allgemeinen auf Standardbauteile zurückgegriffen. So wird die Pedalübersetzung aus dem Vorgängerfahrzeug übernommen, und somit reduziert sich der Freiheitsgrad der Auslegung auf die Festlegung der Größe des Bremskraftverstärkers und des Durchmessers des Hauptbremszylinders. Hierbei sind, ähnlich wie in □ Abb. 6.6 dargestellt, verschiedene Kombinationen von Verstärker und Hauptbremszylinder zu betrachten, und in Verbindung mit den bereits festgelegten Bremsen ist die Verzögerung im Aussteuerpunkt des beladenen Fahrzeugs festzulegen. Als Richtwert sollte der Aussteuerpunkt bei größer  $z = 0.9 \text{ g}$  erreicht werden.

### 6.3.2 Auslegungskriterien für Bremssysteme

Die Bremsenauslegung ist ein iterativer Prozess, der unter Zuhilfenahme von Auslegungsprogrammen die Einzelparameter des Bremssystems zuerst grob festlegt, jedoch dann schrittweise diese Parameter variiert um die Auslegung zu optimieren.

Die Auslegungskriterien lassen sich in folgende Bereiche gliedern:

- Anforderungen der Bremsdynamik
- Anforderungen an Betätigungs- und Übertragungseinrichtung
- Thermische Auslegungskriterien
- Gesetzliche Anforderungen (s. ▶ Kap. 27)

#### ■ Anforderungen der Bremsdynamik

Hierbei geht es um die Festlegung der installierten Verteilung im Bremskraftverteilungsdiagramm. Unter Verwendung von typischen Belagreibwerten in Verbindung mit den geometrischen Verhältnissen ( $r_{\text{eff}}$ ) lassen sich mögliche Varianten von Kolbendurchmessern und das zugehörige Blockierdruckniveau festlegen. Als Richtwert ist bei  $z = 1 \text{ g}$  ein Blockierdruckniveau der Vorderachse von etwa 100 bar oder geringer anzustreben.

Zur Abstimmung der Verteilung von Hinterachse zu Vorderachse ist die Bremskraftverteilung des unbeladenen Fahrzeuges von besonderer Wichtigkeit. Hier ist die Festlegung von  $z_{\text{krit}}$ , bzw. der Einsatz eines Bremsdruckminders oder von elektronischer Verteilung nötig.

Die Forderung, dass aus Stabilitätsgründen unter allen Beladungszuständen und Verzögerungen

#### ■ Überprüfung des gewünschten Pedalgefühls

Im nächsten Schritt ist die Überprüfung des gewünschten Pedalgefühls zu betrachten. Dieses wird im Allgemeinen vom Fahrzeughersteller innerhalb zulässiger Grenzen spezifiziert. Es wird durch die Diagramme des Pedalwegs bzw. der Pedalkraft über der Verzögerung dargestellt.

Zur Erreichung der gewünschten Betätigungskräfte muss genügend Unterstützungsenergie aus dem Bremskraftverstärker zur Verfügung stehen. Für die Wegcharakteristik ist die Steifigkeit der Bremsanlage in Verbindung mit dem gewählten Hauptbremszylinder ausschlaggebend.

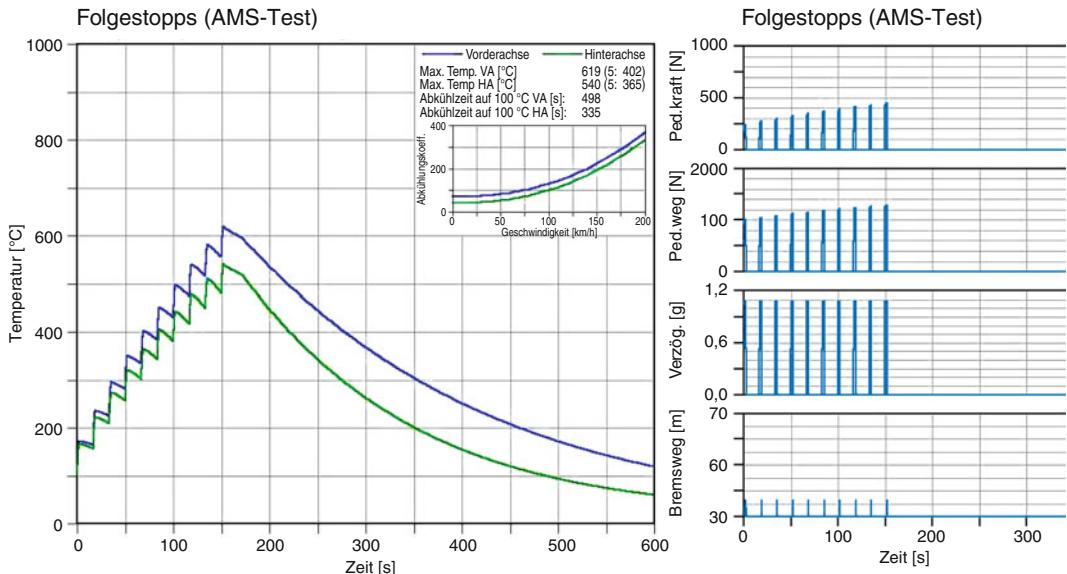
#### ■ Überprüfung gesetzlicher Ausfallkriterien

Auf die Bauteile der Betätigungs- und Übertragungseinrichtung beziehen sich folgende gesetzlichen Anforderungen:

- Ausfall der Energieversorgungseinrichtung (Verstärkerausfall)
- Ausfall von Übertragungseinrichtungskomponenten, wie Schläuchen und Bremsleitungen im sogenannten Kreisausfall.

Hierbei ist in Verbindung mit der gewählten Bremskreisauflteilung der Ausfall eines Bremskreises (Primärkreis oder Sekundärkreis) zu betrachten. In bei-

### 6.3 · Bremssystem-Auslegung



**Abb. 6.10** Simulation AMS Fading Test in der Auslegungsphase der Bremsanlage

den Fällen ist das Bremssystem so auszulegen, dass bei 500 N Pedalkraft eine Mindestverzögerung von  $> 3 \text{ m/s}^2$  erreicht werden kann.

#### ■ Thermische Auslegung

Die thermische Auslegung der Bremsanlage spielt für die Stabilität der Bremsleistung eine entscheidende Rolle. Durch steigende Fahrzeuggewichte und die hohen Fahrzeughöchstgeschwindigkeiten, speziell im europäischen Raum, werden hohe Anforderungen an die thermische Auslegung gestellt. Insbesondere wird auch die thermische Stabilität der Bremsanlage (Fading) durch die Automobilpresse geprüft und veröffentlicht. Die bei der Bremse in Wärme umgewandelte Reibenergie wird aus der Reibfläche in die Bremsscheibe, in die Bremse oder über Konvektion an die Umwelt abgegeben. Bei der Auslegung sind hier entsprechende Belagflächen, Reibbelagmaterialien, sowie thermische Massen und eine ausreichende Kühlung der Bremsscheibe festzulegen.

Die Industrie hat hier eine Vielzahl von thermischen Anforderungskriterien entwickelt, die sich kundenspezifisch unterscheiden. Im Allgemeinen handelt es sich um Bergpassabfahrten (Großglock-

ner, Stilfser Joch, etc.) sowie um Folgebremssungen, so genannte Fading Tests. Als bekanntester ist der Auto Motor Sport Fading Test mit 10 Folgebremssungen aus 100 km/h zu nennen. Als Beurteilungskriterien dienen Temperaturverlauf, Pedalkraft, Pedalweg und Fahrzeugverzögerung.

Diese thermischen Anforderungen werden bereits in den Auslegungsprogrammen auf theoretischer Basis simuliert (**Abb. 6.10**) und legen die erforderlichen thermischen Massen der Bremsanlage fest.

### 6.3.3 Auslegung von Radbremsen

Aufgrund der computerunterstützten Berechnungs-Möglichkeiten (CAE) ergeben sich wesentlich kürzere Entwicklungszeiten und weniger Versuchsschleifen. In der Vergangenheit wurde der Hauptentwicklungsaufwand für die Sicherstellung der erforderlichen Leistung und der Bauteilsicherheit eingesetzt, heute entfallen mehr als 80 % des Entwicklungsaufwands auf die Optimierung des Komforts (Vibrationen, Geräusche, Betätigungsgefühl) (**Tab. 6.1**).

**Tabelle 6.1** Vergleich Bremsenentwicklung 1990 und 2003

1990	2003
Große Auslegung der Bremssysteme basierend auf Erfahrungswerten und Entwicklung bis zur Vorserie parallel mit mindestens einem Wettbewerber	Nominierung des Lieferanten nach Angebotsabgabe basierend auf der Spezifikation des Lastenhefts
Konzeptausarbeitung mit anschließender Entwicklung von Prototypen	Computergestützte Auslegung (hydraulische Dimensionierung, thermische Auslegung und Lebensdauerabschätzung) mit anschließender Entwicklung von Prototypen
Durchschnittlich 5 Baustufen zur Leistungsoptimierung bis zur endgültigen Bremsauslegung. Musterbau zur Definition des Einbauraums.	Zwei Baustufen zur Leistungsoptimierung. Zumeist Einbaumsimulation im virtuellen Bauraum. Vereinzelt auch Musterbau.
Durchschnittlich 3 weitere Baustufen zur Feinabstimmung im Fahrzeug bis zur Serienreife	Komfortoptimierung auf dem Prüfstand und im Fahrzeug mit durchschnittlich 3 Baustufen bis zur Serienreife
Gesamtentwicklungszeit 6–10 Jahre	Gesamtentwicklungszeit 2–4 Jahre

#### ■ Hauptkriterien bei der Bremsenauslegung heute:

Bei einem Modellwechsel eines Fahrzeugs ist in der Regel eine Überarbeitung der Bremsanlage erforderlich. Gründe hierfür sind die steigenden Ansprüche an Komfort, Änderungen der Radgrößen und des Räderdesigns. Steigende Fahrzeuggewichte, geänderte Achslastverteilungen und der Einsatz von Regelsystemen haben in den letzten Jahren zu einer deutlich höheren Belastung der Radbremsen geführt.

#### ■ Bremsleistung

Als Leistungskriterien eines Bremssattels werden die in **Tab. 6.2** genannten Betriebswerte herangezogen. Diese werden bei Projektbeginn in Lastenheften genau definiert.

Erreicht werden diese Vorgaben durch die Erweiterung des vorhandenen Bremsenportfolios mit optimierten Bremssätteln bezüglich Systemsteifigkeit und Belagfläche. Die verbesserte Systemsteifigkeit, dargestellt durch stärkere Gehäusebrückenquerschnitte in Höhe und/oder Breite, oder durch den Einsatz speziell für Hochleistungsanforderungen konstruierter Bremssättel, reduziert die Volumenaufnahme und verbessert das Ansprechverhalten. Des Weiteren können das Ansprechverhalten und die Reduktion von Leerwegen durch die Optimierung der Belagabstützgeometrie und durch eine entsprechende Befederung erreicht werden. Auch

**Tabelle 6.2** Leistungskriterien eines Bremssattels

Kriterium	Ziel-Werte 2003
Volumenaufnahme/Systemsteifigkeit	< 1,7 ml bei 160 bar pro Bremssattel
Ansprechverhalten	Direktes, eher scharfes Bremsgefühl, dosierbar, jedoch ohne Verlustwege
Wärmehaushalt	Gutes Abkühlverhalten, ausreichende Leistungsreserven ohne Fading Probleme
Belaglebensdauer	Zwischen 30.000 und 80.000 km je nach Applikation
Belagstandfestigkeit	10 Stops von 100 km/h auf 0 km/h ohne Fading, < 38 m Bremsweg
Belagverschleißverhalten	Belagverschleiß < 1 % bezogen auf die betrachtete Belaglänge/Höhe, Differenzverschleiß < 5 %
Korrosionsbeständigkeit/Bauteillebensdauer	Lebensdauer > 300.000 km oder > 10 Jahre. Zustand des Aggregates ohne funktionelle Einschränkungen

die Art der Sattelführungssysteme hat hier Einfluss.

Eventuell auftretende Führungsgleitkräfte (Verschiebekräfte) können, je nach betrachtetem Bremssattelkonzept, durch gezielte Maßnahmen in

### 6.3 · Bremssystem-Auslegung

den genannten Bereichen reduziert werden. Solche Maßnahmen wirken sich sowohl auf das Ansprech- als auch auf das Löseverhalten positiv aus.

#### ■ Thermische Auslegung

Der Wärmehaushalt der Bremsanlage (☞ Tab.6.3) wird hauptsächlich über die Auslegung der Bremsscheiben geregelt. Die durch die Bremsscheibe definierte Wärmespeichermasse beeinflusst wesentlich das thermische Verhalten der Bremssättel. Größere und schwerere Bremsscheiben haben mehr Wärmespeicherkapazität und sind damit besser in der Lage, die bei der Bremsung in Wärme umgewandelte kinetische Bewegungsenergie des Fahrzeuges aufzunehmen. So können Fading-Effekte des Belages, die durch Systemüberhitzung entstehen, vermieden werden. Natürlich gehen auch die Masse und das Material des Bremssattels und seiner Komponenten in die thermische Auslegung ein. Speziell auf die Temperatur der Bremsflüssigkeit haben sie einen wesentlichen Einfluss. Selbst die Oberflächengestaltung von Sattel und Scheibe erlaubt dem Konstrukteur, das thermische Verhalten positiv zu verändern. Um die Auslegung der Anlage im Vorfeld exakt durchführen zu können, sind Informationen über die Luftströmungsverhältnisse am Unterboden des Fahrzeuges und im Radkasten von großer Bedeutung. In der Regel verfügt der Fahrzeughersteller im Anfangsstadium eines Pro-

jets nicht über alle Daten. In diesem Fall kann man auf Werte von ähnlichen oder Vorgängermodellen zurückgreifen, um erste Berechnungen durchzuführen. Zusätzlich zu den Betrachtungen im Hochleistungsbereich ist auch das thermische Verhalten im normalen Fahrbetrieb zu beachten. Das Abkühlverhalten des Bremssattels nach einer Bremsbetätigung muss sich im üblichen Rahmen bewegen. Die Bremsscheibe sollte generell nach ca. einer halben Stunde im ungebremsten Fahrbetrieb eine Durchschnittstemperatur kleiner als 15 °C über Umgebungstemperatur erreichen, wenn vorher keine „Hochleistungsbeanspruchung“ vorlag. Das durch den Bremssattel erzeugte „Restschleifmoment“, hervorgerufen durch ungebremsten Kontakt zwischen dem Belag und der Scheibe, ist für die geringe Erhöhung gegenüber der Umgebungstemperatur verantwortlich. Hier hat die Konstruktion des Bremssattels mit Führungen, Abstützungen und Federn erheblichen Einfluss.

#### ■ Lebensdauer/Verschleiß

Die übliche Bremssattellebensdauer wird durch ein Lastkollektiv von Bremsbetätigungen festgelegt, das 300.000 km und einem Zeitwert von 10 Jahren entspricht. Die Bauteile sind somit auf ein Lastkollektiv von Betätigungen oder zeitfest, jedoch nicht dauerfest ausgelegt. Diese Vorgehensweise ist notwendig, um alle Zielvorgaben, besonders die der geforderten Gewichte und der Kosten, zu erreichen. Mit Einführung der auf drei Jahre verlängerten Garantieleistung wird sich dieser Wert voraussichtlich auf eine Kilometerleistung von 400.000 km und eine Fahrzeugelebensdauer entsprechend von 15 Jahren erhöhen. Betrachtet man die verschiedenen Bremssattelkonzepte, so kann generell gesagt werden, dass die Bremssattelgehäuse üblicherweise auf Steifigkeit optimiert sind, um möglichst wenig Verformung und Bremsflüssigkeits-Volumenaufnahme zu erreichen. Daher haben diese Bauteile in der Regel ein Mehrfaches der geforderten Lebensdauer. Dies gilt jedoch nicht für Aluminium-Gehäuse. Bei Aluminium wird jede Temperaturbeanspruchung im Werkstoff als Belastung kumuliert und der Werkstoff verliert über die Zeit und abhängig von Anzahl und Größe der aufgetretenen Belastungen an Festigkeit und damit an Lebensdauer.

☞ Tabelle 6.3 Maßgebliche Richtgrößen für die thermische Auslegung

Kriterien	Ziel Werte 2003
Bremsscheiben Oberflächentemperatur	< 600 °C
Bremsflüssigkeitstemperatur Passabfahrt	< 180 °C
Bremsflüssigkeitstemperatur Hochleistungsstopps	< 180 °C
Belagrückenplatten-Temperatur	< 400 °C
Kritische Temperaturen beim Einsatz von Aluminiumlegierungen	< 180 °C
Kritische Temperaturen für Bremsschläuche	< 150 °C

Die Bremsträger werden oftmals auch als Halter oder Stator bezeichnet. Sie sind das schwächere Glied in der Kette. Bei den auftretenden starken Umfangskräften (20–40 kN), mit welchen diese Bauteile belastet werden, wird oftmals die Grenze der erforderlichen Lebensdauerwerte erreicht.

Geprüft werden die Bauteile heute, nachdem eine präventive Lebensdauerberechnung (FEM) für den Prototypen durchgeführt wurde, mittels empirisch ermittelten Lastkollektiven auf so genannten Resonator-Testständen. Nach der Ermittlung der Bruchzonen und der entsprechenden Kennwerte folgen so genannte Erfolgsläufe auf Dauertestprüfständen, um die erlangten Ergebnisse zu verifizieren.

Zur Lebensdauer einer Bremsanlage gehört auch die Belaglebensdauer. Es gibt unterschiedliche Forderungen vom Fahrzeughersteller und vom Endverbrauchermarkt. Diese reichen von 30.000 bis 80.000 km Belaglebensdauer. Der Trend geht hier zu steigenden Kilometerleistungen. Beläge dürfen nur in sehr begrenztem Maße tangentialen oder radialen Schrägverschleiß aufweisen oder unterschiedlichen Verschleiß zwischen Außen- und Innen-Belag. Auch diese Anforderungen sind vom Fahrzeughersteller abhängig und reichen von festen Größen im Bereich von Zehntelmillimeter bis zu prozentualen Angaben bezogen auf die eingesetzte Belaggeometrie.

Ein weiterer Gesichtspunkt ist der unterschiedliche Verschleißzeitraum bei Vorderachsbremsen gegenüber Hinterachsbremsen. Mit Einführung von Regelsystemen ist es möglich, die geometrisch und physikalisch gegebenen Grenzwerte, wie beispielsweise die Bremskraftverteilung im Fahrzeug, besser auszunutzen. Damit steigt die Belastung für die Hinterachsbremssättel stark an. Der Verschleißzeitraum der Hinterachsbremsbeläge war in der Vergangenheit etwa doppelt so lang wie der für Vorderachsbremsbeläge. Heute sind die Zeiträume etwa gleich. Dies führt zwangsläufig zum Einsatz größerer und dickerer Bremsbeläge an der Hinterachse und damit zu größeren Bremssätteln und zu mehr Gewicht. Gegenmaßnahmen zur Verbesserung der Verschleißwerte sind z. B. desachsierte Kolben oder Bleche, die durch Druckpunktverlagerung ausgleichend wirken.

Das Belagverschleißverhalten, insbesondere der Tangentialverschleiß, konnte mit Einführung der Gehäusedesachsierung, d. h. der tangentialen Verlagerung der Zylinderachse aus der geometrischen Mitte des Gehäuses heraus, verbessert werden. Die Belagfläche und ein gut dimensionierter Wärmehaushalt gehen direkt in die Belaglebensdauer und Belagstandfestigkeit ein. Dies bedeutet, dass alle Modifikationen, inklusive der verbesserten Korrosionsschutzmaßnahmen, die Leistungsreserven und auch die Lebensdauer des Bremssattels steigern.

#### ■ Komfort

Als nächste wichtige Kenngröße bei der Bremssatztalauslegung dient die Komfortbeurteilung.

Wichtigste Merkmale sind hier:

- Klapper-Klackgeräusche
- Bremsen-Quietschen
- Bremsen-Rubbeln
- Klebende Beläge auf der Scheibe
- Bremsen-Knarzen
- Schleifgeräusche
- Dickenabweichungen der Bremsscheibe

Gegen Klappergeräusche wirken beispielsweise genauere Führungen. Die Führungsspiele sollen eng toleriert werden, damit bei Bewegungen keine große Bauteilbeschleunigung aufkommen kann, die bei hohen Beschleunigungen zum Klappern führt.

Gegen Klackgeräusche, die durch das Belagspiel in tangentialer Richtung ermöglicht werden, kann eine entsprechende Belagbefederung eingesetzt werden. Diese dämpft die Belagbewegung und ermöglicht sogar größere, für Korrosion unempfindlichere, Belagspiele. Auch Schleifgeräusche und Bremsscheibendickenabweichungen werden durch exaktere Belagführungen reduziert. Die Entkopplung von Belag und Gehäuseführung wirkt sich vorteilhaft im Hinblick auf das Bremsenquietschen aus. Hier ist strikt darauf zu achten, dass stabiles Kontaktverhalten zwischen den betroffenen Bau teilen (Gehäuse, Belag, Halter, Führungselemente) erzeugt wird.

Klebende Beläge, Bremsen-Knarzen und Rubbeln sind Phänomene, deren Ursache in der Reibpaarung zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe

### 6.3 · Bremssystem-Auslegung

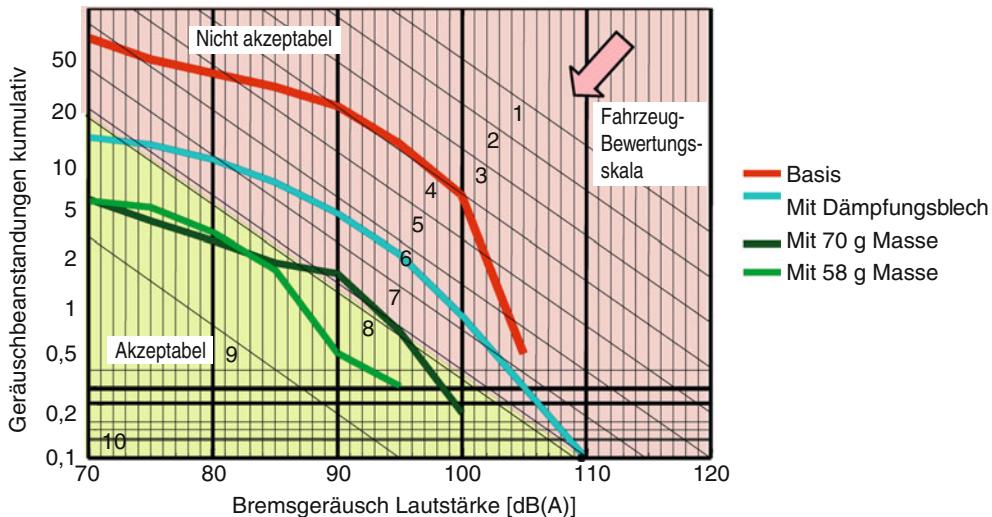


Abb. 6.11 Erfahrungskurve zur Geräuschbeurteilung

zu suchen ist. Während der Entwicklung des Projekts werden Belagqualitäten optimiert, um die Reibpartner aufeinander abzustimmen.

Der Ablauf der Komforterprobung wurde in den letzten fünf Jahren deutlich verändert. Standardmäßig werden sogenannte Matrix-Tests mit kompletten Achsaufbauten, bestehend aus den Originalfahrzeugteilen, während der gesamten Entwicklungszeit begleitend durchgeführt. Diese Versuchsaufbauten sind in der Lage, automatisch alle in der Praxis vorkommenden Bremsbetätigungs-zustände abzuprüfen. Das Ergebnis solcher komplexer Testabläufe gibt dem Entwickler schon im Vorfeld, ohne ein Fahrzeug bewegt zu haben, Aufschlüsse über das Komfortverhalten (im Hinblick auf Geräusche und Vibrationen) des Achs- und Bremssystem-Konzepts. Im Laufe mehrerer Entwicklungsprojekte hat sich eine Erfahrungskurve herausgebildet, die eine Korrelation zwischen Prüfstandsversuchen und zu erwartender Kundenbeurteilung ermöglicht. So stellt Abb. 6.11 das Ergebnis des Prüfstandstests der Basisvariante einer Scheibenbremse ohne Geräuschmaßnahmen (rot), sowie die Ergebnisse von drei Geräuschverbesserungen der Bremse dar. In der Darstellung wird die kumulierte Anzahl von Geräuschereignissen über der entsprechenden Lautstärkeklasse aufgetragen. Als Bewertungsskala wurde die in der Automobilindustrie oft verwendete Bewertungsskala von 1–10

verwendet. So stellt die Bewertung 8 (blaue Linie) einen guten Serienstand dar.

Trotz großer Vorarbeit mittels der oben erwähnten Matrix-Tests, die selbstverständlich von theoretischen Untersuchungen wie Schwingungsberechnungen und Modalanalysen bis hin zur Systemsimulation begleitet werden, kann auf eine endgültige Fahrzeugerprobung zur Verifizierung der Ergebnisse nicht verzichtet werden. So lassen sich durch die Untersuchungen von kompletten Achsen in Verbindung mit dem Bremssystem viele Frequenzbereiche und Geräuschprobleme untersuchen, jedoch lässt sich die Anbindung der Achsbauteile und die Steifigkeit in der Anbindung nur im Fahrzeug vollständig darstellen. Deshalb sind trotz guter Korrelation zwischen Prüfstand und Fahrzeug Felderprobungen im Fahrzeug notwendig.

Die zu Anfang getroffene Aussage, dass mehr als 80 % des Entwicklungsaufwandes heute der Komfortoptimierung dienen, lässt schon erahnen, dass hier nicht nur geprüft wird. So werden mit verschiedensten Untersuchungsmethoden Lösungen für Geräusch- und Vibrationsprobleme erarbeitet, um dem Endverbraucher ein ausgereiftes Produkt zu bieten. Bei allen Maßnahmen zur Geräusch-vermeidung handelt es sich um die Vermeidung von Resonanzschwingungen des Gesamtsystems, bis hin zu Schwingungen von Einzelkomponenten.

Grundsätzlich werden je nach Situation verschiedene Maßnahmen angewendet:

- Konstruktive Maßnahmen zur Veränderung der Systemsteifigkeit
- Konstruktive Maßnahmen zur Beeinflussung des Kraftflusses
- Massen zur Veränderung von Bauteilschwingungen
- Schwingungstilger zur Erzeugung gegenphasiger Schwingungen
- Dämpfungselemente zur Verhinderung von Schwingungsübertragung
- Tribologische Maßnahmen, um Reibpaarungen zu optimieren

Ein analytisches Werkzeug, um vor der „Hardware“-Erprobung eine Aussage über die Geräuschempfindlichkeit eines Produkts zu treffen, existiert derzeit noch nicht. Ansatzweise befinden sich solche Werkzeuge in der Entwicklung. Bis zur sicheren Anwendung und Verifizierung werden jedoch noch viele Tests und Verbesserungen der Methoden benötigt. Leider gibt es kein generelles „Rezept“, um einen Bremssattel unabhängig vom eingesetzten Konzept bereits in der Entwurfphase geräuschfrei zu konzipieren. Jeder Anwendungsfall unterliegt eigenen Gesetzen und Abhängigkeiten und muss daher separat betrachtet werden.

Zum Komfort für den Endverbraucher zählen neben Geräuscharmut und Vibrationsfreiheit des Bremssattels auch zusätzliche Einrichtungen wie beispielsweise Belagverschleißwarnsysteme. Bis hin zur kontinuierlichen Belagwarnung werden verschiedenste Varianten verbaut.

#### ■ Kosten

Die Kosten und damit verbunden der erreichbare Marktpreis eines Bremssattels sind Schlüsselgrößen, um als Bremsystemhersteller erfolgreich zu sein. Es ist daher notwendig, das optimale Fertigungskonzept für den jeweiligen Satteltyp zu entwickeln und an ständigen Verbesserungen/Einsparpotenzialen zu arbeiten, um die Produktivität zu steigern. Dies hat selbstverständlich einen erheblichen Einfluss auf die konstruktiven Details eines Bremssattels. Standardisierung, Variantenreduzierung, globale Verwendung von Gleichteilen (Normteile) sind Wege, um das Produkt kosten-

günstig zu gestalten. Weitere Möglichkeiten sind durch die Standardisierung von Fertigungsprozessen, die Optimierung der Lieferkette und der Logistik gegeben.

#### ■ Gewicht

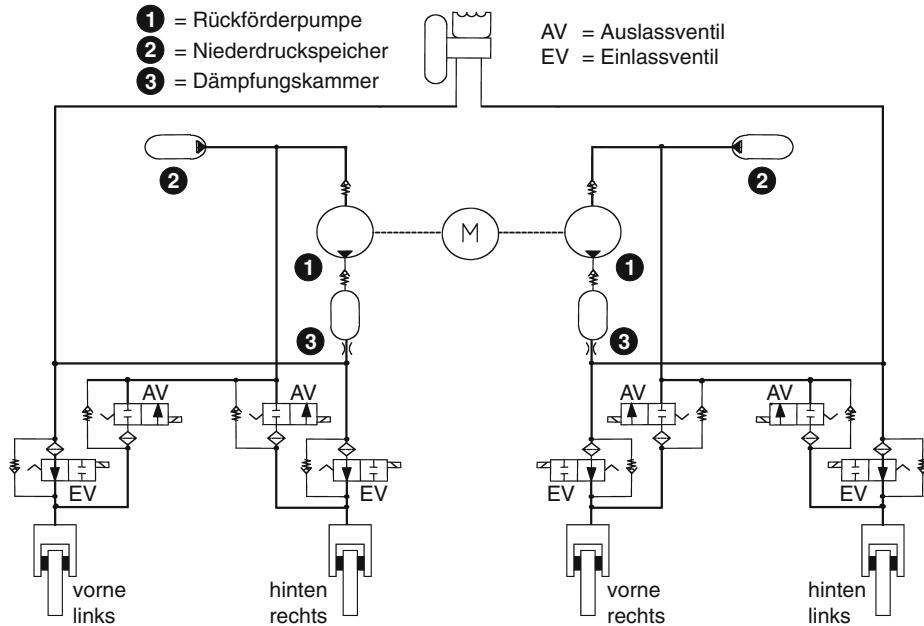
Die sparsame Verwendung von Rohstoffen stellt das den Funktionsanforderungen entsprechende, optimale Gewicht sicher. CAE-Werkzeuge zur Optimierung der Topologie helfen, die Gewichtsziele zu erreichen. Der Einsatz von alternativen Materialien, wie Aluminium für Gehäuse bzw. Kolben oder Kunststoff für Bremskolben, reduziert das Gewicht. Sie verändern jedoch gleichzeitig die Produktkosten und den technischen Freigabe- und Prüfaufwand. Für zukünftige Bremssattelgenerationen wird auch die Substitution von Stahl als Belagrückenplattenmaterial durch Aluminiumlegierungen oder Kunststoff untersucht.

Da in den aktuellen Fahrzeugen Bremskonzepte von 14-Zoll-Einbauräumen bis hin zu 18-Zoll-Einbauräumen mit unbelüfteten oder belüfteten Bremsscheiben eingesetzt werden, sind die Systemgewichte stark unterschiedlich. Bremssättel bewegen sich in der Regel zwischen 4,5 und 8 kg pro Sattel. Aluminium-Festsättel liegen deutlich unterhalb dieser Gewichte (2,8 bis 4 kg). Sie unterliegen jedoch anderen Einschränkungen, die einen Einsatz über eine gesamte Fahrzeugalette unwirtschaftlich machen. Die Verwendung von Leichtbaumaterialien erfordert eine spezielle Auslegung von Wandstärken und auch im Hinblick auf die Steifigkeit des Sattels größere Querschnitte, um vergleichbare Funktionswerte zu erreichen. Dies bedeutet Einschränkungen bei der Größe der verwendbaren Bremsscheiben oder der Radgröße.

### 6.3.4 Auslegung von Bremsregelsystemen

Schlupfregelsysteme haben im europäischen Raum einen sehr hohen Ausrüstungsgrad in Fahrzeugen erreicht. Seit der Einführung von ABS im Jahre 1978, haben sowohl Antriebschlupfregelsysteme (ASR) als auch Stabilitätsregelsysteme wie elektronisches Stabilitäts-Programm (ESP) zur aktiven Fahrsicherheit beigetragen.

### 6.3 · Bremssystem-Auslegung



**Abb. 6.12** Hydraulischer Aufbau eines ABS-Systems mit geschlossener Architektur

Die Optimierung der Kosten dieser Systeme hat dazu geführt, dass sich die Architekturen der einzelnen Hersteller angeglichen haben und heute einen ähnlichen Grundaufbau aufweisen. So hat sich die so genannte geschlossene Architektur durchgesetzt. Geschlossen deshalb, da mit der Betätigung des Bremspedals ein abgeschlossenes Bremsflüssigkeitsvolumen entsteht, welches während der Druckregelung gegen das Bremspedal zurückgefördert wird und dadurch die Pedalpulsation erzeugt. **Abb. 6.12** zeigt den hydraulischen Aufbau einer geschlossenen Anlage und dessen Komponenten.

Offene Systeme sahen eine Rückförderung in den Flüssigkeitsbehälter vor, wodurch jedoch zusätzliche Sensoren erforderlich wurden. Typische Vertreter der offenen Architektur sind das Teves MK II und das Teves MK IV. **Abb. 6.13** zeigt den hydraulischen Schaltplan einer Teves MK IV Anlage mit der Rückförderung in den Flüssigkeitsbehälter.

Im Einzelnen beinhaltet eine ABS-Anlage (s. **Abb. 6.13**):

- Einlass- und Auslassventil mit Blende zur Steuerung des Raddrückes
- Rückförderpumpe

- Elektromotor
- Niederdruckspeicher
- Dämpferkammer
- Anbausteuergerät
- verschiedene Rückschlagventile

Die Blockiertendenz eines gebremsten Rades wird vom ABS-Steuergerät erkannt und löst das Schließen des Isolationsventils aus, um einer weiteren Erhöhung des Radbremsdrucks entgegenzuwirken. Um das Rad wieder zu beschleunigen, muss der Bremsdruck in der Radbremse verringert werden. Dies erfolgt über das Abbauveitil. Es gibt den Weg in den Niederdruckspeicher frei und reduziert den Druck so lange, bis das Rad wieder beschleunigt. Die Motorpumpeneinheit fördert die im Niederdruckspeicher zwischengespeicherte Bremsflüssigkeit zum Bremspedal zurück und erzeugt damit die für konventionelle ABS-Anlagen typische Pedalpulsation. Mit der Radbeschleunigung beginnt das System mit der Aufbaupulsreihe um den Fahrbahnhaltswert optimal auszunutzen, bis ein erneuter Radeinbruch das Ende des Kraftschlusspotentials aufzeigt und ein erneuter Druckabbazyklus beginnt. Die ABS-Anlage optimiert individuell den

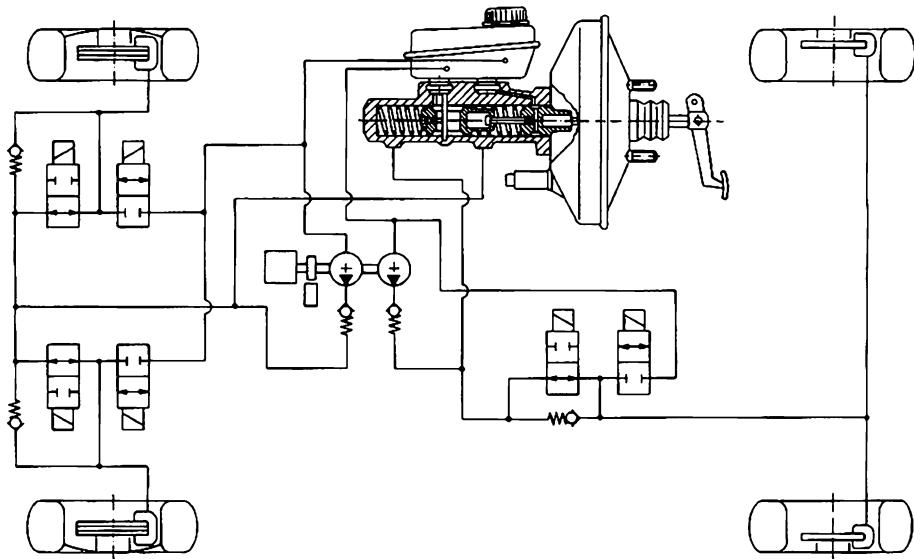


Abb. 6.13 Hydraulischer Aufbau einer ABS Anlage mit offener Architektur

Kraftschluss der beiden Vorderräder und regelt aus Stabilitätsgründen an der Hinterachse nach dem select-low-Prinzip.

#### Auslegungskriterien für ABS-Anlagen

Bei der Applikation eines ABS-Systems werden im Entwicklungsprozess weitgehend standardisierte ABS-Systeme eingesetzt. Verschiedene Elemente eines Regelsystems werden auf die Bremsanlage abgestimmt. Es ist dabei zwischen Parametern zu unterscheiden, die in der Software des Regelsystems angepasst werden, und den Parametern, die dem Bereich der Hardware (z. B. Blenden, Pumpen, usw.) zuzuordnen sind. So werden in den folgenden Abschnitten zuerst die Parameter der Hardware und deren Auswirkung bzw. Wechselwirkung mit dem Bremssystem erläutert. Im Anschluss werden Kriterien zu Systembewertung dargestellt, die im Applikationsprozess durch Anpassung von Software-Parametern eingestellt werden können.

#### Blendenauslegung

Um eine hohe Regelgüte im Druckaufbau und im Druckabbau eines ABS-Systems zu erreichen, muss sowohl die Einlassblende als auch die Auslassblende an die Bremsengröße angepasst werden. So ist innerhalb der kleinsten Schaltzeit eines Magnetventils

eine Druckauflösung zu erreichen, die es erlaubt, in allen Druckbereichen der Bremsanlage den Bremsdruck präzise zu erhöhen oder zu verringern. Die erforderliche Dynamik eines Druckaufbaus liegt oberhalb 750 bar/s. Im Druckabbau sind Werte größer 1000 bar/s erforderlich.

#### Geringe Bedrosselung des Bremspedalgefühls

Die ABS-Anlage befindet sich zwischen den Ausgängen des Hauptbremszylinders und den Radbremsen. Beim Bremsen außerhalb der ABS-Regelung hat diese idealerweise keinen Einfluss auf das Pedalgefühl der Bremsanlage. Bei sehr schnellen Betätigungen des Bremspedals kann es zu leichten Bedrosselungen durch die Einlassblende des ABS-Systems kommen. Strömungstechnisch optimierte Magnetventile oder so genannte Schaltblenden konnten die Bedrosselung des Pedalgefühls nahezu vollständig eliminieren.

#### Auslegung der Pumpenleistung

Bei den ersten Generationen von ABS-Systemen war die Anforderung an die Pumpenauslegung, das Absinken des Bremspedals gegen die Pedalkraft des Fahrers zu verhindern. Dies führte zu großen Pumpenleistungen und entsprechend lauten Geräuschen. In neueren Generationen spielt

## 6.3 · Bremssystem-Auslegung

die Verbesserung des Pumpengeräusches und die bedarfsorientierte Ansteuerung des Pumpenmotors eine zunehmende Rolle. Als Kriterium für die Pumpenauslegung gilt weiterhin die Anforderung, gegen den Bremsdruck des Fahrers den Niederdruckspeicher leerzupumpen. Zur Erfüllung der Geräuschanforderung wird eine pulsweitenmodulierte Ansteuerung des Motors eingesetzt, welche die Motordrehzahl entsprechend der erforderlichen Förderleistung steuert.

### ■ ■ Auslegung des Niederdruckspeichers

Der Niederdruckspeicher unterstützt den schnellen Druckabbau aus der Radbremse. Von dort wird die Bremsflüssigkeit über die Pumpe gegen das Pedal zurückgefördert. Bei der Auslegung der Größe des Niederdruckspeichers ist die Bremsengröße entscheidend. So muss bei einer Reibwertänderung vom Hochreibwert zum Niedrigreibwert die gesamte Bremsflüssigkeit im Niederdruckspeicher zwischengespeichert werden, um ein Blockieren des Rades zu verhindern.

### ■ ■ Beurteilungskriterien der Systemleistung

- Bremswege auf unterschiedlichen Fahrbahnreibwerten
- Spurstables Bremsen in der Kurve auf unterschiedlichen Fahrbahnreibwerten
- Stabiles Bremsen auf Fahrbahnen mit unterschiedlichen Reibwerten ( $\mu$ -Split)
- Lenkbarkeit und Folgeverhalten auf Lenkeingaben
- Regelkomfort
- Pedalvibration
- Regelgeräusch

### ■ ■ Auslegungskriterien für die Antriebschlupfregelung

Antriebschlupfregelsysteme (ASR) unterstützen den Fahrer mit einer Radschlupfregelung während des Beschleunigens durch eine Antriebsmomentenreduktion und/oder Bremseneingriff am durchdrehenden Rad. Dies führt bei frontgetriebenen Fahrzeugen zu einer besseren Traktion, bei heckgetriebenen Fahrzeugen werden die Traktion und die Stabilität verbessert. Hierzu wird eine Momentenreduktion vom ASR-Steuergerät zum

Motorsteuergerät kommuniziert. Durch die Erweiterung der Fähigkeiten der ABS-Hydraulik zum selbstständigen Druckaufbau (ohne Bremskraft des Fahrers) kann ein ASR-System die Traktion und Stabilität des Fahrzeuges verbessern.

Eine ASR-Hydraulik zeichnet sich durch vier zusätzliche Magnetventile aus. □ Abb.6.14 zeigt den hydraulischen Aufbau eines ASR-Systems. Durch die Verwendung einer selbstansaugenden Pumpe kann über das Saugventil Bremsflüssigkeit vom Hauptbremszylinder angesaugt werden. Durch Schalten des Trennventils wird der Pumpenausgang vom Hauptbremszylinder isoliert und das geförderte Volumen kann Bremsdruck in der Radbremse aufbauen. Der Bremsdruck verringert den Antriebschlupf des durchdrehenden Rades und leitet damit das Antriebsmoment auf das andere Rad der Antriebsachse über.

Bei der Auslegung einer ASR-Anlage sind folgende Kriterien zu berücksichtigen:

### ■ ■ Dynamik des Bremseneingriffs

Zur Verbesserung der Traktion durch den Bremseneingriff ist ein Druckaufbau im Bereich 0,75–1 s erforderlich. Mit dieser Dynamik kann ein unangenehmes Zurückrollen am Berg vermieden werden. Je nach Bremsenauslegung ist im Allgemeinen lediglich ein mittleres Druckniveau zwischen 30–70 bar erforderlich.

### ■ ■ Anforderungen an den Hauptbremszylinder

Entsprechend den dynamischen Anforderungen zum Druckaufbau, muss der Hauptbremszylinder auf entsprechende Durchflüsse ausgelegt sein. So werden in Verbindung mit ASR-Anlagen Hauptbremszylinder mit Zentralventilen verwendet, die entsprechende Saugquerschnitte und Durchflüsse auch bei niedrigen Temperaturen bereitstellen. Für den Fall des Einbremsens in die ASR-Regelung werden im Hauptbremszylinder spezielle Dichtmanschetten eingesetzt, um Beschädigungen durch einen aus der ASR-Regelung resultierenden Staudruck zu vermeiden.

### ■ ■ Momenteneingriff

In den ersten Jahren der Einführung von ASR-Anlagen wurde der Eingriff in das Motormanagement auf unterschiedlichste Arten durchgeführt. So

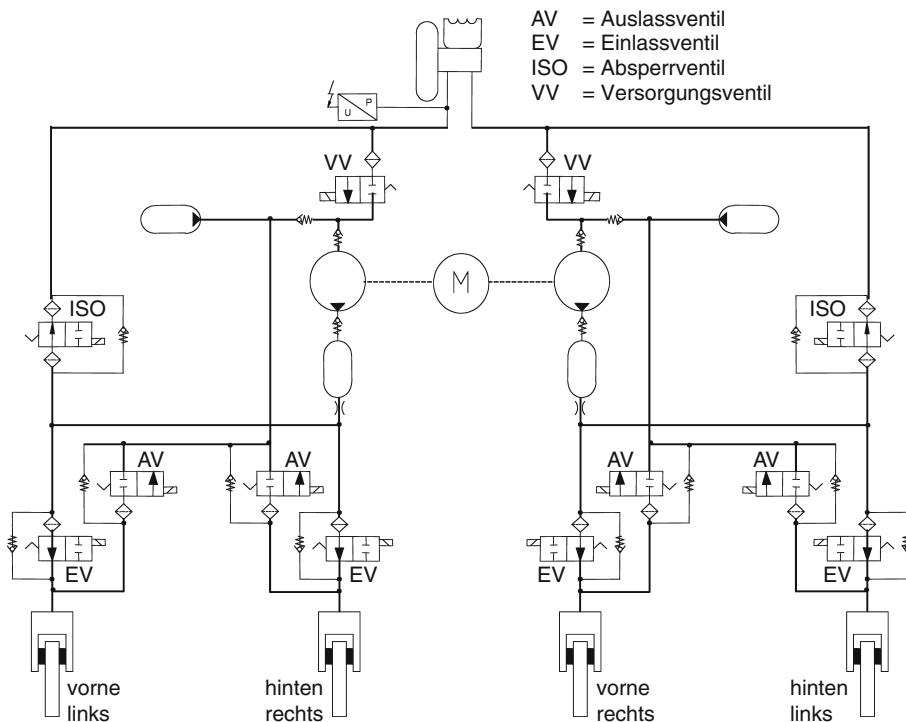


Abb. 6.14 Hydraulischer Aufbau eines ASR-Systems

fanden hier Systeme von der zweiten Drosselklappe, Kabelstretcher sowie Zündausblendung ihre Anwendung. Durch die Einführung von E-Gas in moderneren Motormanagement-Systemen, steht dem ASR-Eingriff eine moderne Schnittstelle mit schneller oder langsamer Momentenreduktion, Motormoment und Motordrehzahl zur Verfügung. Derartige Schnittstellen lassen eine komfortable Regelung des Antriebmomentes zu und führen in Verbindung mit dem Bremseneingriff zu einem dem Fahrbahnreibwert angepassten Traktionsvermögen mit sehr guten Komforteigenschaften.

#### ■ Beurteilungskriterien der Systemleistung

- Beschleunigung auf unterschiedlichen Fahrbahnreibwerten ( $\mu$ -Split)
- Beschleunigung auf Fahrbahnen mit niedrigem Reibwert
- Steigungsvermögen auf Fahrbahnen mit unterschiedlichen Reibwerten (Split  $\mu$ -Hügel)
- Regelkomfort
- Regelgeräusch
- Zurückrollen am Berg

#### ■ Auslegungskriterien für die Fahrdynamikregelung

Nachdem ABS und ASR den Fahrer in längsdynamischen Fahrsituationen beim Bremsen und Beschleunigen unterstützen, bietet ESP Fahrerasistenz bei querdynamischen instabilen Fahrmanövern an. Dazu wurde das Bremsschlupfregelsystem um die Sensoren Lenkwinkelsensor, Querbeschleunigungssensor und Gierratensensor erweitert. Durch diese Sensorinformationen lässt sich eine Fahrzeuginstabilität erkennen und durch radselektiven Bremseneingriff ein Gegenmoment zur Unter- bzw. Übersteuer-Bewegung des Fahrzeugs aufbauen. Im Allgemeinen hält der Normalfahrer einen großen Sicherheitsabstand zum Fahrzeuggrenzbereich und ist deshalb mit Fahrzeugreaktionen an der Haftgrenze wenig vertraut. Moderne Schlupfregelsysteme, wie ESP, wirken gefährlichen Fahrzeugreaktionen entgegen und tragen so zur Beherrschbarkeit schwieriger Fahraufgaben bei.

Der hydraulische Aufbau ist, bezogen auf die Komponenten des Druckmodulators, identisch mit der ASR-Hydraulik einer diagonalen Bremskreis-

### 6.3 • Bremssystem-Auslegung

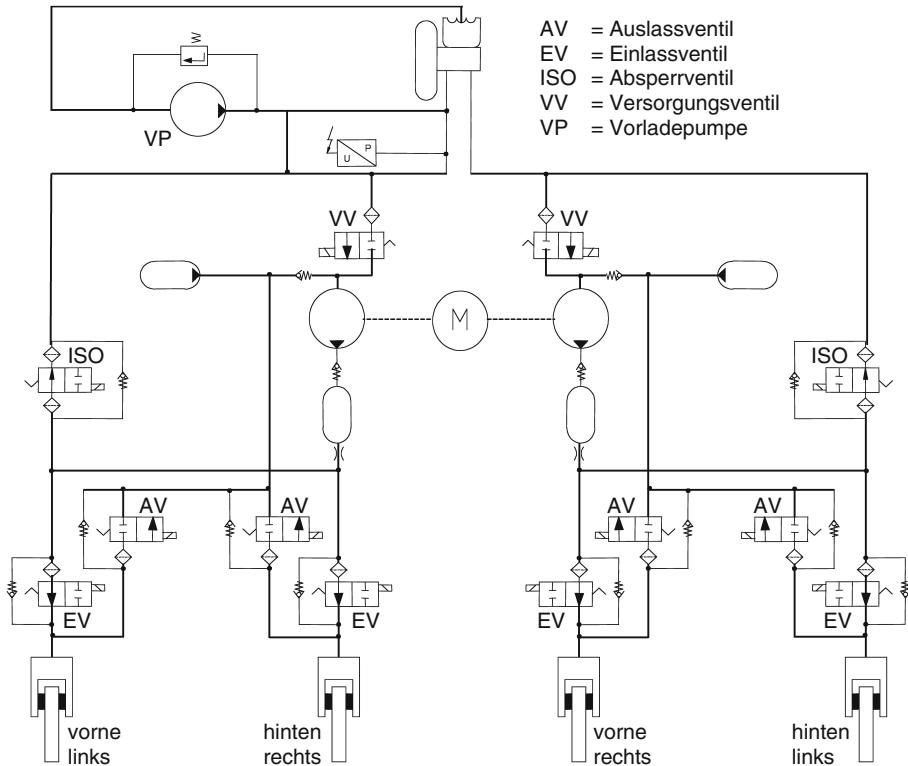


Abb. 6.15 Hydraulischer Aufbau einer ESP-Anlage mit separater Vorladepumpe

aufteilung (s. Abb. 6.14). Die Systemanforderungen, schnell radindividuellen Bremsdruck aufzubauen, stellen gesteigerte Anforderungen an die Dynamik des Druckaufbaus. Um auch bei tiefen Temperaturen die erforderliche Dynamik zu erreichen, ist eine Unterstützung der Saugfähigkeit der Pumpe erforderlich. Die so genannte Vorladung kann durch einen elektronischen (aktiven) Bremskraftverstärker oder eine separate Vorladepumpe dargestellt werden (s. Abb. 6.15). Beide Konfigurationen der Vorladung basieren auf einen in den Hauptbremszylinder eingespeisten Zusatzdruck, welcher das Ansaugen von Bremsflüssigkeit aus dem Hauptbremszylinder unterstützt und damit schnellere Druckaufbaugeschwindigkeiten des Bremsdrucks ermöglicht. Optimierungen der Ansaugeigenschaften der Pumpe und des Strömungsverhaltens des Hauptbremszylinders haben in der zweiten Generation von ESP-Systemen den Entfall der Vorladung bei einem Teil der Fahrzeuge ermöglicht. Großvolumige Bremsen benötigen auch heute

noch die Vorladung zur Erreichung der dynamischen Systemanforderungen.

Bei der Auslegung einer ESP-Anlage sind folgende Kriterien zu berücksichtigen:

#### ■ ■ Dynamik des Bremseneingriffs

Die Anforderungen zur fahrdynamischen Stabilitätsunterstützung sind im Vergleich zu den Anforderungen des ASR's nochmals erhöht. So sind sowohl die Anforderungen an die Dynamik erhöht, als auch an das zu erreichende Druckniveau. Zur Stabilisierung eines Fahrzeuges auf trockner Straße sollte das Blockierdruckniveau nach etwa 500 ms erreicht sein.

Bei der Verwendung von großvolumigen Bremsen, speziell auch in Verbindung mit tiefen Temperaturen, lässt sich der Einsatz einer Vorladehilfe nicht vermeiden. Bei der Optimierung der Druckaufbaucharakteristik spielen Leitungsquerschnitte und Länge der Saugleitung eine wesentliche Rolle.

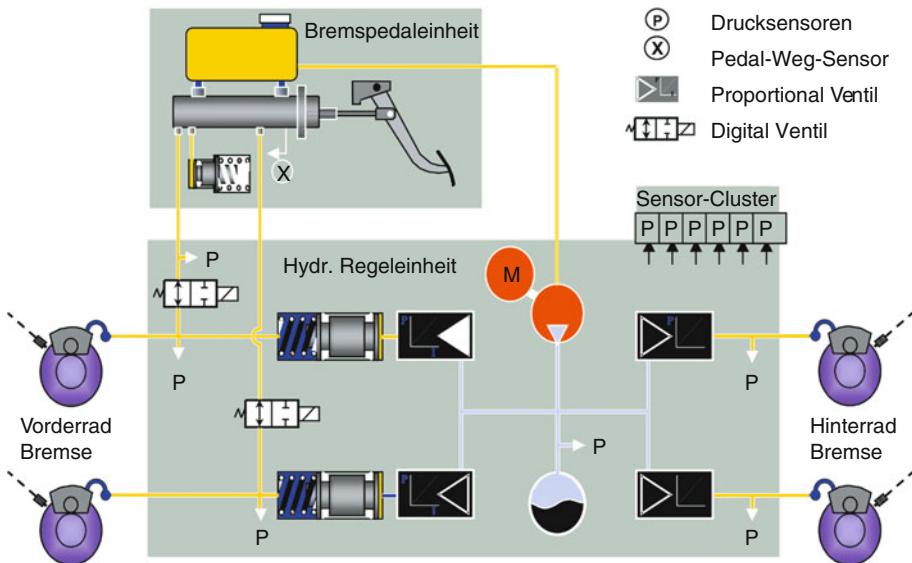


Abb. 6.16 Aufbau einer Elektrohydraulischen Bremsanlage (EHB)

#### ■ ■ Beurteilungskriterien der Systemleistung

- Einfacher Fahrspurwechsel mit hoher Lenkdynamik auf verschiedensten Fahrbahnreibwerten
- Doppelter Fahrspurwechsel auf verschiedensten Fahrbahnreibwerten
- Lastwechselreaktion
- Kurven mit sich verringerndem Kurvenradius auf verschiedensten Fahrbahnreibwerten
- Stationäre Kreisfahrt
- Verschiedene Handling-Strecken
- Regelkomfort
- Pedalvibration
- Regelgeräusch

### 6.3.5 Auslegungskriterien von Elektro-Hydraulischen Bremssystemen

Mit zunehmender Funktionalität des Bremsregelsystems von ABS bis ESP wurden zur Darstellung dieser Funktionen kontinuierlich zusätzliche Bauteile notwendig, um Funktion oder Fehlfunktionen auszuschließen. Mitte der 90er Jahre verstärkten sich die Entwicklungen in Richtung Brake-by-

Wire-Bremsanlagen und deren Anwendung in Serie. Als erste serienfähige Brake-by-Wire-Bremsanlage setzte sich die Elektro-Hydraulische Bremsanlage (EHB) durch, Abb. 6.16. Sie entwickelte sich nicht lediglich in Richtung einer elektronischen Bremsbetätigung, sondern integrierte die Schlupfregelsysteme und deren Anforderungen in einem Gesamtsystemansatz. Vereinfacht beinhaltet eine EHB-Anlage eine Pedaleinheit, einen Modulator mit Druckregelkreisen und eine hydraulische Rückfallebene.

So besteht eine EHB-Anlage aus einer Pedaleinheit (Brake Pedal Unit – BPU) und dem Druckmodulator (Electro-Hydraulic Control Unit – EHCU). Die Sensoren (Lenkwinkel, Giergeschwindigkeit, Querbeschleunigung) werden vom Fahrzeugbus über CAN (Controller Area Network) bereitgestellt.

Die Pedaleinheit basiert auf einem Tandem-hauptbremszylinder mit Simulationskammer zur Darstellung des Pedalgefühls, redundante Wegsensoren zur Erfassung des Pedalweges und eines Flüssigkeitsbehälters mit Flüssigkeitsstandsensor. Zwischen Pedaleinheit und Modulatorblock werden entsprechend der Definition einer Brake-by-Wire-Anlage lediglich die Informationen des Fahrerbremswunsches ausgetauscht. Im Modulator werden bei der Bremsbetätigung die Isolationsventile

geschaltet und so die Pedaleinheit energetisch vom Modulator entkoppelt. Im Falle eines Systemfehlers steht durch automatisches Öffnen der Isolationsventile (stromlos offen) die hydraulische Rückfallebene zur Verfügung.

Die Bremsenergie wird über eine elektromotorisch angetriebene Hydraulikpumpe erzeugt und im Hochdruckspeicher des Systems gespeichert. Eine EHB-Anlage verfügt über vier individuell ansteuerbare Druckregelkreise, die mit den hydraulischen Bremsen verbunden sind.

Druckaufnehmer messen den aktuellen Raddruck und stellen in Verbindung mit den Regelventilen den gewünschten radindividuellen Bremsdruck ein. Das Einlassventil verbindet den Druckspeicher mit der Radbremse, das Auslassventil gibt den Zugang zur Rückflussleitung an den Flüssigkeitsbehälter frei. Im Modulator werden die Druckinformationen der vier Radbremsen, des Speicherdruckes und der Druck der Simulationskammer eingelesen und an die Elektronik weitergeleitet.

Bei der Auslegung einer EHB-Anlage sind folgende Kriterien zu berücksichtigen:

#### ■ Auslegung der hydraulischen Rückfallebene

Die hydraulische Rückfallebene ist so auszulegen, dass bei Ausfall der Unterstützungsenergie die gesetzlichen Anforderungen von  $> 3 \text{ m/s}^2$  bei 500 N Pedalkraft erreicht werden.

#### ■ Auslegung der Motor-Pumpen-Einheit und des Speichers

Bei der Auslegung von Motor-Pumpen-Einheit und Speicher ist zum einen der Aspekt der Lebensdauer bzw. Lastwechsel zu betrachten. Zum anderen muss der Volumenstrom der Pumpe Bremsanforderungen, ABS/ESP-Regelsystemanforderungen, entweder aus dem Speicher oder aus dem Fördervolumen der Pumpe, decken können. Das Fördervolumen der Pumpe sollte so ausgelegt sein, dass Spitzenanforderungen aus dem Speichervolumen entnommen werden können, hierbei jedoch nie eine völlige Entladung des Druckspeichers möglich ist.

#### ■ Auslegung des Pedalgefühls

Bei der Auslegung des Pedalgefühls ist bei einer EHB-Anlage lediglich die vom Kunden gewünschte Kraft-Weg-Charakteristik des Bremspedals in

der Simulatoreinheit darzustellen. Die bei konventionellen Systemen erforderliche Abstimmung der Bremsenparameter und deren Auswirkung auf das Pedalgefühl in Bezug auf die Verzögerung über dem Pedalweg oder der Pedalkraft wird beim EHB-System mittels Software eingestellt. So ist es möglich, per Software einem Bremspedalweg den gewünschten Bremsdruck bzw. die gewünschte Verzögerung zuzuordnen.

## 6.4 Simulation von Bremssystemen

Der Einsatz von Simulationstechniken im Produktentwicklungsprozess hilft in vielfacher Weise, die Kosten und Entwicklungszeiten zu senken sowie die Produktqualität zu steigern:

- Test der Funktionalität im frühen Entwicklungsstadium
- Einsparung von Prototypen im weiteren Entwicklungsprozess
- Ersatz von zeitaufwändigen Fahrzeugtests durch simulierte Tests
- Sicherstellen der geforderten Funktionalität im gesamten Einsatzbereich (speziell für Fehlerfälle und in Extremsituationen, die real nur schwer zu reproduzieren sind)
- Optimierung der Funktionalität und des Zeitverhaltens (Ansprechverhalten eines Bauteils)
- Analyse von Bauteil-Schwingungen zur Reduzierung von Geräuschen

Auch aus der Entwicklung von Bremssystemen ist der Einsatz von rechnergestützten Verfahren nicht mehr wegzudenken. Dabei werden einerseits für unterschiedliche Fragestellungen unterschiedliche Methoden angewandt, andererseits aber auch Synergieeffekte im Zusammenspiel der Methoden genutzt. Abb. 6.17 stellt den Systementwicklungsprozess und das Zusammenspiel der dabei eingesetzten Simulationsmethoden dar.

### 6.4.1 Bremssystem-Auslegung

Zunächst erfolgt die grundlegende Dimensionierung des Bremssystems auf Basis der Kundenspezifikationen für das Fahrzeug mittels eines Modells

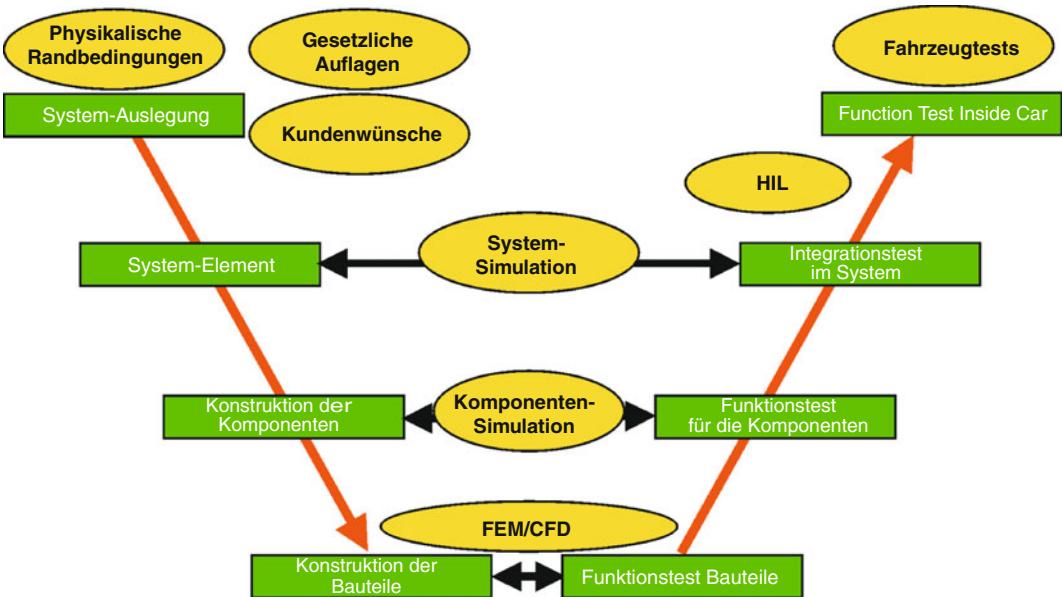


Abb. 6.17 Der V-Prozess der Systementwicklung

des Gesamtsystems, das aus verhältnismäßig einfachen Beschreibungen der Komponenten zusammengesetzt ist. Im nächsten Schritt erfolgt der konstruktive Entwurf der Komponenten, sowie deren detaillierte Funktionsanalyse und Optimierung mit dreidimensionalen Modellen. Anschließend lassen sich die Daten aus diesen Analysen für die Entwicklung von hochaufgelösten Komponenten-Modellen zur Simulation komplexerer Probleme verwenden. Für Echtzeit-Simulation müssen die Modelle vereinfacht werden oder sie werden durch eine kombinierte Entwicklungsumgebung aus Versuchsteilen und mathematischen Modellen (Hardware-in-the-loop – HIL) ersetzt.

Zu den Grundlagen der Bremsystem-Auslegung gehört die Berechnung der Bremskräfte an der Vorder- und Hinterachse (Bremskraftverteilung). Ein standardisiertes Berechnungswerkzeug, welches die grundlegenden Gleichungen beinhaltet, bietet Vorteile durch schnell produzierbare Ergebnisse, einheitliche Tabellen und Diagramme und die leichtere Bewertbarkeit der Ergebnisse. Zudem bleiben alle Ein- und Ausgabewerte für weitere Analysen verfügbar.

Weitere Unterstützung bei einer Bremsystem-Auslegung kann gegeben werden durch:

- Vergleich der Systemwerte mit gesetzlichen Anforderungen (z. B. ECE R13 H, FMVSS 135)
- Berechnung von Pedalkraft und Pedalweg (Pedalcharakteristik)
- Berechnung von Handbremshebelkraft und -weg
- Berechnung von Belagbelastungen (Energieeintrag, Scherkräfte, etc.)
- Berücksichtigung von Kundenforderungen (Visualisierung von Grenzkurven in Diagrammen)
- Berechnung der Temperaturerhöhung von Belag und Bremse
- Einfluss der Temperaturerhöhung auf verschiedene Diagramme, insbesondere Pedalkräfte und Pedalwege (Folgestops, AMS-Test)

Um ein solches Auslegungstool langfristig sinnvoll einsetzen zu können, müssen folgende Forderungen erfüllt sein:

- leichte Bedienbarkeit (Akzeptanz bei den Benutzern)
- generelle Verfügbarkeit des Tools im Entwicklungsprozess
- zentrale Datenhaltung (und damit generelle Verfügbarkeit der Eingabedaten)

- Datenaustausch mit weiteren Entwicklungs-, Präsentations- und Dokumentationsprogrammen
- Möglichkeit zur Auslegung von kompletten Fahrzeug-Plattformen
- regelmäßiger Vergleich der Berechnungsergebnisse mit aktuellen Fahrzeugtests (Validierung)
- regelmäßige Kommunikation zwischen Entwicklern und Benutzern des Tools (schnelle Berücksichtigung von neuen Bremssystem-Komponenten, Änderung von Kennlinien, etc.)

Speziell für Plattform-Auslegungen kann mithilfe dieses Werkzeuges eine automatische Selektion bzw. Optimierung von Komponenten stattfinden.

#### **6.4.2 Analyse der Bremssystemkomponenten mit der Finite-Elemente-Methode**

Dreidimensionale, rechnergestützte Funktionsanalysen (Computer Aided Engineering) finden im Rahmen der Bremsentwicklung, sowohl in der Entwurfsphase, als auch im weiteren Verlauf der Entwicklung statt. Häufigstes Handwerkszeug ist hier die Finite-Elemente-Methode (FEM) bei festen Körpern und die Methode der Finiten Volumina in der Strömungsberechnung.

Die Funktionen des Bremssystems umfassen die Erbringung der Bremsleistung, das Ertragen der Belastungen, das Funktionieren der Mechanismen, aber auch mit weiter zunehmender Bedeutung das Komfort- und das Schwingungsverhalten.

Frühe Analysen dienen der Überprüfung des konstruktiven Entwurfs zu einem Zeitpunkt, zu dem die Teile und Baugruppen lediglich virtuell beschrieben sind. Idealerweise hält das so entworfene Bremssystem in der späteren Entwicklungsphase allen Absicherungsversuchen stand.

Wesentlicher Bestandteil der virtuellen Beschreibung ist die Geometrie, die mit CAD-Systemen (Computer Aided Design) festgelegt wird. Darüber hinaus müssen aber auch physikalische Eigenschaften der Werkstoffe im Betriebstemperaturbereich bekannt sein.

Treten bei der versuchsseitigen Funktionsprüfung noch Probleme auf, so trägt der Einsatz von rechnergestützten Methoden in dieser Entwicklungsphase zum besseren Verständnis der Vorgänge und zur gezielten und effizienten Problemlösung bei.

Die Art der eingesetzten rechnerischen Methoden lässt sich grob in Verfahren, die allgemein im Maschinen- und Fahrzeugbau zur Anwendung kommen, und in spezielle Ansätze, die auf die in Bremssystemen auftretenden Problemstellungen zugeschnitten sind, gliedern. Erstes umfasst Festigkeits- und Steifigkeitsberechnungen, ebenso wie die Ermittlung des thermischen Verhaltens der Bauteile und die Untersuchung von Luft- und Hydraulikflüssigkeitsströmungen. Letzteres betrifft besonders die Analyse von Schwingungen im Frequenzbereich von 0 bis 15.000 Hz, der sowohl den niederfrequenten Komfort, als auch die Geräusche umfasst. Die Besonderheit liegt hier im Vorliegen von Selbsterregung durch die Reibungsvorgänge zwischen Belag und Scheibe. Besonders bei hochfrequenten Schwingungen werden die Grenzen der Rechenmodelle erreicht.

Eine der grundlegenden Auslegungsrechnungen ist die statische Analyse der Bremszange ( Abb. 6.18). Deren Steifigkeit trägt zur Gesamtsteifigkeit des Bremssystems bei und beeinflusst damit das „Pedalgefühl“ des Fahrers. Weiterhin erlauben die ermittelten Spannungen Rückschlüsse auf Festigkeit und Lebensdauer des Bauteils.

In der Bremsscheibe entwickelt sich im Betrieb eine inhomogene Temperaturverteilung ( Abb. 6.19), die zu einer Deformation der Bremsscheibe führt. Die geometrische Gestaltung des Scheibenquerschnitts beeinflusst hierbei die so genannte „Schirmung“, d. h. das Schrägstellen des Reibrings. Die Folge dieses Effektes ist ungleichmäßige Belag-anpressung und -abnutzung sowie ein verlängerter Pedalweg.

Für die Analyse des Geräuschtyps „Quietschen“ (1000...15.000 Hz) hat sich die „Komplexe Eigenwert-Berechnung“ etabliert. Das Coulomb'sche Reibungsgesetz ist Bestandteil des zu lösenden Gleichungssystems und ermöglicht das Auftreten instabiler Schwingungen des Systems. Diese werden durch ihre Frequenzlage und ihre Bewegungsformen gemessenen Geräuschereignissen zu-



Abb. 6.18 Bremszange, FEM-Analyse von Aufweitung und Materialbeanspruchung

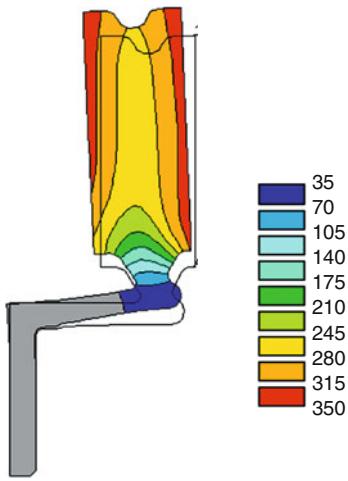


Abb. 6.19 Schirmende Scheibe mit Temperaturfeld

geordnet, Abb. 6.20. Die hierbei verwendeten FE-Modelle von Bremse, Scheibe und Achsbauteilen sind sehr groß. Das Lösen der Gleichungssysteme mit über 300.000 Freiheitsgraden erfordert besonders effiziente mathematische Verfahren.

Die Strömungsberechnung (Computational Fluid Dynamics) befasst sich, neben der Untersuchung von innenbelüfteten Bremsscheiben (Abb. 6.21), u. a. auch mit den Vorgängen in pneumati-

schen Bremskraftverstärkern und in Ventilen der Bremshydraulik.

Mit der Zunahme von elektrischen und elektronischen Komponenten in Brems- und Radschlupfregelsystemen gewinnt die Untersuchung elektrischer und magnetischer Felder mittels der Methode der Finiten Elemente an Bedeutung.

Im Weiteren finden die Ergebnisse von o. g. Analysen Verwendung bei der Bestimmung von Parametern für die Komponenten- und Systemsimulation im Zeitbereich.

#### 6.4.3 Simulation von Bremssystemkomponenten

Die physikalischen Anwendungsgebiete der Computersimulation umfassen bei Bremssystemen:

- Mechanische Analysen (Bremse, Bremskraftverstärker, Hauptzylinder, Belag etc.)
- Hydraulische Analysen (Leitungen, Ventile, Hauptzylinder)
- Pneumatische Analysen (Vakuum-Bremskraftverstärker)
- Elektro-Magnetische Analysen (Magnetventile etc.)
- Thermische Analysen (Bremse, Belag, Bremscheibe)
- Untersuchungen des Regelalgorithmus (ECU)

Bei der Beschränkung auf eines dieser Gebiete lassen sich gute Ergebnisse mit spezialisierten Simulationswerkzeugen erzielen. Da eine Komponente auch mehrere dieser Gebiete umfassen kann (z. B. Mechanik und Pneumatik bei Bremskraftverstärkern), geht ein Trend hin zur Erweiterung dieser spezialisierten Tools in andere Bereiche.

Bei der Modellierung eines Bauteils können verschiedene Detaillierungsstufen unterschieden werden:

- **Detailliertes Modell:** Es werden möglichst alle Effekte betrachtet und modelliert. Hier ist eine kleine Integrationsschrittweite notwendig. Der Integrationsalgorithmus kann an die Aufgabenstellung angepasst frei gewählt werden. Mit diesen Modellen werden Grundsatzuntersuchungen durchgeführt.

- **Optimierte Modelle:** Es werden alle Effekte vernachlässigt, die für die gewählte Aufgabenstellung keine signifikante Auswirkung haben. Im Allgemeinen liefern diese Modelle einen guten Kompromiss zwischen Realitätsnähe und Rechenzeit.
- **Vereinfachte Modelle:** Hier werden alle rechenzeitintensiven Effekte vernachlässigt. Es wird nur berechnet, was unbedingt nötig ist. Das Resultat ist ein Code, der in Hardware-in-the-Loop-Systemen Verwendung findet.
- **Transfer-Funktionen:** Eingabe- und Ausgabegrößen sind durch einfache Funktionen bzw. Kennfelder verbunden, die meist keinen Bezug mehr zu den physikalischen Prozessen haben. Solche Funktionen werden oft in Regelalgorithmen verwendet.

Die Integrationsschrittweiten für Teilmodelle ergeben sich aus den zu simulierenden physikalischen Effekten. Typische Schrittweiten zeigt □ Tab. 6.4.

Zur Realisierung einer Simulation haben sich die folgenden prinzipiellen Methoden herausgebildet:

- **Klassische Mehrkörper-Simulationen:** Ursprünglich zur Beschreibung von mechanischen Bauteilen verwendet, entwickeln sich diese Programme auch in andere Bereiche hinein. Die Modell-Erstellung geschieht hier durch die Auswahl und Kombination vorgefertigter Elemente (Körper und Kontakte). Die zugrundeliegenden Modellgleichungen, die die

Bewegung der Körper beschreiben, sind nicht oder eher selten offen sichtbar.

- **Block-basierte Simulation:** Auf einer grafischen Benutzeroberfläche werden Blöcke und verbindende Wirkungslinien so angeordnet, dass sie den numerischen Lösungsprozess abbilden. Ursprünglich zur Beschreibung von Regelsystemen verwendet, haben diese Programme das Potenzial, auch sämtliche anderen Fragestellungen zu bearbeiten. Bestimmte vorgefertigte Module können in eigenen Modellen verwendet werden, es sind aber Anpassungen der Blöcke oder die Erstellung neuer Blöcke möglich.
- **C-Code-basierte Simulation:** Die allgemeingültigste Form der Modell-Erstellung. Sämtliche Effekte können nachgebildet werden, jedoch muss jeder Zusammenhang explizit formelmäßig dargestellt werden.

#### 6.4.4 Gesamtsystem-Simulation

Die Sicherstellung eines optimalen Fahrzeugverhaltens ist eines der wichtigsten Ziele des Entwicklungsprozesses. Um die Auswirkungen des Bremsystems auf das Fahrzeugverhalten zu bewerten, muss eine Gesamtsystem-Simulation durchgeführt werden, indem die erprobten Teilmodelle aus der Komponenten-Simulation mit zusätzlichen Modellen kombiniert werden, die das Fahrzeug- und Fahrerverhalten beim Befahren einer vorgegebenen Strecke beschreiben, □ Abb. 6.22.

Eine Gesamtsystem-Simulation ist auch aus den folgenden Gründen nötig:

- Wechselwirkungen von Bauteilen untereinander können untersucht werden, die bei einer reinen Komponenten-Simulation nicht auftreten (insbesondere Ausbildung von schwingungsfähigen Systemen).
- Jede Komponente tritt mit ihrer Umgebung in Interaktion. Bei bestimmten Komponenten wird diese Interaktion so groß, dass es sinnvoller ist, ein weiteres Simulationsmodell, statt vorgegebener Randbedingungen, einzusetzen. Insbesondere bei der Einbindung von Regelalgorithmen (ABS, TC, ESP, etc.) müssen die Sensorwerte (Radgeschwindigkeiten,

□ **Tabelle 6.4** Simulationsschrittweiten zur Modellierung verschiedener Simulationsaufgaben

Simulationsmodellaufgabe	Integrations-schrittweite
Fahrzeug mit Radaufhängung	1ms
Reifen	1ms
Hydraulikleitungen	100 µs
Hydraulikventile	10 µs
Bremskraftverstärker mit Hauptzylinder	50 µs
Bremse	200 µs

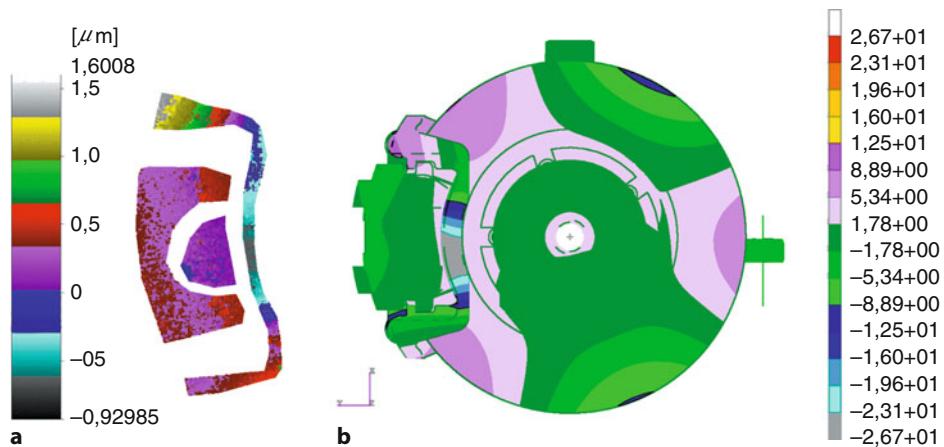


Abb. 6.20 Analyse von Bremsgeräuschen: Laser Holographie Messung (a) und Simulation (b)

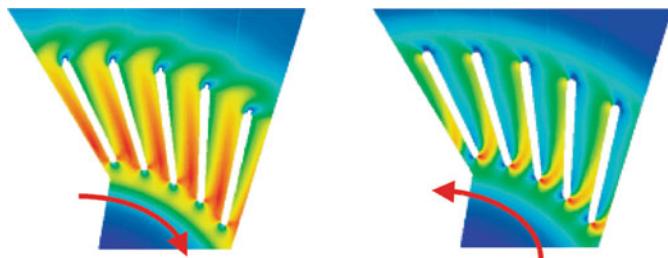


Abb. 6.21 Simulation der Kühlluft-Strömung durch eine Bremsscheibe

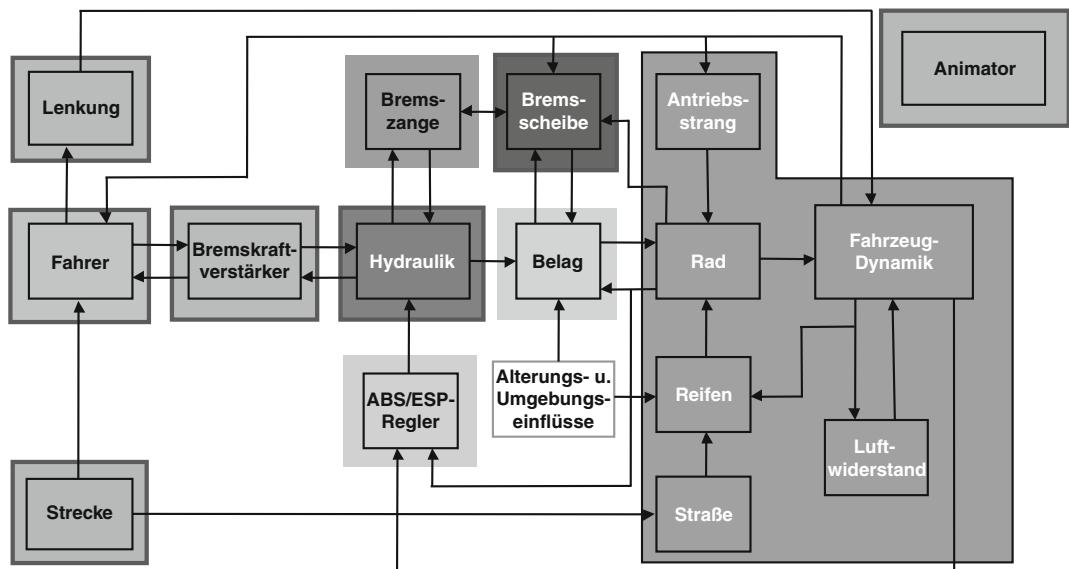


Abb. 6.22 Interaktionen der Gesamtsystemsimulation

## Literatur

- Beschleunigungen) durch ein Fahrzeugmodell erzeugt werden.
- Gegenüber realen Fahrzeugtests ist bei einer Simulation die exakte Reproduzierbarkeit der Randbedingungen gegeben.

Die verwendeten Modelle sind meist optimierte oder vereinfachte Modelle, da die Rechenzeit nicht mehr vernachlässigt werden kann (insbes. für Hardware in the loop). Je nach Anwendungsfall können zusätzliche Modelle nötig sein: Fahrzeug, Lenkung, Motor, Radaufhängung, Reifen, Straße und Fahrer.

Besondere Aufmerksamkeit muss den Schnittstellen zwischen den Modellen geschenkt werden. Nur durch standardisierte Schnittstellen ist eine Austauschbarkeit von Modellen (z. B. verschiedener Detailierungsgrade) gewährleistet.

Um die Gesamtsystem-Simulation durchzuführen, müssen alle erforderlichen Teilmodule miteinander interagieren, d. h. Daten austauschen. Prinzipiell lassen sich zwei Varianten unterscheiden:

- Alle TeilmODELLE sind in einer gemeinsamen Simulationsumgebung eingebunden. Vorteile bieten sich im praktischen Handling und im Datenaustausch während der Simulation. Ein Nachteil ist, dass es oft hohen Aufwand erfordert, verschiedene TeilmODELLE einzubinden, die unterschiedliche Schrittweiten benötigen und die auf unterschiedliche Art modelliert sind.
- Verschiedene TeilmODELLE laufen in ihrer eigenen spezialisierten Simulationsumgebung (Co-Simulation). Die Vorteile sind, dass spezialisierte Integrationsalgorithmen verwendet werden können und wenig Portierungsaufwand notwendig ist. Der Nachteil ist der erhöhte Kommunikationsaufwand zwischen den TeilmODELLEN. Insbesondere bei starker Wechselwirkung zwischen TeilmODELLEN und entsprechend häufigem Informationsaustausch kann dies zu langen Rechenzeiten oder auch Konvergenzproblemen führen („steife Differenzialgleichungen“).

Für alle Simulationsanwendungen sind angemessene Möglichkeiten zum Postprocessing absolut notwendig. Sind bei der Komponentensimulati-

on Diagramme schon ausreichend, so ist bei der Gesamtsystem-Simulation eine Animation des Fahrzeugs unverzichtbar.

Die gestiegenen Anforderungen der letzten Jahre haben zu folgenden Spezialanwendungen geführt:

- **Hardware-in-the-loop-Systeme:** Eine oder mehrere reale Komponenten arbeiten in einer Echtzeit-Simulationsumgebung. Diese Methode wird zum Test in der Endphase der Komponenten-Entwicklung verwendet, entweder als Einzeltest oder als automatisierter Dauertest. Wie bereits oben ausgeführt, muss nicht nur schnelle „echtzeitfähige“ Simulationshardware zur Verfügung stehen, sondern auch speziell angepasste Simulationsmodelle. Die Simulationsergebnisse dienen der Qualitätssicherung und müssen daher in die Entwicklungsdokumentation eingebunden werden.
- **Software-in-the-loop-Systeme:** Die Algorithmen der Fahrzeugregelsysteme werden als TeilmODELLE in die Simulation eingebunden. Diese Methode kann im gesamten Entwicklungsprozess der Regelsysteme benutzt werden, um Erweiterungen oder Verbesserungen zu testen und auftretende Fehler zu analysieren bzw. zu korrigieren.
- **Passabfahrt- und Folgestop-Simulation:** Eine Abfolge von extremen Bremsmanövern wird simuliert. Der Schwerpunkt dieser Simulationen liegt auf der Temperaturberechnung von Bremse, Bremsbelag und Bremsscheiben.

## Literatur

1. DIN Deutsches Institut für Normung (Hrsg.): Bremsung von Kraftfahrzeugen und der Anhängerfahrzeuge – Begriffe, DIN ISO 611 (1997–2001)
2. Reimpell, Jörnsen (Hrsg.): Burckhardt, Manfred: Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen. Vogel, Würzburg (1991)
3. Reimpell, Jörnsen (Hrsg.): Fahrwerktechnik: Grundlagen. 2. Aufl. Vogel, Würzburg (1988)
4. DIN Deutsches Institut für Normung (Hrsg.): Hydraulische Bremsanlagen-Zweikreisbremsanlagen, DIN 74.000, Ausgabe (1992)

# Aufbau und Komponenten von Pkw-Bremsanlagen

James Remfrey, Steffen Gruber und Jan Sendler

- 7.1 Einführung – 125**
  - 7.1.1 Physikalische Grundlagen – 125
  - 7.1.2 Arten von Bremsanlagen – 128
  - 7.1.3 Aufbau von Pkw-Bremsanlagen – 129
- 7.2 Bremskraft-Generierung – 130**
  - 7.2.1 Scheibenbremsen – 132
  - 7.2.2 Trommelbremsen – 142
  - 7.2.3 Elektrischer Starter-Generator – 145
- 7.3 Bremsenergieübertragung und -modulation – 146**
  - 7.3.1 Mechanisch-Hydraulische Bremsdruckmodulation – 146
  - 7.3.2 Elektro-Hydraulische Bremsdruckmodulation – 148
  - 7.3.3 Übertragungselemente – 163
- 7.4 Bremsbetätigung – 164**
  - 7.4.1 Bremskraftverstärker – 164
  - 7.4.2 (Tandem)-Hauptzylinder – 169
- 7.5 Mensch–Maschine-Schnittstelle (engl. = HMI) – 172**
  - 7.5.1 Betriebsbremse HMI – 172
  - 7.5.2 Feststellbremse HMI – 173
  - 7.5.3 Pedalcharakteristik (Ergonomie) – 177

**7.6      Neue und zukünftige Bremssysteme – 179**

7.6.1    Elektro-Hydraulische Bremsbetätigung – 179

7.6.2    Elektrisch-Hydraulische Kombibremse – 179

**Literatur – 181**

## 7.1 Einführung

Die Funktionstüchtigkeit der Bremsen bestimmt maßgeblich die Sicherheit jedes Fahrzeugs und seiner Insassen sowie die Sicherheit anderer Verkehrsteilnehmer. Die Komponenten des Bremssystems zählen daher zu den Sicherheitssteinen und unterliegen strengen gesetzlichen Bestimmungen. Grundsätzliche Funktionen eines Bremssystems sind:

- Verringern der Geschwindigkeit, gegebenenfalls bis zum Stillstand an gewünschter Stelle (Verzögerungsbremse)
- Verhindern ungewollter Beschleunigung bei Talfahrt (Beharrungsbremse)
- Vermeidung unerwünschter Bewegung des ruhenden Fahrzeugs (Feststellbremse)

Bei Personenwagen und Motorrädern wird der Begriff „Bremse“ im Allgemeinen für hydraulisch betätigte Reibungsbremsen verwendet, darüber hinaus werden heute auch sog. regenerative Bremssysteme (► Abschn. 7.2.3) in Pkws eingesetzt. Dauerbremsen, etwa Motorbremse oder Retarder, werden in ► Kap. 8 behandelt – sie sind nur bei schweren Nutzfahrzeugen verbreitet.

Für Bremssystemkomponenten bestehen hohe Anforderungen hinsichtlich Robustheit, Funktionsicherheit bei unterschiedlichsten Umweltbedingungen, Umweltverträglichkeit, Akustik (NVH = noise, vibration, harshness) und Ausfallsicherheit.

Aufgrund zunehmender Fahrzeug-Geschwindigkeiten und -Gewichte wurden die Leistungsfähigkeit des Bremssystems wie auch die Funktionssicherheit stetig verbessert. Darüber hinaus wurde ihr Funktionsumfang deutlich erhöht. Vor allem der Einsatz von Elektronik brachte einen Technologiesprung, der im Verein mit anspruchsvollen hydraulischen Regeleinheiten die Entwicklung folgender Radschlupf-Regelsysteme ermöglichte:

- **ABS** (Antiblockiersystem): Erhält bei Vollbremsungen bei bestmöglichster Verzögerung Fahrstabilität und Lenkbarkeit
- **EBV** (Elektronische Bremskraftverteilung): Ermöglicht bei Teilbremsungen die Annäherung

der radindividuellen Bremskräfte an die ideale Verteilung

- **ASR** (Antriebsschlupfregelung): Verbessert die Fahrstabilität auch durch Bremseneingriff als Mittel zur Erhöhung der Traktion beim Beschleunigen – vor allem bei seitenweise unterschiedlichen Reibbeiwerten
- **ESP** (Elektronisches Stabilitätsprogramm): Erleichtert unabhängig vom Fahrzustand eine möglichst genaue Umsetzung des gewünschten querdynamischen Fahrverhaltens
- **EBA-City** (Notbremsassistent): Vollautomatische Notbremsung im Stadtgeschwindigkeitsbereich zur Vermeidung von Auffahruntfällen

Das Bremssystem der Zukunft wird nicht mehr ausschließlich hydraulisch, sondern zunehmend elektrohydraulisch oder elektrisch betätigt werden. Dieser Technologiewechsel ermöglicht eine weitere Integration von Funktionen.

### 7.1.1 Physikalische Grundlagen

Bewegungsänderungen von Fahrzeugen (Lenken, Beschleunigen, Bremsen) werden von Kräften bewirkt. Alle Kräfte zur Änderung der Fahrzeugbewegung, die der Fahrer eines Fahrzeugs beeinflussen kann, werden ausschließlich durch die Reibverbindung zwischen Reifen und Fahrbahn übertragen (► Abb. 7.1). Die maximale Höhe dieser Reibkräfte hängt u.a. von den Normalkräften an den Rädern, den so genannten Radlasten, ab. Sie werden durch Fahrzeuggewichtskraft und aerodynamischen Auf-/Abtrieb hervorgerufen. Zu diesem statischen Anteil kommen im instationären Fahrbetrieb noch dynamische Anteile hinzu: Achslastverlagerungen (z.B. beim Antrieben/Bremsen, Kurvenfahrt) bedingt durch die Schwerpunktlage des Fahrzeugs oder Fahrbahnunebenheiten erzeugen dynamische Radlasten, die sich den statischen Anteilen überlagern. Mit diesen Radlastschwankungen variieren im Fahrbe-

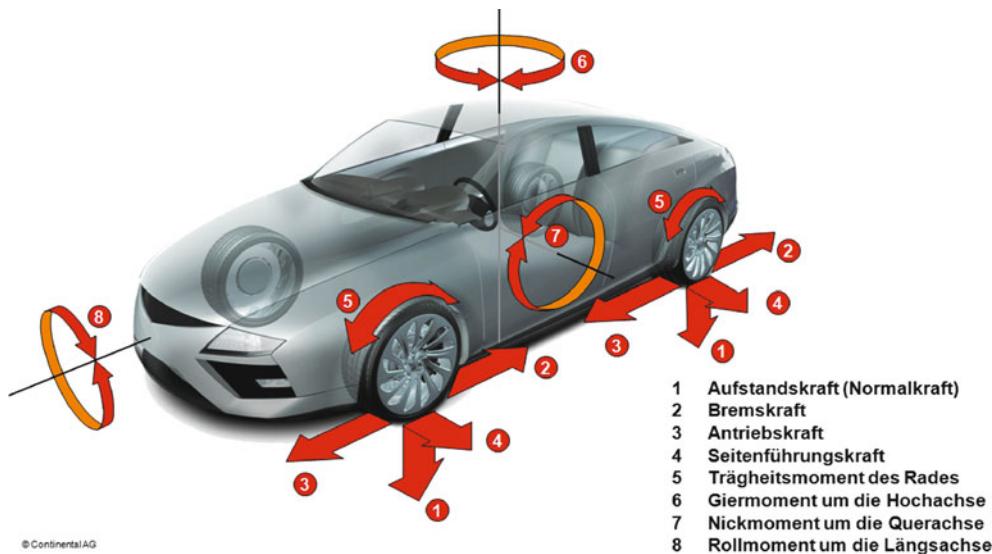


Abb. 7.1 Kräfte und Momente am Fahrzeug

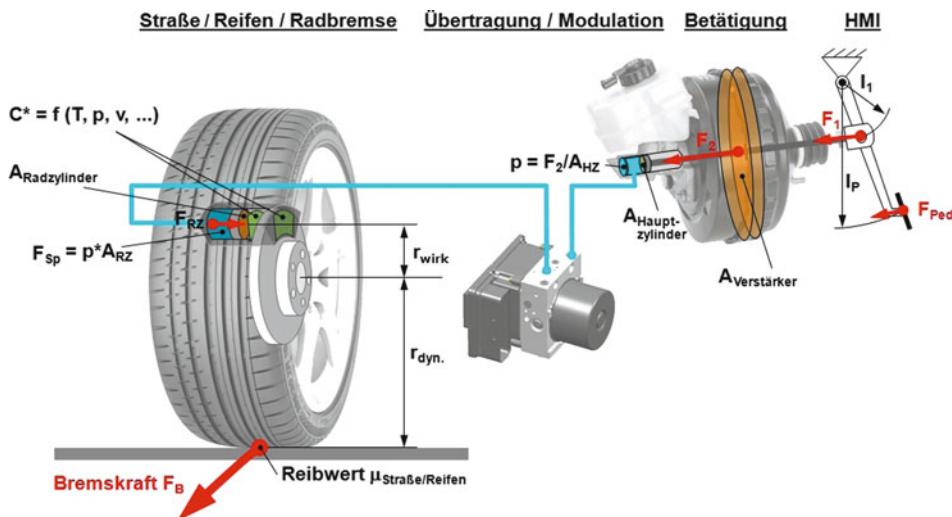


Abb. 7.2 Von der Pedalkraft zur Bremskraft

trieb auch die auf die Fahrbahn übertragbaren Kräfte.

Nachfolgend ist für das hydraulische Bremsystem die Wirkkette beschrieben (Abb. 7.2):

Die Bremskraft am Rad wird von der Betätigungs Kraft (Fußkraft auf dem Bremspedal) zuzüglich einer Hilfskraft aus einem Bremskraftverstärker erzeugt. Im (Tandem-)Hauptzyylinder wird die Betätigungs Kraft in hydraulischen Druck gewandelt.

Überschlägig lassen sich nachfolgende Gleichungen aufstellen. Der hydraulische Bremsdruck  $p$  errechnet sich aus Fahrerfußkraft  $F_{\text{Ped}}$ , Pedalübersetzung  $i_{\text{Ped}}$ , Bremskraftverstärkung  $i_{Vs}$ , Hauptzylinderfläche  $A_{HZ}$  und Wirkungsgrad  $\eta_{\text{Betätigung}}$ :

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F_{\text{Ped}} \cdot i_{\text{Ped}} \cdot i_{Vs}}{A_{HZ}} \cdot \eta_{\text{Betätigung}} \quad (7.1)$$

## 7.1 · Einführung

Dieser Druck wirkt auf die Radbremszylinder, welche die Reibflächen der Bremsen mit Spannkräften beaufschlagen. Dadurch wird ein Bremsmoment am Rad erzeugt, welches über die Reifen als Bremskraft auf die Fahrbahn übertragen wird. Diese Bremskraft  $F_B$  am Rad errechnet sich aus hydraulischem Druck  $p$ , Radbremszylinderfläche  $A_{RZ}$ , Wirkungsgrad  $\eta_{RZ}$ , innerer Übersetzung  $C^*$ , wirksamem Reibradius  $r_{wirk}$  und dynamischem Reifenrollradius  $r_{dyn}$ :

$$F_B = p \cdot A_{RZ} \cdot \eta_{RZ} \cdot C^* \cdot \frac{r_{wirk}}{r_{dyn}} \quad (7.2)$$

Die innere Übersetzung  $C^*$  wird auch als Bremsenkennwert bezeichnet. Sie beschreibt das Verhältnis von Umfangs-/Reibkraft an den Bremsbelägen zur Spannkraft am Radbremszylinder:

$$C^* = \frac{F_{B,U}}{F_{Sp}} \quad (7.3)$$

Als äußere Übersetzung  $i_{\ddot{a}}$  wird das Verhältnis zwischen Spannkraft am Radbremszylinder und Betätigungsdruck am Bremspedal bezeichnet. Sie kann auch unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades als Verhältnis von Pedalweg zu den Spannwegen (inkl. Verlustwege) an  $n$  Bremsen dargestellt werden:

$$i_{\ddot{a}} = \frac{F_{Sp}}{F_{Ped}} = \eta_{Bet} \cdot \frac{s_{Ped}}{n \cdot s_{Sp}} \quad (7.4)$$

Kombiniert man obige Gleichungen, erhält man (in stark vereinfachter Form und mit begrenztem Gültigkeitsbereich) die Radbremskraft als Funktion der Fahrerfußkraft, welche von den Eigenschaften der drei Subsysteme „Mechanik Betätigung“, „Hydraulik“ und „Mechanik Radbremse“ abhängt:

$$F_B = \underbrace{i_{Ped} \cdot i_{Vs} \cdot \eta_{Bet}}_{\text{Mechanik Betätigung}} \cdot \underbrace{\frac{A_{RZ}}{A_{HZ}} \cdot \eta_{RZ} \cdot C^* \cdot \frac{r_{wirk}}{r_{dyn}}}_{\text{Hydraulik}} \cdot \underbrace{F_{Ped}}_{\text{Mechanik radbremse}} \quad (7.5)$$

Als rotierende Massen besitzen die Räder Trägheitsmomente. Deren Beharrungsvermögen gegenüber Drehzahlveränderungen muss insbesondere beim

Bremsen mit Schlupfregelung ebenfalls berücksichtigt werden.

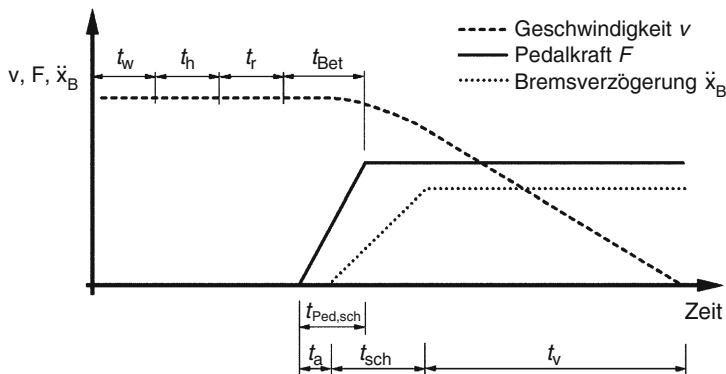
Neben diesen längsdynamischen Betrachtungen spielen auch querdynamische Effekte eine Rolle bei Brems- und Fahrstabilitätssystemen (► Abschn. 7.3.2). Ein Drehmoment um die Fahrzeug-Vertikalachse wird als Giermoment bezeichnet. Es wird entweder durch den Fahrer (z. B. Lenken) oder durch äußere Einflüsse (z. B. Seitenwind, reibwertbedingt unterschiedliche Antriebs-/Bremskräfte auf beiden Fahrzeugeiten) erzeugt. Die so genannten Seitenführungskräfte wirken der Zentrifugalkraft bei Kurvenfahrt entgegen und halten das Fahrzeug in der Spur. Bei Überbeanspruchung der Reibpaarung Reifen-/Fahrbahn kann ein Giermoment nicht mehr ausreichend über die Seitenführungskräfte an den Rädern kompensiert werden, d. h. das stabile Kräftegleichgewicht geht verloren und das Fahrzeug kommt ins Schleudern. Im Rahmen der physikalischen Grenzen können Fahrstabilitätssysteme den Fahrer durch gezielten Bremseneingriff in solchen Situationen unterstützen (► Abschn. 7.3.2).

## Bremsvorgang

Ein Bremsvorgang lässt sich bis zum Stillstand des Fahrzeugs in folgende Phasen untergliedern, □ Abb. 7.3:

- Auftauchen eines Hindernisses
- Wahrnehmungszeit  $t_w$  (Hindernis-Erkennung durch Fahrer)
- Schreckzeit  $t_h$
- Reaktionszeit  $t_r$
- Betätigungszeit  $t_{Bet}$
- Anschwellzeit der Fußkraft  $t_{Ped,sch}$
- Ansprechzeit der Bremse  $t_a$  (Berührung des Pedals bis zum Erreichen einer spürbaren Verzögerung)
- Schwelldauer  $t_{sch}$  (ab  $t_a$  bis Erreichen von 75 % des Druck-Endwertes)
- Vollbremszeit  $t_v$
- Lösezeit (Zeit zwischen dem Beginn des Lösens der Betätigungsseinrichtung und dem vollständigen Verschwinden der Bremskraft)

Für die Dauer der Bremsung kann aufgrund der Fahrzeug- und Bremsdynamik keine konstante Verzögerung vorausgesetzt werden. Für viele Betrachtungen ist die erreichte mittlere Verzögerung  $\bar{a}$  über



**Abb. 7.3** Zeitlicher Ablauf eines Bremsvorgangs

dem Bremsweg jedoch ausreichend. Sie errechnet sich aus der Ausgangsgeschwindigkeit  $v_0$  und dem Bremsweg  $s$ :

$$\bar{a} = \frac{v_0^2}{2 \cdot s} \quad (7.6)$$

Kurze Bremswege bzw. das Erreichen maximaler Verzögerung setzen u. a. folgende Rahmenbedingungen voraus:

- Hoher Reibwert zwischen Fahrbahn und Reifen
- Schneller Aufbau einer möglichst großen Betätigungs Kraft
- Unmittelbares Ansprechen der Bremsanlage ohne Verlustzeiten in Betätigung, Übertragungsgliedern, Radbremsen etc.
- Rad-individuelle vollständige Reibwertausnutzung
- Annäherung an die ideale Bremskraftverteilung

Elektronische Regelsysteme ermöglichen insbesondere Normalfahrern die Optimierung einiger zuvor genannter Rahmenbedingungen für kurze Anhaltewege (z. B. Bremsassistent). Sie werden in nachfolgenden Kapiteln im Detail erläutert.

## 7.1.2 Arten von Bremsanlagen

Für Kraftfahrzeuge ist die Ausrüstung mit zwei voneinander unabhängigen Bremsanlagen gesetzlich vorgeschrieben.

Unterschieden werden hinsichtlich ihrer Funktion:

### Betriebs-Bremsanlage (BBA)

Diese wird über das Bremspedal betätigt und dient zur Verzögerung des Fahrzeugs bis zum Stillstand.

### Hilfs-Bremsanlage (HBA)

Die Hilfs-Bremsanlage muss die Verzögerung des Fahrzeugs bei Ausfall der Betriebs-Bremsanlage sicher stellen. Diese Funktion wird mit Hilfe eines zweiten Bremskreises in der Betriebs-Bremsanlage erreicht.

### Feststell-Bremsanlage (FBA)

Diese hat die Aufgabe, das Fahrzeug nach dem Stillstand gegen Wegrollen ab zu sichern ([Abschn. 7.2.2](#)).

### Dauer-Bremsanlage (DBA)

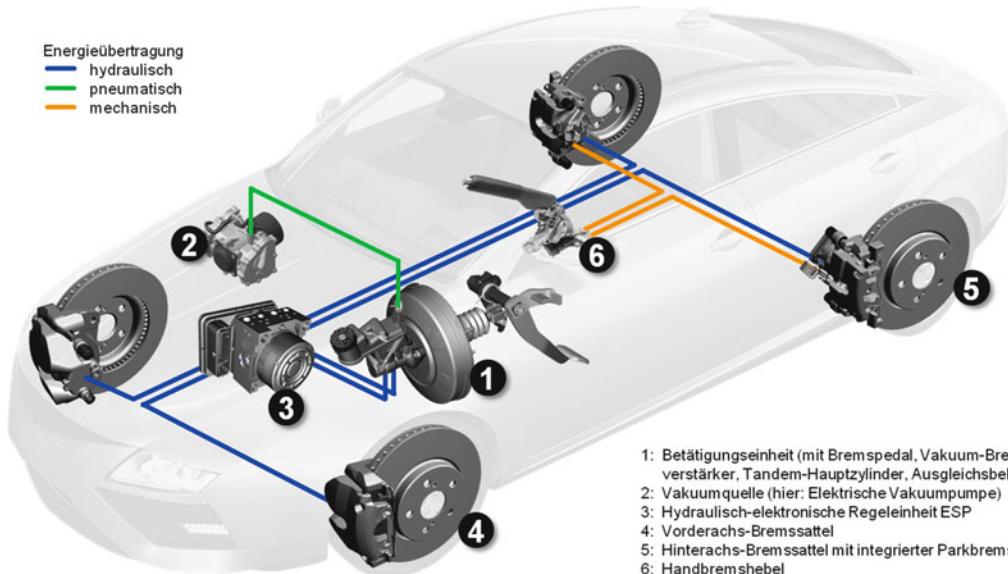
Sie entlastet die Betriebs-Bremsanlage z. B. auf längeren Gefällestellen, wird aber ausschließlich bei schweren Nutzfahrzeugen (LKW) eingesetzt.

Eine typische Anordnung der wichtigsten Komponenten eines Pkw-Bremssystems mit den Funktionen Betriebs-Bremsanlage, Hilfs-Bremsanlage und Feststell-Bremsanlage ist in [Abb. 7.4](#) dargestellt.

## Allgemeine Anforderungen

Betriebs- und Hilfsbremsanlage müssen in ihrer Wirkung vom Fahrzeugführer dosierbar sein. Die Bremsanlagen müssen so gebaut sein, dass die geforderte Bremswirkung zuverlässig erreicht wird. Der Zustand der Bauteile muss leicht nachprüf-

## 7.1 · Einführung



■ Abb. 7.4 Komponenten eines typischen vakuumverstärkten hydraulischen Pkw-Bremssystems

bar sein. Verschleißteile sind so zu bemessen, dass sie erst nach angemessener Betriebsdauer nachgestellt oder ausgewechselt werden müssen. Für Verschleißkompensation sind Nachstelleinrichtungen vorzusehen.

Die Anlagen müssen vom Fahrersitz ergonomisch und zeitlich unmittelbar betätigt werden können. Beeinträchtigungen beim Führen des Fahrzeugs sind hier nicht zulässig.

In den Vorschriften ist in der Regel eine Abbremsung oder ein Bremsweg bei einer maximalen Fußkraft vorgeschrieben. Die geforderten Werte sind nach Bremsanlage und Fahrzeugklasse gestaffelt. Für die Betriebsbremsanlage von Pkw wird z. B. in Europa eine Abbremsung von  $0,6\text{ g}$  bei  $500\text{ N}$  Fußkraft gefordert. In den Vorschriften ist hierfür auch die Prüfmethode festgelegt. Neben der geforderten Abbremsung wird in den meisten Vorschriften aus Fahrstabilitätsgründen noch eine Blockierreihenfolge gefordert. So darf z. B. in Europa die Hinterachse bei Verzögerungen zwischen  $0,15$  und  $0,8\text{ g}$  nicht vor der Vorderachse blockieren. Fahrzeuge mit ABS müssen die Vorschriften zur Blockierreihenfolge nicht erfüllen, da hier ein Blockieren der Räder generell verhindert wird.

### 7.1.3 Aufbau von Pkw-Bremsanlagen

Um ein Bremsmoment an der Schnittstelle zwischen Fahrzeug und Fahrbahn darzustellen, werden in Pkw-Bremsanlagen grundsätzlich folgende Funktionsbaugruppen eingesetzt, □ Abb. 7.5:

- Bremskraftgenerierung (► Abschn. 7.2)
- Bremsenergieübertragung und Modulation (► Abschn. 7.3)
- Betätigung, inkl. der zwischen den Baugruppen benötigten Übertragungselemente (► Abschn. 7.4)
- Mensch–Maschine-Schnittstelle (engl. HMI = Human Machine Interface) (► Abschn. 7.5)

Aufgrund von gesetzlichen Anforderungen werden die Einzelemente der Funktionsbaugruppen unterschiedlich in so genannten Bremskreisaufteilungen vernetzt. Die Aufteilung in getrennte Bremskreise erhöht die Sicherheit gegen Ausfall eines Teils der Bremsanlage. Das Fahrzeug muss mit dem intakt gebliebenen Bremskreis noch gemäß der gesetzlichen Bestimmung abgebremst werden können.

Aufgrund unterschiedlicher Fahrzeug-Achslast-Verteilungen und Schwerpunktlagen ergeben

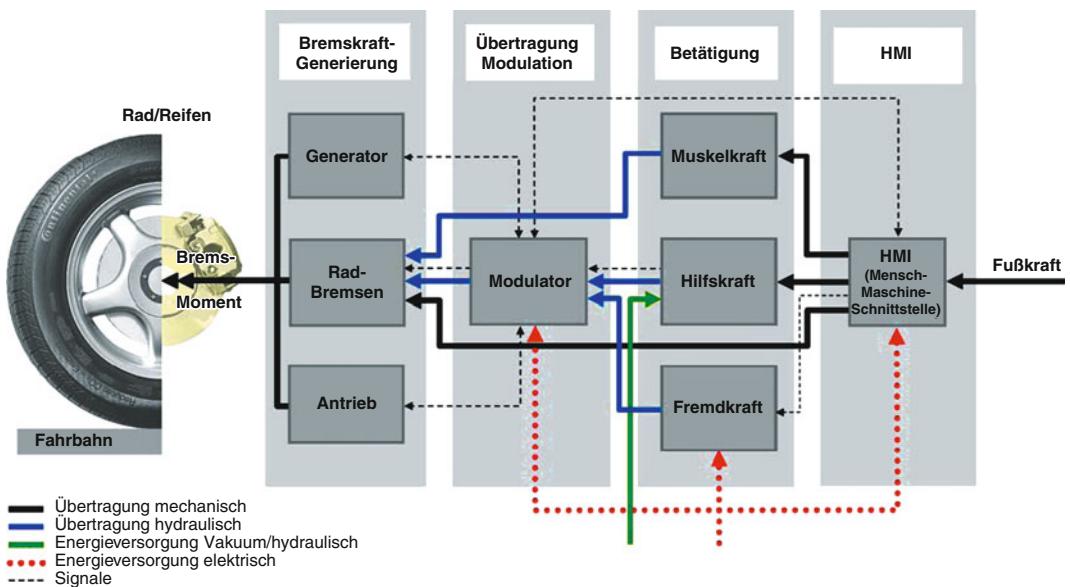


Abb. 7.5 Mögliche Bremsystem-Wirkketten im Pkw

sich verschiedene Möglichkeiten zur Aufteilungen der Bremskreise. Am häufigsten sind (s. auch DIN 74000):

#### Vorder-/Hinterachs-Bremskreislaufteilung („schwarz/weiß“: S/W-Aufteilung)

(„schwarz/weiß“: S/W-Aufteilung): Hierbei werden Vorderräder und Hinterräder des Fahrzeugs jeweils von einem separaten Bremskreis versorgt. Wesentliche Aspekte hierbei sind:

- Kein Schieffahren des Fahrzeugs bei Kreisausfall
- Einsatzmöglichkeit eines gestuften Tandem-Haupt-Zylinders (unterschiedliche „äußere Übersetzung“ für Vorder- und Hinterachse)
- Einsparung einer zweiten Bremsleitung zur Hinterachse
- Verbleibende HA-Bremswirkung bei thermischer Überlastung der Vorderachse (z. B. bei Dampfblasenbildung bei hydraulischer Bremse)

**Diagonale Bremskreislaufteilung („X-Aufteilung“, „X-Split“):** Bei dieser Anordnung werden jeweils die diagonal gegenüber liegenden Bremsen von einem Bremskreis versorgt. Der höhere Bremskraftanteil der Vorderachse wird dabei auch bei einem Kreisausfall immer an einem Rad genutzt. Schieffahrt

hen bei Kreisausfall infolge der unsymmetrischen Bremskraftverteilung zwischen links und rechts kann durch entsprechende Achskonstruktion, z. B. durch einen negativen Lenkradius, kompensiert werden (s. ▶ Kap. 1). Die diagonale Bremskraft-Aufteilung wird vorwiegend in Fahrzeugen mit höherem Vorderachslastanteil verwendet.

**Sonstige hydraulische Bremskreislaufteilung (HH-Aufteilung):** Aus Kostengründen in Pkws wenig verbreitet sind Bremskreislaufteilungen, bei denen in einem Bremssattel an der Vorderachse (HH-Aufteilung auch Hinterachse) zwei Kolben separat von je einem Bremskreis angesteuert werden. Dies hat zur Folge, dass bei Ausfall eines Bremskreises immer noch beide Vorderachsbremsen – wenn auch nur mit einem von zwei Kolben – gebremst werden können. Solche Bremskreislaufteilungen finden vorwiegend in Fahrzeugen mit hohem zulässigen Gesamtgewicht und bei leichten Lkws Verwendung.

## 7.2 Bremskraft-Generierung

Primär werden beim Pkw Reibungsbremsen zur Bremskraftgenerierung am Rad eingesetzt

## 7.2 · Bremskraft-Generierung

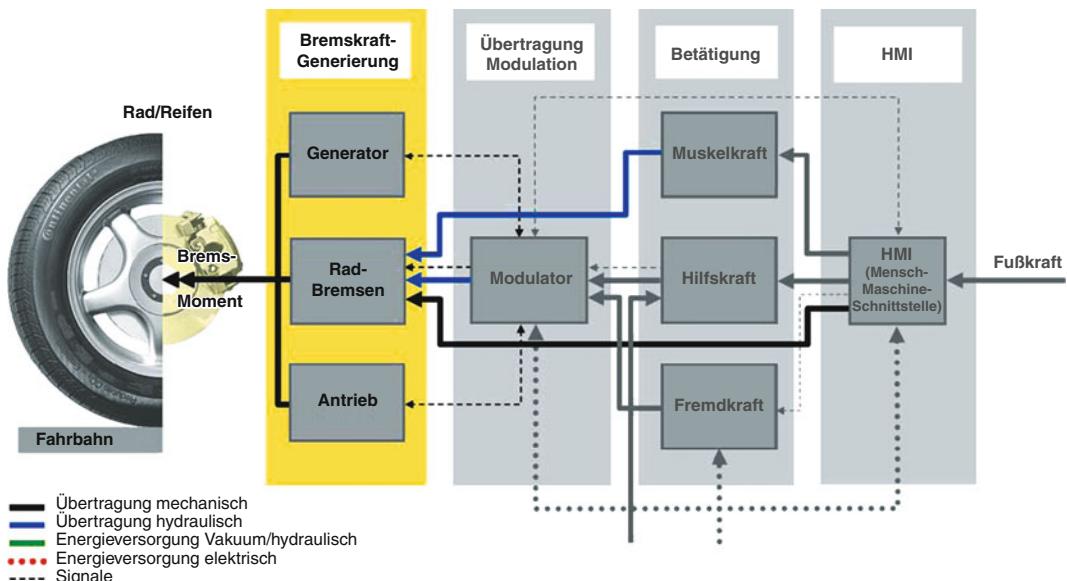


Abb. 7.6 Mögliche Bremsystem-Wirkketten im Pkw: Bremskraftgenerierung

(Abb. 7.6). Dabei werden Bremsmomente erzeugt, die kinetische Energie in Wärme umwandeln. Reibungsbremsen sind bei Pkws konstruktiv als so genannte Scheibenbremse (► Abschn. 7.2.1) oder Trommelbremse (► Abschn. 7.2.2) ausgeführt.

Die kennzeichnende Größe von Reibungsbremsen ist das Verhältnis von erzeugter Umfangskraft an Trommel oder Scheibe zur eingeleiteten Spannkraft, der so genannte „C-Stern Wert“ ( $C^*$ ). Bauart, Geometrie und Bremsbelagreibwert bestimmen diesen  $C^*$ -Wert. Da Trommelbremsen bei gleicher Zuspakkraft höhere Bremskräfte erzeugen können, ist ihr  $C^*$ -Wert um ein Vielfaches höher als der von Scheibenbremsen. Die unvermeidlichen Bremsbelagreibwertschwankungen wirken sich daher allerdings bei Trommelbremsen viel stärker auf die Bremsmomente aus als bei Scheibenbremsen.

Die deutlich geringere Kennlinienveränderung bei Reibwertschwankungen (Abb. 7.7) und ihre hohe thermische Belastbarkeit sprechen für die Scheibenbremse. Mit Aufkommen der Hilfskraftbremsanlagen zog sie in den Personenwagen ein und verdrängte dort ab etwa 1960 die Trommelbremse. Trommelbremsen finden sich in Pkw heute nur noch an der Hinterachse.

Darüber hinaus kann der Verbrennungsmotor durch sein Schleppmoment einen Beitrag zur Fahr-

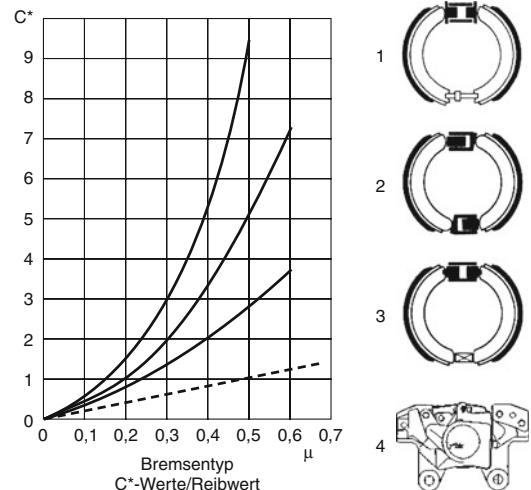


Abb. 7.7 Typische  $C^*$ -Kennwerte von Bremsen: 1 Duo-Servo Trommelbremse, 2 Duplex-Trommelbremse, 3 Simplex-Trommelbremse, 4 Scheibenbremse

zeugverzögerung leisten. Die Schleppleistung von Serienmotoren kann bis zu 7 kW pro Liter Hubraum betragen. Im Gegensatz zur Radbremse stützt sich das Motorschleppmoment nicht direkt an der Radaufhängung, sondern an der Karosserie ab.

Bereits heute werden kombinierte Baugruppen aus Starter/Generator in Serienfahrzeugen verbaut. Diese können im Generatorbetrieb Bremsmomente bewirken und durch Erzeugung von elektrischer Energie einen Beitrag zur Energierückgewinnung leisten (regeneratives Bremsen) (► Abschn. 7.2.3).

## 7.2.1 Scheibenbremsen

Eine Scheibenbremse ist die Kombination aus einem am Achsschenkel befestigtem Bremssattel und einer mit dem Rad verbundenen Bremsscheibe zur Erzeugung von Bremsmomenten. Wegen ihrer hohen thermischen Belastbarkeit und ihres gleichmäßigen und reproduzierbaren Ansprechverhaltens wird sie in nahezu allen Pkws als Vorderachsbumpe eingesetzt. Zuverlässigkeit unter extremen Bedingungen am Einbauort stellen hohe Anforderungen an die Bauteil- und Funktionsrobustheit.

Auch die Hinterachsbumpe wird zunehmend als Scheibenbremse ausgeführt.

Scheibenbremsen sind Axialbremsen. Die Zugspannkräfte des Bremssattels werden über hydraulische Zylinder in axialer Richtung auf die Bremsbeläge aufgebracht, die beidseitig auf die Planreibflächen der Bremsscheibe (auch „Rotor“ genannt) wirken. Die Kolben und Beläge sind in einem satellitartig über den Außendurchmesser der Scheibe greifenden Gehäuse untergebracht. Die Beläge stützen sich in Drehrichtung der Scheibe an einem am Achsschenkel befestigten Bauteil ab.

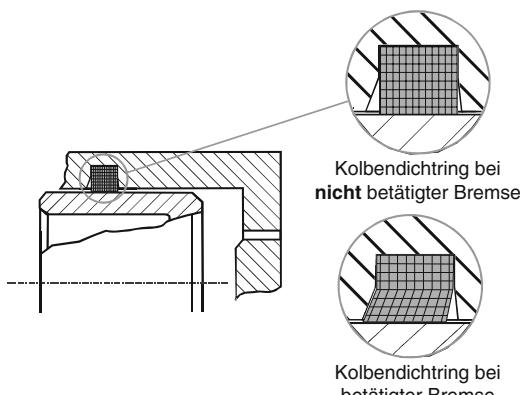


Abb. 7.8 Verformung des Kolbendichtrings (Vierkantring)

Die Bremsbelagflächen bedecken jeweils einen Teil einer ebenen Ringfläche (Teilscheibenbremse). Vollscheibenbremsen, bei denen die gesamte Scheibe mit einem ringförmigen Belag in Berührung gebracht wird, sind im Pkw-Bau nicht gebräuchlich. Bei Scheibenbremsen werden Fest-, Rahmen- und Faustsättel unterschieden: Festbügel beinhalten Kolben zu beiden Seiten der Bremsscheibe (► Abb. 7.11); Rahmen- und Faustbügel nur auf einer Seite, sie sind axial verschiebbar gelagert (► Abb. 7.12 und ► Abb. 7.14).

Merkmale der Scheibenbremse sind:

- Hohe thermische Belastbarkeit
- Geringere Empfindlichkeit gegenüber Reibwertschwankungen des Belags (s. o.)
- Gleichmäßiges Ansprechen (Reproduzierbarkeit)
- Gleichmäßiger Belagverschleiß
- Einfache (selbsttätige) Nachstellung
- Gutes Löseverhalten

Das freie Drehen des Rades bei ungebremstem Fahrzeug trägt wesentlich dazu bei, den Kraftstoffverbrauch zu senken und das Verschleißverhalten zu beeinflussen.

Die Abdichtung der Kolben im Sattel erfolgt durch Kolbendichtringe mit quadratischem Querschnitt in einer profilierten Gehäusenut (► Abb. 7.8). Sie erzeugen nach dem Bremsvorgang ein Zurückziehen des Kolbens (rollback) und sorgen dadurch für ein so genanntes „Lüftspiel“ (geringes Rest-Bremsmoment). Bei starker axialer Verformung und Verschiebung der Bremsscheibe (z. B. Radlagerspiel) wird mit der Dichtungsgeometrie das Wiedervorziehen des Kolbens erreicht (knockback).

Der Bereich zwischen Kolben und Gehäusebohrung sichert eine Schutzkappe gegen Schmutz und Feuchtigkeit. Zur Überbrückung von Belag- und Bremsscheibenverschleiß sowie axialer Toleranzen ist sie als Faltenbalg ausgeführt.

An der höchstegelegenen Stelle des Bremssattels ist zum Entlüften der Bremsanlage eine Entlüfterschraube angebracht, um eingedrungene Luft aus der Bremshydraulik zu entfernen. Sämtliche Reparaturen am Bremsystem sind ausschließlich von einer Fachwerkstatt auszuführen.

## Spezifische Themen und Begriffe

### Fading

Hohe Temperaturen beeinflussen den Reibwert von Bremsbelägen. Innerhalb der normalen Betriebstemperaturen, dazu gehören auch starke Belastungen wie eine Bremsung aus Höchstgeschwindigkeit und Passabfahrten, sind diese Reibwertänderungen gering. Werden die Bremsen thermisch übermäßig beansprucht, kann es zum so genannten „Fading“ kommen. Der Belagreibwert nimmt dann deutlich ab, die gewünschte Fahrzeugverzögerung kann nur noch mit dementsprechend stark erhöhter Pedalkraft erreicht werden. Ursache für Fading ist u. a. das so genannte „Ausgasen“, d. h. bestimmte Bestandteile des Belagmaterials verdampfen und bilden ein Gaspolster zwischen Belag und Reibfläche. Die Neigung zum Fading kann reduziert werden durch eine Wärmebehandlung der Beläge am Ende des Produktionsprozesses. Ein vollständiges Ausgasen ist allerdings nicht sinnvoll, da andere wertvolle Eigenschaften des Belages verloren gehen.

Für extreme Einsatzgebiete gibt es spezielle Bremsbelagmischungen (so genannte „Rennbeläge“), die erst bei hoher Betriebstemperatur ihren maximalen Reibwert entwickeln.

### Rubbeln

Unter Rubbeln wird das periodische Auftreten von Bremskraftschwankungen, trotz konstanter Betätigungs Kraft, verstanden. Diese können über die Karosserie, die Lenkung und das Bremspedal zum Fahrer weitergeleitet werden. Es handelt sich um niederfrequente Schwingungen, die körperlich wahrnehmbar sind (im Gegensatz zu Geräuschen, bei denen es sich um hochfrequente Schwingungen handelt, die akustisch wahrnehmbar sind). Rubbeln ist in Form von Bremspedalpulsionen und/oder Lenkrad- oder Karosserieschwingungen wahrnehmbar. Ursache für das Rubbeln sind Dickenschwankungen der Bremsscheibe (DTV, siehe unten) im 1/1000 mm Bereich oder Verwerfungen der Scheibe auf Grund von thermischer Überlastung (Hot Spots, siehe unten).

### Hot Spots

„Hot Spots“ sind durch thermische Überlast verursachte fleckenhafte Veränderungen (entweder Ge-

fügeveränderungen in der Scheibe oder Reibbelag-auftrag auf der Scheibe) gleichmäig verteilt an der Bremsscheibenoberfläche. Hot Spots verursachen Rubbeln.

### Lüftspiel

Damit beim normalen ungebremsten Fahrbetrieb keine Bremskraft wirkt, dürfen die Reibbeläge die Bremsscheibe nicht berühren. D. h. sie müssen einen bestimmten Abstand zur Bremsscheibe einhalten. Dieser Abstand wird Lüftspiel genannt. Zu großes Lüftspiel führt zu langen Bremspedalwegen, zu kleines Lüftspiel zu Restmomenten und damit erhöhtem Kraftstoffverbrauch.

### Roll Back

Der Dichtring zwischen Bremskolben und Bremssattel soll neben der Dichtfunktion den Kolben nach dem Bremsvorgang um einen bestimmten Weg zurückziehen, um ein Lüftspiel bereitzustellen, das so genannte „Roll Back“. Dieses **statische Lüftspiel** wird konstruktiv eingestellt. Er wird im Wesentlichen beeinflusst durch die Geometrie der Dichtringnut und die Oberflächenbeschaffenheit von Kolben und Dichtring. Das **dynamische Lüftspiel** ergibt sich infolge von Bewegungen zwischen Bremsscheibe und Bremssattel. So werden z. B. bei hoher Querbeschleunigung die Reibbeläge weit zurückgeschoben, da die Bremsscheibe infolge von Radlagerspiel und Elastizitäten ihre Winkellage verändert; sie „kippt“.

### Knock Back

Die Rückstellfunktion des Kolbens im Bremssattel nach Verschieben entgegen der Betätigungsrichtung wird „Knock Back“ genannt. Die Wirkungsweise ist mit dem zuvor beschriebenen „Roll Back“ vergleichbar.

### Schrägverschleiß

Ungleichmäßiger Reibbelagdickenverschleiß über die Belagfläche wird Schrägverschleiß genannt. Er kann sowohl in radia ler (außen/innen) als auch in tangentialer (Einlauf/Auslauf) Richtung auftreten. Der unterschiedliche Verschleiß zwischen zwei Belägen in einem Bremssattel wird als Differenzverschleiß bezeichnet.

## Scheibenschlag

Unter Scheibenschlag wird die axiale Bewegung pro Umdrehung der Brems Scheibe aufgrund von Fertigungstoleranzen, Lagerspielen und Steifigkeiten verstanden. Bei übermäßigem Scheibenschlag berührt die Brems Scheibe immer wieder die Beläge und es entsteht DTV. Übliche Werte für den Scheibenschlag liegen heute bei ca. 50 µm.

## Disc Thickness Variation (DTV)

Als DTV wird die unterschiedliche Dicke eines Reibrings einer Brems Scheibe bezeichnet. DTV wird verursacht z.B. durch den periodischen Kontakt des Reibbelags mit der Scheibe im ungebrems ten Zustand. Dadurch verschleißt die Scheibe an diese Stelle stärker und ist damit dünner. Typische DTV-Werte im Neuzustand sind < 8 µm. DTV führt zu Bremskraftschwankungen und je nach Empfindlichkeit des Fahrzeugs zum Rubbeln.

## Auslegung von Scheibenbremsen

Die Auslegung von Scheibenbremsen ist die technische Optimierung von:

- Bauraum
- Zuspanspannung
- Verformung
- Gewicht
- Temperaturverhalten

Der verfügbare *Bauraum* wird maßgeblich von Felgen- und Scheibendurchmesser beeinflusst. Fahrzeugdaten (Gewicht, Höchstgeschwindigkeit), Scheibendurchmesser und verfügbares Reibbelag material bestimmen die erforderliche *Zuspanspannung*.

Zur Dimensionierung der Scheibenbremse verwendet man den  $C^*$ -Wert, der sich aus dem Verhältnis von Reibkraft  $F_{B,U}$  und Zuspanspannung des Kolbens  $F_{Sp}$  ( $A_{RZ}$  = Kolbenfläche,  $p$  = hydraulischer Druck,  $\mu$  = Belagreibwert) ergibt:

$$C^* = 2 \frac{F_{B,U}}{F_{Sp}} \quad \text{mit } F_{B,U} = A_{RZ} \cdot p \cdot \mu \quad (7.7)$$

und

$$F_{Sp} = A_{RZ} \cdot p \quad \text{gilt: } C^* = 2\mu \quad (7.8)$$

Die Zuspanspannung wird in der Kolbenmitte angreifend angenommen. Übliche Reibwerte für Scheibenbremsen liegen zwischen  $\mu = 0,35$  bis 0,50

(d.h.  $C^* = 0,7 \dots 1,0$ ), wobei  $\mu$  als mittlerer Betriebsreibwert der Belagsorte definiert ist. Diese schwanken in Abhängigkeit von Scheibentemperatur, Fahrzeuggeschwindigkeit, Flächenpressung, etc.

Die Zuspanspannung des Bremssattels wird durch hydraulischen Druck erzeugt. Die dadurch bedingte *Verformung* bestimmt den Bedarf an Bremsflüssigkeit, die so genannte „*Volumenaufnahme*“. Ein typischer Wert für das Gesamtbremssystem eines Kompaktklassenfahrzeugs beträgt ca. 10 cm<sup>3</sup> bei 100 bar und kalter Bremse. Die Volumenaufnahme beeinflusst wesentlich die Auslegung der übrigen hydraulischen Bremssystemkomponenten. Die Größe der Verformung ist konstruktiv gestaltbar, bestimmt aber letztlich auch das *Gewicht*.

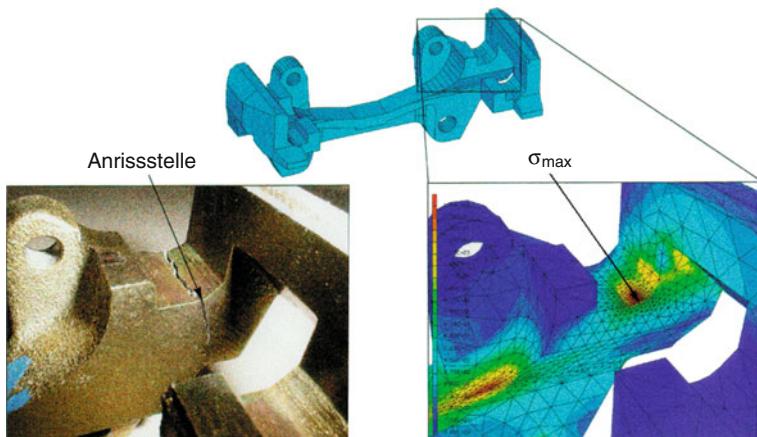
Die Umwandlung von kinetischer Energie des Fahrzeuges über Reibung zwischen Reibbelag und Brems Scheibe bestimmt das *Temperaturverhalten* (► Kap. 25).

Für eine Abschätzung von Bauteilverformung/Volumenaufnahme und Temperatur im Bremssystemarbeitsdruckbereich (bis ca. 160 bar) werden rechnergestützte 3D-Modelle genutzt. Die resultierende Spannungsverteilung im Bauteil wird mit FEM-Werkzeugen ermittelt und dargestellt, ► Abb. 7.9. Verifikation und der auf das Fahrzeug leben bezogene Festigkeitsnachweis erfolgen später durch Versuche.

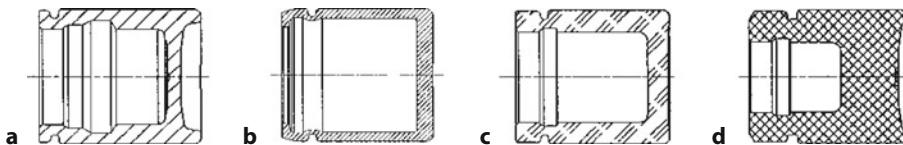
## Bremssattel-Werkstoffe

Die Gehäuse von Bremssätteln werden im Allgemeinen aus Kugelgraphitguss in den Qualitäten GGG50...60 gegossen. Bei Anforderungen an geringes Gewicht setzt man verschraubte Gehäuse ein, wobei die Zylinderseite aus hochfestem Aluminiumguss und die Gehäusepratze, die über die Scheibe auf den Belag der Felgenseite führt, aus hochwertigem Kugelgraphitguss besteht. Bei besonderen Anforderungen an geringes Gewicht wird das gesamte Gehäuse als ein Teil in Aluminium ausgeführt (► Abb. 7.17 Faustrahmensättel).

Bremskolben werden aus a) Grauguss, b) Stahl, c) Aluminium-Legierungen und d) spritzbaren Kunststoffen hergestellt, ► Abb. 7.10. Bei Stahlkolben werden Tiefzieh- und Fließpressverfahren verwendet. Erforderliche Oberflächengüte und Sicher-



■ Abb. 7.9 Spannungsverteilung in der Simulation



■ Abb. 7.10 Bremskolben aus verschiedenen Werkstoffen (a = Grauguss, b = Stahl, c = Aluminium-Legierungen und d = spritzbare Kunststoffe)

zustellung von Durchmessertoleranzen machen das Schleifen des Außendurchmessers notwendig.

### Festsattel

An der Vorderachse schwerer Pkws mit Heckantrieb sind Festsättel weit verbreitet, da diese Fahrzeuge ausreichenden Einbauraum bieten. Zudem haben sie meist einen deutlich positiven Lenkradius, sodass der Sattel nicht so tief in die Felgenschüssel verlegt werden muss.

Festsättel sind durch beidseitig der Scheibenreibflächen angeordnete Bremszylinder und durch ein feststehendes Gehäuse gekennzeichnet (■ Abb. 7.11). Das Gehäuse besteht aus zwei Hälften, die axial miteinander verschraubt sind. Die auf beiden Scheibenseiten befindlichen Kolben sind durch Kanalbohrungen in den Gehäusehälften hydraulisch miteinander verbunden. Die Kanalbohrungen sind an der Kontaktfläche mit Dichtungen nach außen abgedichtet. Der Übergang dieser Bohrungen über den Scheibenaußendurchmesser ist thermisch sensibel. Besondere Maßnahmen zur

Kühlluftführung und ausreichend gute Bemessung der Scheibe verhindern eine Dampfblasenbildung der Bremsflüssigkeit, die zum Bremsen-ausfall durch zu hohe Bremsflüssigkeitsaufnahme (= Pedal am Boden) führen könnten. Die Beläge stützen sich tangential an Anschlagführungen seitlich der Kolben ab. Vorteil dieser Sattelkonstruktion ist die durch hohe Steifigkeit bedingte geringe Volumenaufnahme im Betriebstemperaturbereich.

Eine neue Entwicklung bietet der Aluminium-Monoblock Festsattel mit gezogenen Bremsbelägen; Vorteile hierbei sind geringes Gewicht und Steigerung des akustischen Komforts.

### Rahmensattel

Fahrzeuge mit negativem Lenkradius (► Abschn. 1.6) bedingen die Verlagerung der Bremsscheiben axial tiefer in die Felgenschüssel. Der Einbauraum verkleinert sich dadurch. Hier bietet sich der Einsatz eines Rahmensattels an, da der Kolben sich nur auf einer Seite befindet. Erste Serienlösungen

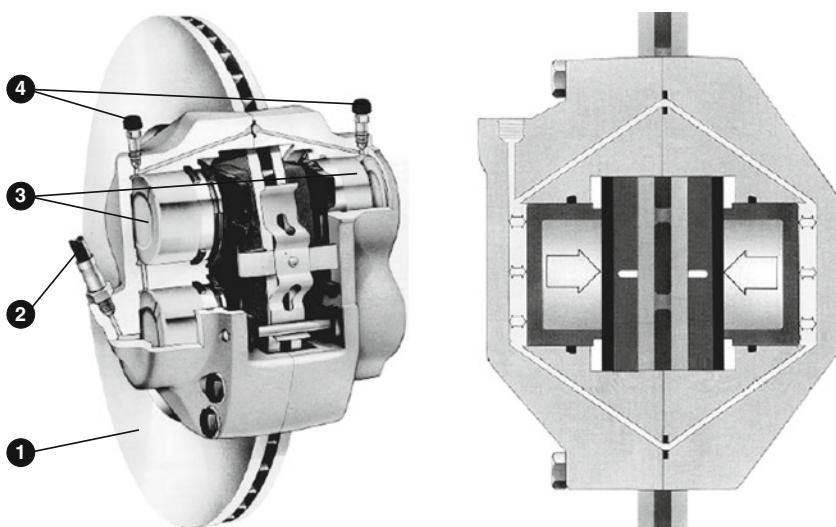


Abb. 7.11 Festsattel: 1 Bremsscheibe, 2 Bremskolben, 3 Hydraulischer Anschluss, 4 Entlüftungsschrauben

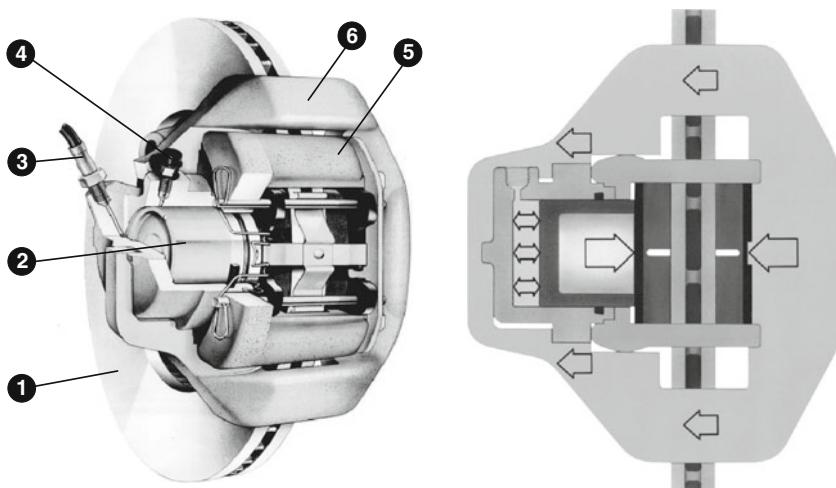


Abb. 7.12 Schwimmrahmensattel: 1 Bremsscheibe, 2 Bremskolben, 3 Hydraulischer Anschluss, 4 Entlüftungsschraube, 5 Halter, 6 Rahmen

waren zunächst Schwimmrahmensättel. Diese arbeiten mit nur einem, auf der Scheibeninnenseite angeordneten Bremszylinder, dessen Reaktionskraft ein Rahmen über die Scheibe auf den felgenseitigen Belag überträgt. Das Zylindergehäuse ist im Rahmen eingeknopft. Beide Beläge stützen ihre jeweiligen tangentialen Bremsumfangskräfte direkt auf die beiden Arme des Halters ab, die mit der Radnabe bzw. dem Achsschenkel fest verschraubt sind. Der große, offene Belagschacht erlaubt der Kühlluft

ungehinderten Zugang zu den Belägen. Die dadurch erreichbare niedrige Temperatur der Bremsflüssigkeit ist ein wesentlicher Vorteil des Rahmensattels.

### Faustsattel

Auch beim Faustsattel (Abb. 7.14) liegt der Kolben auf der Seite zur Fahrzeugmitte. Radseitig wird daher nur wenig Bauraum benötigt, sodass der Faustsattel ebenfalls einen negativen Lenkrollradius er-

## 7.2 · Bremskraft-Generierung

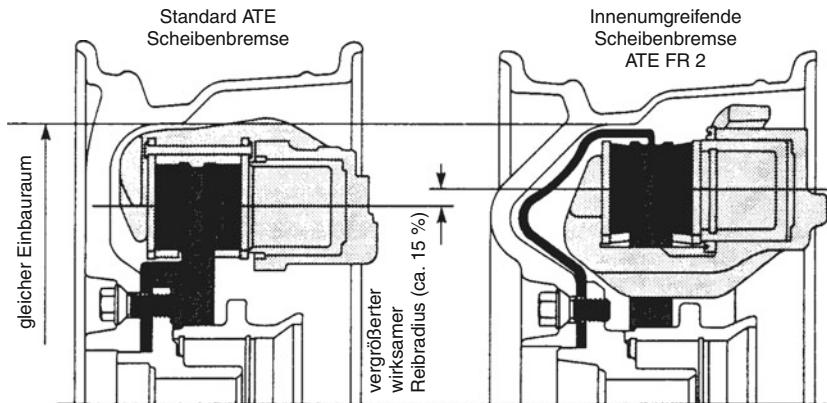


Abb. 7.13 Innenumgreifende Scheibenbremse

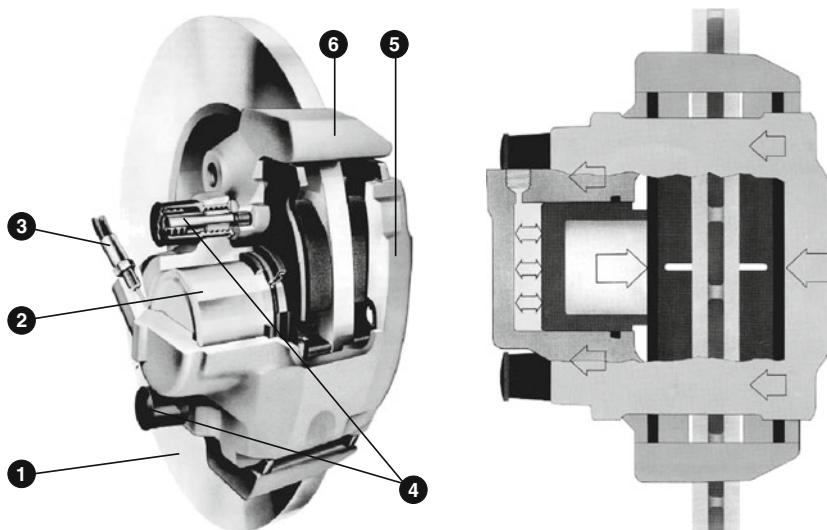


Abb. 7.14 Faustsattel Bauart Teves FN: 1 Bremsscheibe, 2 Bremskolben, 3 Hydraulischer Anschluss, 4 Dämpfungshülsen (Bushings), 5 Halter, 6 Rahmen

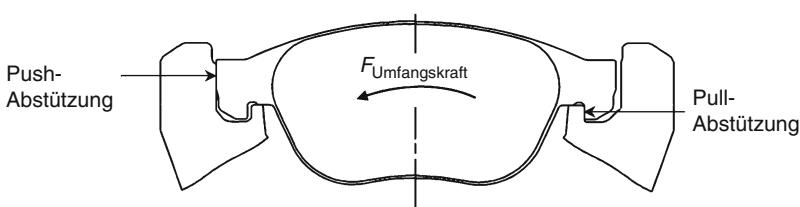


Abb. 7.15 Gezogene Beläge (Push-Pull-Prinzip)

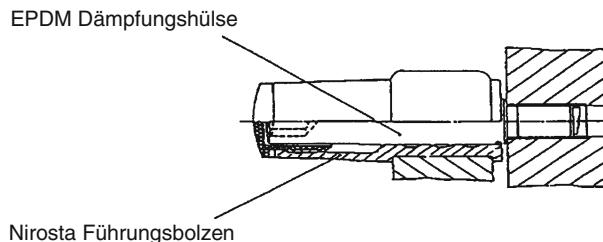


Abb. 7.16 Dämpfungshülse (Bushing) aus EPDM (Ethylen-Propylen-Dien-Monomer)

laubt. Seine kompakte Bauweise erlaubt sogar die Kombination von Vorderradantrieb (meist mit diagonaler Kreisaufteilung) und negativem Lenkrollradius. Wesentliche Vorteile des Faustsattels sind:

- große Belagflächen
- optimale Belagform
- geringes Gewicht
- geringe Einbaumaße

Das Gehäuse ist meist einteilig und gleitet auf zwei Armen eines festgeschraubten Halters oder des Achsschenkels. Die Halterarme können felgenseitig mit einer angegossenen Brücke verbunden sein oder – wie beim Teves FN-Prinzip, über hakenförmige Enden der Belagplatte. Diese Ausführung erlaubt es, die Beläge beim Bremsvorgang zumindest teilweise als gezogene Beläge auszuführen (pull-push Prinzip). Die axialen Reibungskräfte in den Halterführungen liegen auf der Scheibeneinlaufseite und führen dadurch zu zwei wesentlichen Funktionsvorteilen: Zum einen ist der Belagverschleiß wie gewünscht parallel, da sich die Beläge gleichmäßig an die Scheibenreibfläche „schmiegen“. Zum anderen werden Geräusche, speziell das Quietschen, deutlich reduziert. Zum anderen werden Geräusche, speziell das Quietschen, deutlich reduziert. Zum Belagwechsel werden die beiden Bolzen gelöst und die Gehäusefeder ausgehängt, um das komplette Gehäuse anschließend radial anzuheben.

### Innenumgriffene Bremsscheibe (Innenumgreifender Sattel)

Das Bestreben, die Wirkung der Radbremsen bei vorgegebenen Felgendurchmessern über eine Vergrößerung der Bremsscheibe zu verbessern, führte zu Lösungen wie der **innenumgreifenden Schei-**

**benbremse**. Diese aufwändige Lösung wurde durch Weiterentwicklungen der konventionellen Bauarten verdrängt.

Die Sattellösung nach Abb. 7.13 ermöglicht eine sehr große Bremsscheibe im Rad. Sie ist daher für Fahrzeuge hoher Leistung und Geschwindigkeit geeignet. Aus Korrosionsgründen ist es erforderlich, den Scheibentopf, der mittels eines eingezogenen Rings mit dem belüfteten Reibring verschweißt ist, aus nichtrostendem Edelstahl herzustellen.

### Faustsattel FN

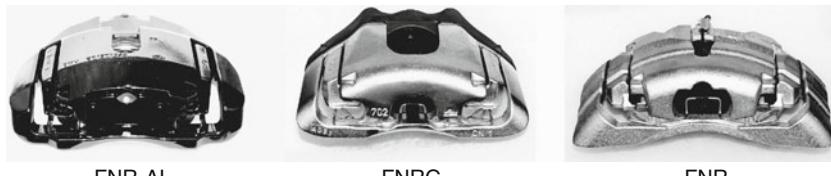
Durch eine spezielle Faustsattelkonstruktion (FN-Ausführung) ist ein Reibradius realisierbar, der fast die Scheibengröße einer innenumgriffenen Scheibe erreicht. Dabei kann die Gehäusebrücke an der engsten Konturenstelle zur Felge sehr lang und dünn gehalten werden, ohne dass die Sattelsteifigkeit (Volumenaufnahme) nachteilig beeinflusst wird.

Diese Ausführung erlaubt es, die Beläge beim Bremsvorgang zumindest teilweise als gezogene Beläge auszuführen (Pull-Push-Prinzip, Abb. 7.15).

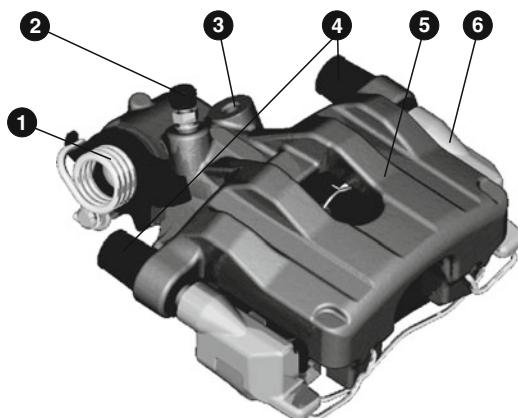
Die axialen Reibungskräfte in den Halterführungen (Abb. 7.16) liegen auf der Scheibeneinlaufseite und führen dadurch zu zwei wesentlichen Funktionsvorteilen: Zum einen ist der Belagverschleiß wie gewünscht parallel, da sich die Beläge gleichmäßig an die Scheibenreibfläche „schmiegen“.

Zum Belagwechsel werden die beiden Bolzen gelöst und die Gehäusefeder ausgehängt, um das komplette Gehäuse anschließend radial anzuheben.

Noch größere Scheibendurchmesser sind bei der **FNR-Bremse** realisierbar (Abb. 7.17). Bei dieser Bauart wird die Gehäusebrücke auch nach au-



■ Abb. 7.17 Fauxrahmensattelvarianten: FNR-AL: Aluminium, FN RG: Composite, d. h. Halter Aluminium, Brücke und Sattel aus Grauguss, FNR: Grauguss



■ Abb. 7.18 Kombi-Faustsattel FNC: 1 Spannvorrichtung, 2 Entlüftungsschraube, 3 Hydraulischer Anschluss, 4 Dämpfungshülsen (Bushings), 5 Gehäuse, 6 Halter

ßen um die Haltearme herumgeführt und auf der Felgenseite mit der mittleren Gehäusepratze zu einem einzigen Gussstück fest verbunden.

### Fauxrahmensattel FNR

Eine weitere Vergrößerung des Scheibenaußendurchmessers ist bei Einsatz eines Faust-Rahmen-Sattels (FNR) möglich. Hierbei wird die Gehäusebrücke, wie beim Faustsattel beschrieben, ebenfalls nach außen um die beiden Haltearme herumgeführt und felgenseitig mit der mittleren Gehäusepratze zu einem einzigen Gussstück fest verbunden.

### Kombinierter Faustsattel

Der Kombi-Faustsattel (FNC) fasst die Funktionen von Betriebs- und Feststellbremse in einem Scheibenbremssattel zusammen, ■ Abb. 7.18. Dieselben Reibpartner werden für beide Aufgaben genutzt.

Die Betriebsbremse erfolgt hydraulisch, analog zum Faustsattel.

Die Feststellbremse wird mechanisch über einen Bowdenzug aktiviert, welcher über einen Hebelmechanismus die Betätigungsrolle verdreht. Für die Feststellbremfunktion ist der niedrigere  $C^*$ -Wert einer Scheibenbremse ( $C^* = 2\mu$ ) zu berücksichtigen. Die Betätigung kann über Handhebel, Fußpedal oder elektrisch erfolgen.

Gegenüber der Verschleißnachstellung der Betriebs(scheiben)bremse – Kolben rutscht unter dem Dichtring vor – ist die Nachstelleinrichtung für die Feststellbremse aufwändiger (■ Abb. 7.19).

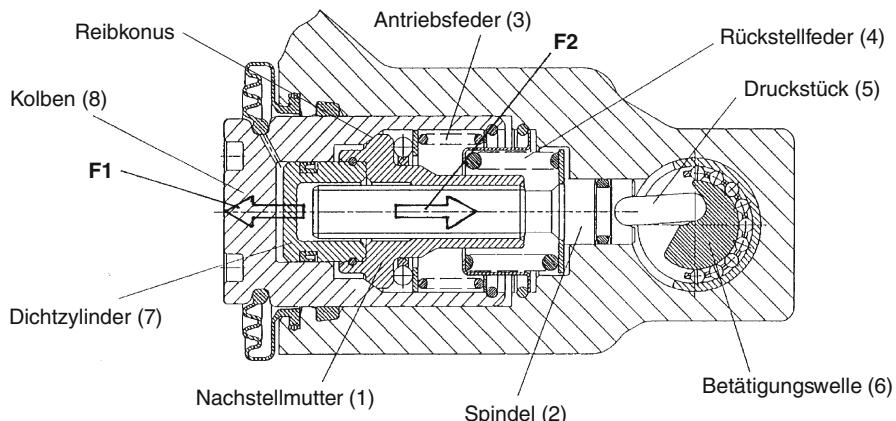
### Verschleißnachstellung Feststellbremse

Tritt während einer Bremsung zusätzlich zu Belagkompression und Verformungen des Gehäuses noch Verschleiß auf, kann dieser Verschleißweg durch Gehäuseentlastung, bzw. durch die Rückstellfähigkeit des Dichtrings, nicht vollständig kompensiert werden, es erfolgt eine Nachstellung aufgrund von Belag- bzw. Scheibenverschleiß.

Die Spindel (2) wird dann durch die Kraft der Rückstellfeder (4) wieder zur Anlage am Druckstück (5) gebracht. Da die Rückstellfederkraft einem Mehrfachen der Antriebsfederkraft entspricht, wird die Nachstellmutter (1) von der Spindel (2) mitgenommen, und der Reibkonus öffnet sich. Die Nachstellmutter wird nun durch die Wirkung der Antriebsfeder zur Drehung veranlasst und schließt den Reibkonus wieder. Damit ist ein axialer Längenausgleich (Nachstellung) erfolgt.

### Bremsscheiben

Beim Bremsen wird kinetische Energie in Wärme umgewandelt. Etwa 90 % dieser Energie wird von der Scheibe absorbiert und dann an die Umge-



7

Abb. 7.19 Nachstellung



Abb. 7.20 Massive Bremsscheibe (links) und innenbelüftete ATE Power Disc (rechts)

bungsluft weitergegeben. Bei Bergabfahrten kann der Reibring Temperaturen von bis zu 700 °C (Rotglut) erreichen. Zur besseren Kühlung werden daher – vor allem an den Vorderrädern – verstärkt innenbelüftete Bremsscheiben eingesetzt. Weiter verbesserte Kühlwirkung und eine verringerte Wasserdempfindlichkeit lassen sich durch Einsatz von gelochten oder genuteten Bremsscheiben erreichen. Höhere Kosten und mögliche verstärkte Geräuschbildung sind beim Einsatz dieser Bauarten zu berücksichtigen.

Um derartige Nachteile zu vermeiden, wurde die „ATE Power Disc“ entwickelt, in deren Ringflä-

chen eine Endlosnut eingearbeitet ist (Abb. 7.20). Diese Multifunktionsnut hat folgende Vorteile:

- Optische Erkennung der Scheibenverschleißgrenze
- Verbessertes Bremsen bei Nässe
- Verringertes Fading
- Rifenfreies Verschleißbild von Belag und Scheibe

### Schirmung

Generell neigt der Reibring bei Erwärmung zur Schirmung; die Reibflächen gehen von Planflächen in Kegelflächen über. Ursache hierfür ist der aus Gründen des Einbaus einseitige Befestigungsflansch. Die Schirmung kann durch punktuelle Anlage der Belagreibflächen auf dem Reibring zu ungleichmäßigem Belagverschleiß und damit zu einer ungewünschten Geräuschentwicklung führen. Konstruktive Maßnahmen, wie in Abb. 7.21 dargestellt, können die Schirmung begrenzen. Neutrales Schirmungsverhalten kann jedoch zu Vibrationen während der Bremsung führen, dem sogenannten Rumbeln, weil die Bremsscheibe wellig wird.

Das Erreichen einer guten Bremsenqualität stellt hohe Anforderungen an die Herstellungsgenauigkeit von Bremsscheiben. Darüber hinaus muss der Fahrzeughersteller entsprechende Laufgenauigkeit der Scheibenanflanschfläche und optimiertes Lagerspiel sicherstellen.

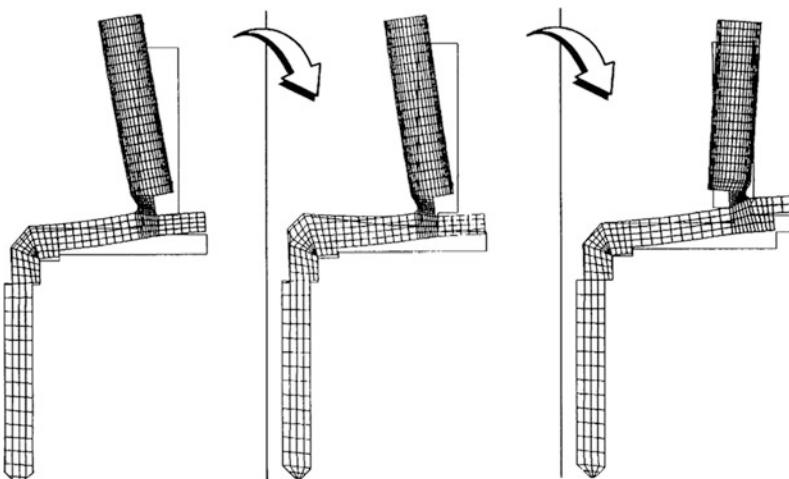


Abb. 7.21 FE-Analyse zur Reduzierung der Scheibenschirmung

### Schwimmend gelagerte Bremsscheiben

Schwimmend gelagerte Bremsscheiben bestehen aus zwei Einheiten: ein planer äußerer Reibring der in axialer Richtung verschiebbar auf einem inneren, nabenfesten Scheibenträger gelagert ist. Vorteile sind z. B.:

- Keine Schirmung
- Minimierte Wärmeleitung in die Radlagerung
- Reduziertes Lüftspiel, da die beweglich gelagerte Scheibe nicht die Beläge (und damit die Kolben) zurückdrückt

Schwimmend gelagerte Bremsscheiben werden in Kombination mit Festsätteln eingesetzt, sie finden vorwiegend bei Motorrädern Verwendung.

### Bremsscheiben-Werkstoffe

Für Standard-Bremsscheiben werden Legierungen auf Basis von Gusseisen mit Lamellengraphit eingesetzt (siehe z. B. EN 1561 oder DIN 1691), davon meist die Qualitäten EN-GJL-150...250 (bzw. GG15...GG25). Der im vorwiegend perlitischen Grundgefüge als Graphit vorliegende Kohlenstoff hat dabei im Wesentlichen eine lamellare Form. Spezielle Legierungszusätze wie Chrom, Kupfer, Molybdän, etc. ermöglichen eine Anpassung an spezielle Anforderungen für Bremsscheiben. So lassen sich Werkstoffeigenschaften wie Be-

lastungsmechanik, Wärmeleitfähigkeit, Bearbeitbarkeit, Korrosions- und Verschleißverhalten verbessern.

Bei sehr hohen Standfestigkeitsanforderungen an die Bremsanlage (z. B. Hochleistungssportwagen, Rennbetrieb) können für die Reibringe der Bremsscheiben auch Carbon-Keramik-Materialien eingesetzt werden, welche über eine Flanschverbindung mit dem (metallischen) Scheibentopf verbunden werden (Abb. 7.22). Ein solcher Verbundwerkstoff-Reibring besteht aus Kohlenstofffasern (Verstärkung), sowie Siliziumkarbid und metallischem Silizium (Matrix). Diese C/C-SiC-Kombination resultiert einerseits in einer hohen mechanischen Festigkeit, andererseits aber auch in einer hohen Härte des Werkstoffs bei relativ geringem Gewicht, was einige deutliche Vorteile gegenüber konventionellen Grauguss-Bremsscheiben hervorbringt:

- Sehr hohe Verschleißfestigkeit mit einer Lebensdauer bis 300.000 km
- Extreme Temperatur(wechsel)beständigkeit im Vergleich zu GG-Werkstoffen
- Korrosionsbeständigkeit (dadurch Entfall einiger negativen Begleiterscheinungen von GG-Scheiben, wie z. B. Bremsstaubbildung oder festrostende Bremsbeläge)
- Verringerung der ungefederten Massen im Fahrwerk



■ Abb. 7.22 C-SiC-Bremsscheibe

Allerdings sind solche Carbon-Keramik-Bremsscheiben erheblich teurer als GG-Bremsscheiben. Das dabei eingesetzte LSI-Verfahren (Liquid Silicon Infiltration) gliedert sich im Wesentlichen in das Warmpressen eines Rohlings, dessen Karbonisierung/Pyrolyse und das anschließende Silizieren [10]. Diese Prozessschritte finden teilweise bei sehr hohen Temperaturen und Schutzgas- bzw. Vakuum-Atmosphäre statt, was zu einem sehr hohen technischen und zeitlichen Aufwand für die Herstellung führt.

### Bremsbeläge

Bremsbelag und Bremsscheibe bilden die Reibpartner für die Übertragung von Zuspakkraft zu Bremsmoment. Wirksamkeit und Komfort der Bremse werden wesentlich durch physikalische und chemische Eigenschaften der Bremsbeläge bestimmt. Spezifiziert wird ein Bremsbelag u. a. durch:

- Reibwert  $\mu$
- Reibwertkonstanz (z. B. bei unterschiedlicher Temperatur, Nässe, Salz oder Schmutz)
- geringer Belagverschleiß sowie geringer Verschleiß des Reibpartners (Trommel oder Scheibe)
- minimale Geräuscbildung bzw. hohe Geräuschdämpfung, z. B. gegen (hochfrequentes) Quietschen und (niederfrequentes) Rubbeln
- geringe Kompressibilität

Siehe hierzu auch ► Kap. 25.

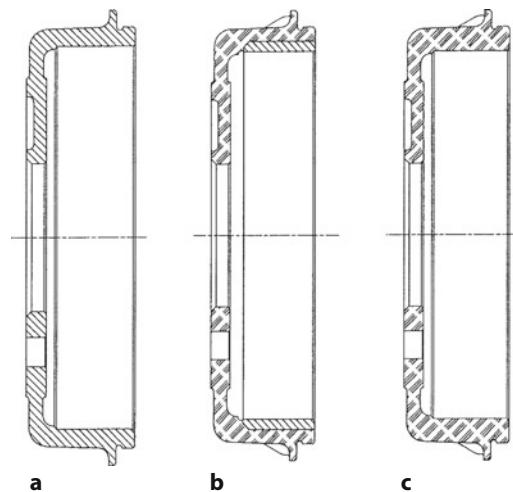
## 7.2.2 Trommelbremsen

Trommelbremsen sind Radialbremsen, die eine Kombination aus einem am Achsschenkel befestigten Bremsbelag und einer an der Achse befestigten Bremstrommel sind. Sie haben zwei Bremsbacken, die durch hydraulische Radzyllinderbetätigung beim Bremsen nach außen gegen die Reibfläche der Trommel gedrückt werden. Bei Beendigung der Bremsung ziehen Federn die Bremsbacken wieder nach innen, sodass zwischen Trommelreibfläche und Bremsbelägen ein „Lüftspiel“ entsteht.

Wegen der hohen Selbstverstärkung und der damit kostengünstigen Nutzung als Betriebs- und Feststellbremse ist sie als Hinterachsbrremse im Pkw weiterhin verbreitet. Selbst bei Fahrzeugen mit Scheibenbremsen an der Hinterachse und hohem Gewicht ( $> 2,5$  Tonnen) wird eine Duo-Servo Trommelbremse in den Scheibenbremstopf für die Feststellbremsfunktion integriert.

### ■ Bremstrommel-Werkstoffe

Aufgrund der kostengünstigen Herstellung sind Bremstrommeln aus Grauguss heute allgemein verbreitet (■ Abb. 7.23a). Für besondere Anwendungen gibt es gewichtsoptimierte Lösungen.



■ Abb. 7.23 Bremstrommelvarianten: **a** Grauguss, **b** zweiteiliger Verbundguss, **c** Aluminium/Keramik-Verbundguss

Beispiele hierzu sind:

- Zweiseitig in Verbundguss hergestellt. Der äußere Bereich besteht aus einer Aluminiumlegierung, innen ist wegen der geeigneteren Reibpaarung ein Graugussring eingesetzt (Abb. 7.23b)
- Matrix aus Keramik bzw. Aluminiumoxid eingegossen in Aluminiumtrommel (Abb. 7.23c)

Bremstrommeln aus Aluminium sind anspruchsvoll in der Herstellung und haben wegen der niedrigen Temperaturbeständigkeit einen eingeschränkten Leistungs- und Einsatzbereich. Am besten eignen sie sich daher für Hinterachsbremsen besonders leichter Fahrzeuge.

### Simplex-Trommelbremse

Bei Personenwagen wird diese Bauart an der Hinterachse aus Kostengründen (Integration der Feststellbremsfunktion) eingesetzt. Das erzeugte Bremsmoment ist nur wenig von Reibwertsschwankungen abhängig ( $C^* = 2,0$  bis  $2,3$ , Abb. 7.7), so dass eine gleichmäßige Bremswirkung (links/rechts)

erreicht wird und damit das Fahrverhalten während der Bremsung ausreichend stabil ist.

Die in Fahrtrichtung vorn liegende Bremsbacke (Primärbacke) erzeugt rund 65 % des Bremsmomentes, die hinten liegende Sekundärbacke nur etwa 35 %. Der Primärbelag wird daher zum Verschleißausgleich dicker ausgeführt, oder der Umfangswinkel beider Backen wird unterschiedlich groß gewählt. Der Umfangswinkel ist der Winkel in Umfangsrichtung, über den der Belag Kontakt mit der Trommel hat (Abb. 7.24). Die Abstützung beider Bremsbacken erfolgt über einen gemeinsamen Abstützpunkt.

### Duplex-Trommelbremse

Bei der Duplex-Trommelbremse sind beide Backen gleich ausgeführt. Jede Backe stützt sich an einem eigenen Festpunkt am Bremsträger ab und wird über einen einfach wirkenden Sackloch-Radzyylinder gegen die Trommel gedrückt. Hierbei sind beide Bremsbacken Primärbacken mit hoher Selbstverstärkung. Der  $C^*$ -Wert liegt bei etwa 2,5 bis 3,5 und erschwert die Dosierung. Die Inte-

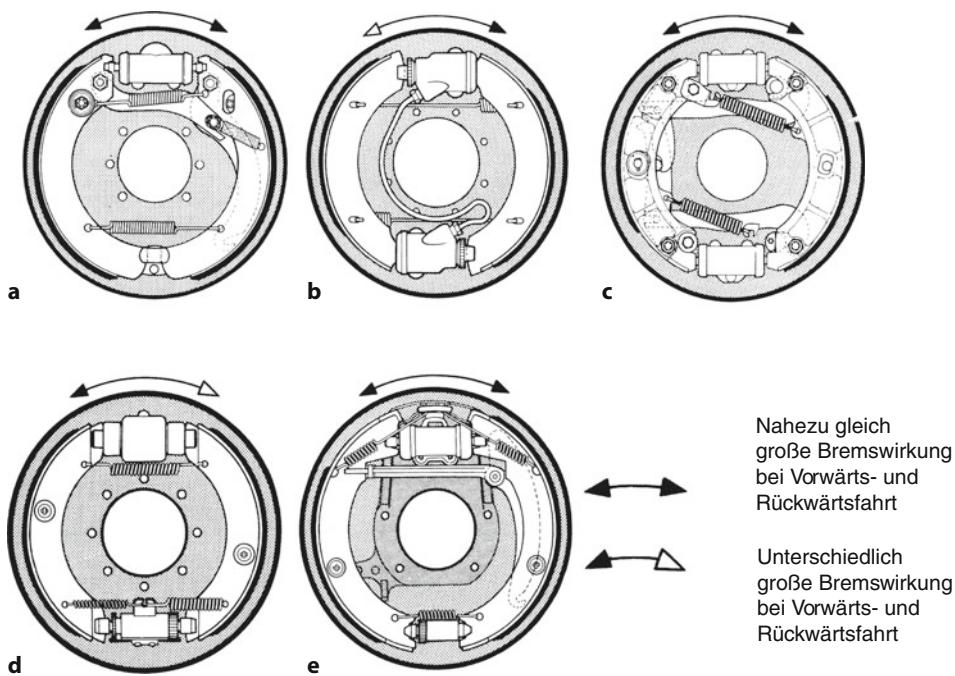
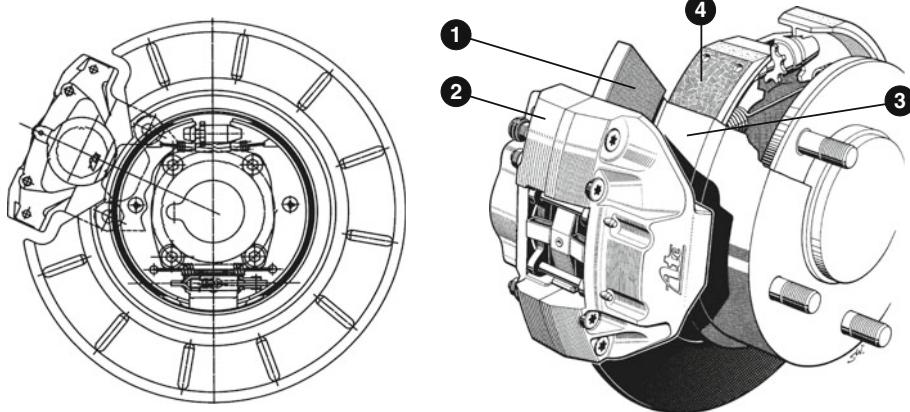


Abb. 7.24 a Simplex-Trommelbremse, b Duplex-Trommelbremse, c Duo-Duplex-Trommelbremse, d Servo-Trommelbremse, e Duo-Servo-Trommelbremse



**Abb. 7.25** Kombination aus Scheiben- und Duo-Servo-Trommelbremse (Topf-Bremse): 1 Bremsscheibe, 2 Bremszettel, 3 Bremscheibentopf, 4 Bremsbacken

gration einer Feststellbremseinrichtung ist überdies aufwändig und beschränkt die Einsatzmöglichkeit, sodass diese Bauart nur geringe Bedeutung hat (Abb. 7.24).

### Duo-Servo-Trommelbremse

Mit diesem Trommelbremstyp (Abb. 7.24) lässt sich ein sehr hohes Bremsmoment erzeugen, da das Nacheinanderschalten der beiden Bremsbacken eine besonders wirksame Selbstverstärkung bewirkt ( $C^* = 3,5$  bis  $6,5$ ). Duo-Servo-Trommelbremsen werden daher häufig in Fahrzeugen mit hoher Nutzlast (kleine bis mittlere Lkw) verbaut. In der Regel ist ein automatischer Verschleißausgleich eingebaut, bei dem über einen Seilzug ein Nachstellhebel betätigt wird. Dieser bewirkt durch das Verdrehen einer Ritzelmutter indirekt das Herausbewegen einer nicht verdrehbaren Spindelschraube.

Durch Befestigung eines Hebels an der Sekundärbacke und einer Druckstange zur Übertragung einer Reaktionskraft auf die Primärbacke lässt sich eine Feststellseinrichtung leicht integrieren. Bei hohen Fahrzeuggewichten (z. B. Geländefahrzeuge) wird eine Duo-Servo-Trommelbremse in Kombination mit einer Scheibenbremse („drum-in-hat“) eingesetzt. Die mechanisch betätigten Trommelbremse übernimmt hierbei die Funktion der Feststellbremse und die Scheibenbremse den Betriebsbremsanteil der Hinterachse. Ein Vorteil

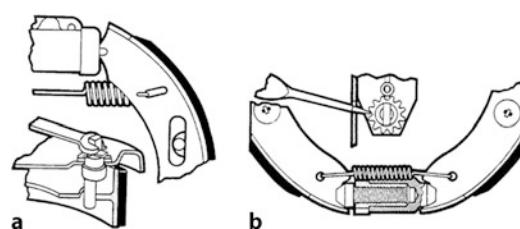
dieser Kombination ist, dass die Beläge für Feststell- und Betriebsbremse unabhängig voneinander optimal ausgelegt werden können (Abb. 7.25).

### Reibbelag-Nachstellung

Der Reibbelagverschleiß der Trommelbremse kann durch manuelle Nachstellung mit einfachen Werkzeugen ausgeglichen werden (Abb. 7.26). Wartungsintervalle moderner Fahrzeuge werden jedoch immer länger und zur Vermeidung unerwünschten Bremspedalhubes werden immer häufiger automatische Nachstelleinrichtungen verbaut.

### Feststellbremsen

Mit einer Trommelbremse ist die Feststellbremsfunktion einfach zu realisieren. Die Betätigungs Kraft wird über Seilzüge (Bowdenzüge) von der Betätigungsseinrichtung (z. B. Handbremshebel) auf



**Abb. 7.26** Manueller Reibbelagverschleißausgleich von Trommelbremsen durch Exzenter- (a) und Zahnradnachstellung (b)

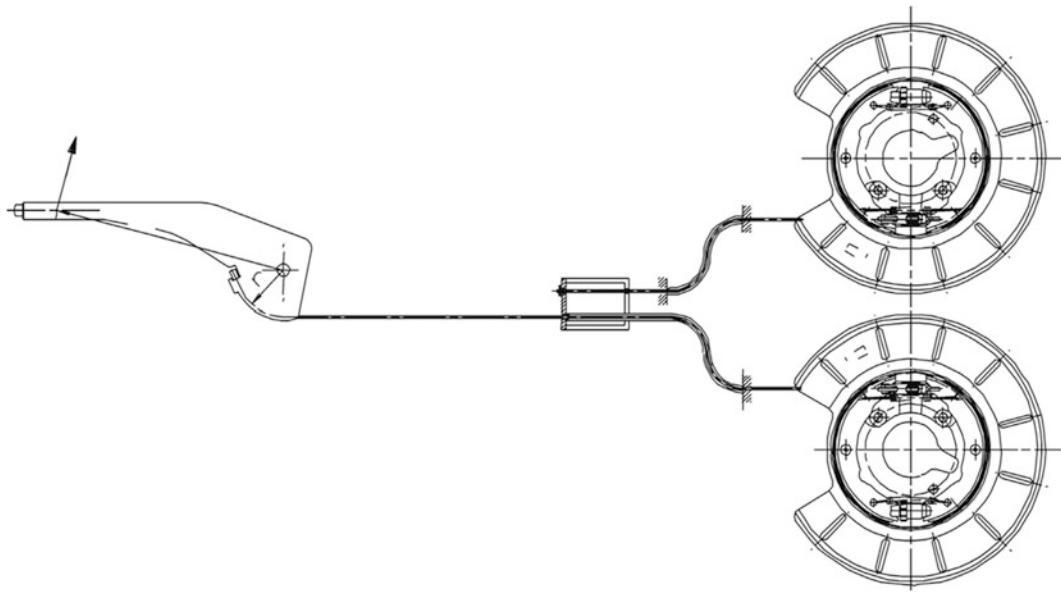


Abb. 7.27 Betätigungsmechanismus Feststellbremse (hier „Handbremse“)

die Hebel der Trommelbremse übertragen. Heute sind überwiegend Systeme mit rein mechanischer Betätigung über Hand- oder Fußhebel in Gebrauch (Abb. 7.27). Sie werden zunehmend von einer elektromotorischen Betätigung, der so genannten „elektrischen Parkbremse“ (EPB) ersetzt (► Abschn. 7.5.2).

### 7.2.3 Elektrischer Starter-Generator

Die Bremsenergierückgewinnung (Rekuperation) bietet noch Potenzial im Hinblick auf verbrauchsoptimiertes Fahren (siehe Einsatz in Hybridfahrzeugen). Ziel der Rekuperation ist es, die Bewegungsenergie des Fahrzeuges nicht ausschließlich – wie beim heutigen hydraulischen Bremssystem – in thermische Energie umzusetzen und an die Umgebung abzugeben. Vielmehr soll eine Energieform erzeugt werden, die sich speichern lässt und direkt oder indirekt wieder als Antriebsenergie nutzbar wird. Im Antriebsstrang integriert bietet ein Starter-Generator die Möglichkeit zur Ergänzung der Bremsfunktion (Abb. 7.28).

Das System besteht dabei aus einer leistungsfähigen elektrischen Maschine (Starter-Generator)

(► Abb. 7.29), die z. B. über einen Riemen mit dem Verbrennungsmotor verbunden ist, einer Leistungselektronik sowie einem elektrischen Speicher. Die elektrische Maschine kombiniert die Generator- und die Anlasserfunktion. Abhängig vom Batterie-Ladezustand wird das im Generatorbetrieb erzeugte Bremsmoment als elektrische Energie der Batterie zugeführt. Reicht das Generatormoment nicht aus, um die vom Fahrer gewünschte und über das Bremspedal eingesteuerte Abbremsung zu erreichen, wird der fehlende Anteil (z. B. Brake-by-Wire) über die hydraulische Reibungsbremse ergänzt. Je größer das bereitgestellte Bremsmoment des Generators ist, desto geringer ist der Anteil der Reibungsbremse. Für die situationsgerechte Verteilung der Bremsenergie auf Generator und Reibungsbremse sorgt eine Elektronik. Beim Beschleunigen ist das System darüber hinaus in der Lage über einen von der Batterieladung begrenzten Zeitraum die Antriebsleistung des Verbrennungsmotors mit einem zusätzlichen Antriebsmoment zu unterstützen.

Damit bietet das regenerative Bremssystem wertvolles Potenzial zur Erfüllung der immer strengerer Umweltvorschriften zur Senkung der CO<sub>2</sub>-Emissionen.

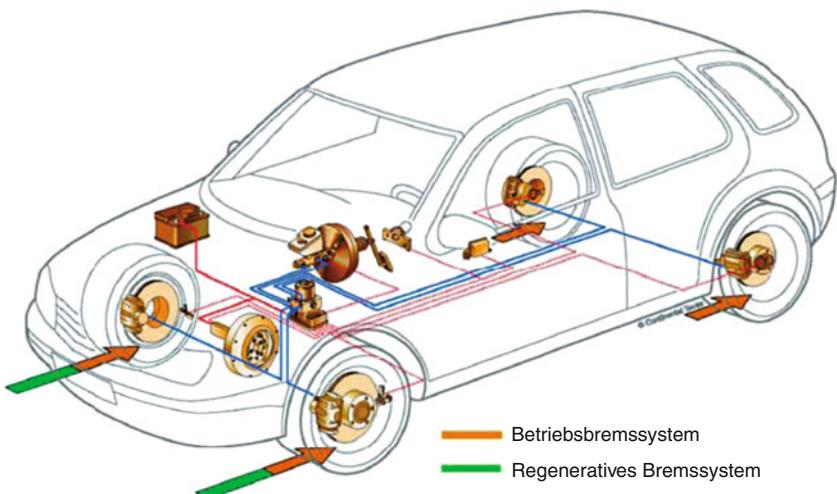


Abb. 7.28 Regeneratives Bremssystem im Fahrzeug

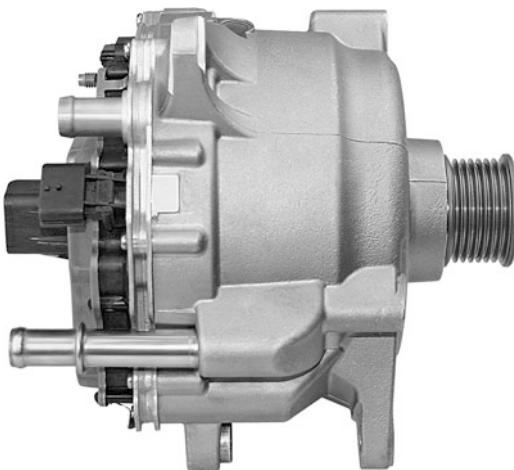


Abb. 7.29 Starter-Generator mit Riementrieb (48 V Eco Drive)

### 7.3 Bremsenergieübertragung und -modulation

Die Bremsenergieübertragung und -modulation innerhalb der Wirkkette des Pkw-Bremssystems zeigt

Abb. 7.30.

#### 7.3.1 Mechanisch-Hydraulische Bremsdruckmodulation

Beim Bremsvorgang bewirkt die dynamische Achslastverteilung eine Entlastung der Hinterräder. Diese können dadurch nur einen geringer werdenden Anteil der Bremskraft übertragen. In gleichem Maße nehmen die dynamische Vorderachslast und demzufolge auch die übertragbare vordere Bremskraft zu (► Kap.2). Zur Realisierung kurzer Bremswege ist es daher wichtig, den Bremskraftanteil der Hinterräder möglichst gut auszunutzen, ohne dass diese früher blockieren als die Vorderräder. Dieser gesetzlichen Forderung wurde zunächst durch kleiner dimensionierte Hinterradbremsen Rechnung getragen. Ausreichend ist diese Maßnahme wegen der nichtlinearen idealen Bremskraftverteilungskennlinien in der Regel nicht, sodass zunächst hydraulisch/mechanische so genannte „Bremskraftverteiler“ eingesetzt wurden (Abb. 7.31). In Pkw werden diese jedoch seit Mitte der neunziger Jahre zunehmend durch die elektronische Bremskraftverteilung EBV abgelöst.

Man unterscheidet drei Bauformen:

**Bremsdruckbegrenzer** limitieren den ausgangsseitigen Druck zu den Radbremsen auf einen konstruktiv festgelegten Abschaltdruck.

### 7.3 · Bremsenergieübertragung und -modulation

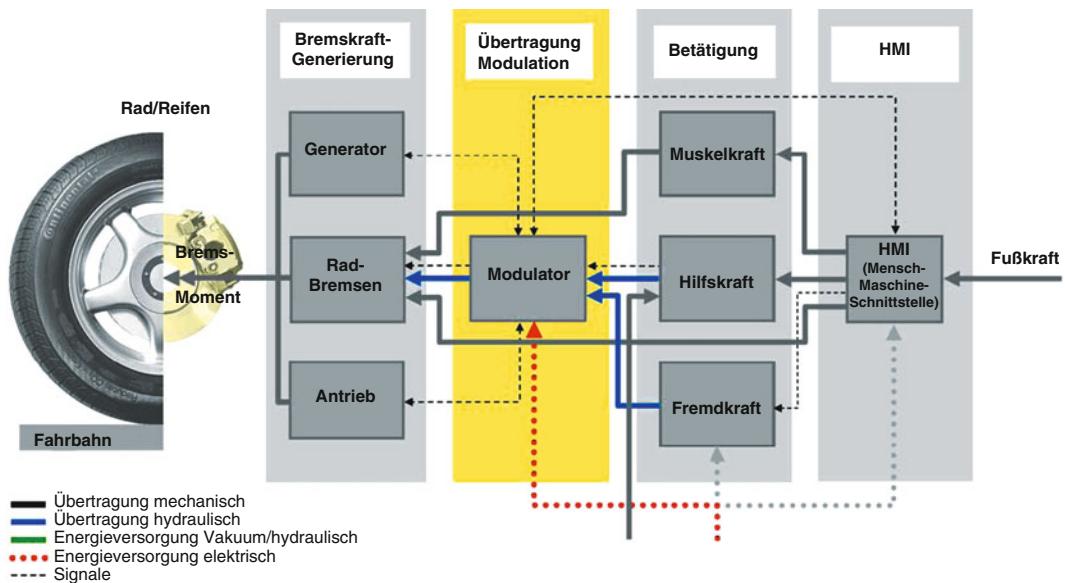


Abb. 7.30 Wirkkette Bremsystem im Pkw: Übertragung/Modulation

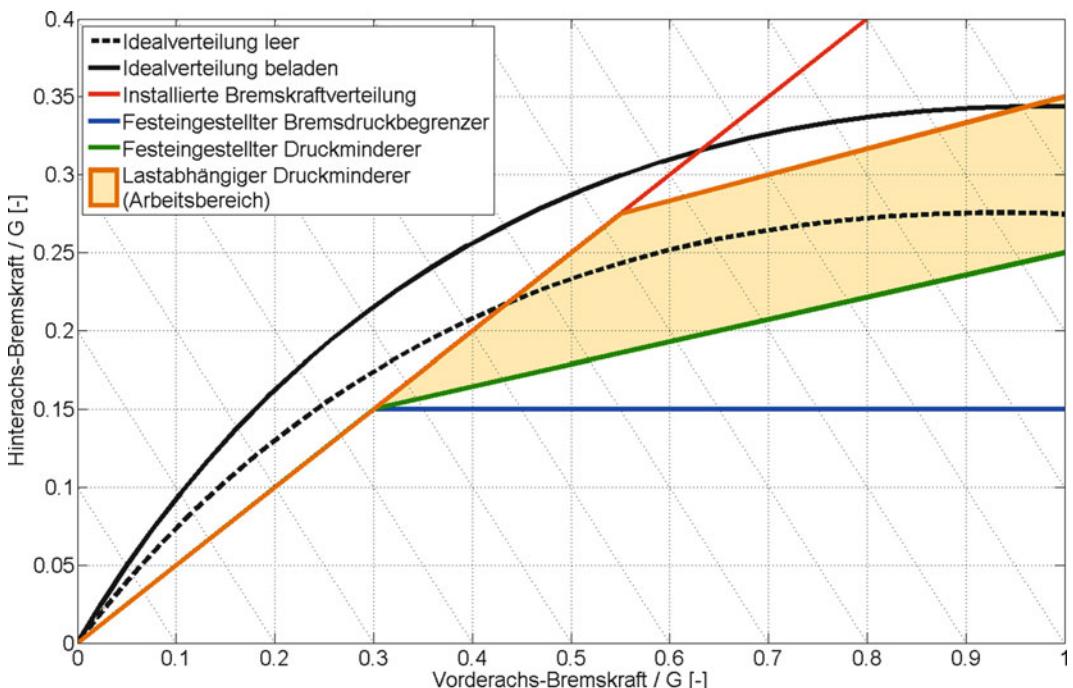
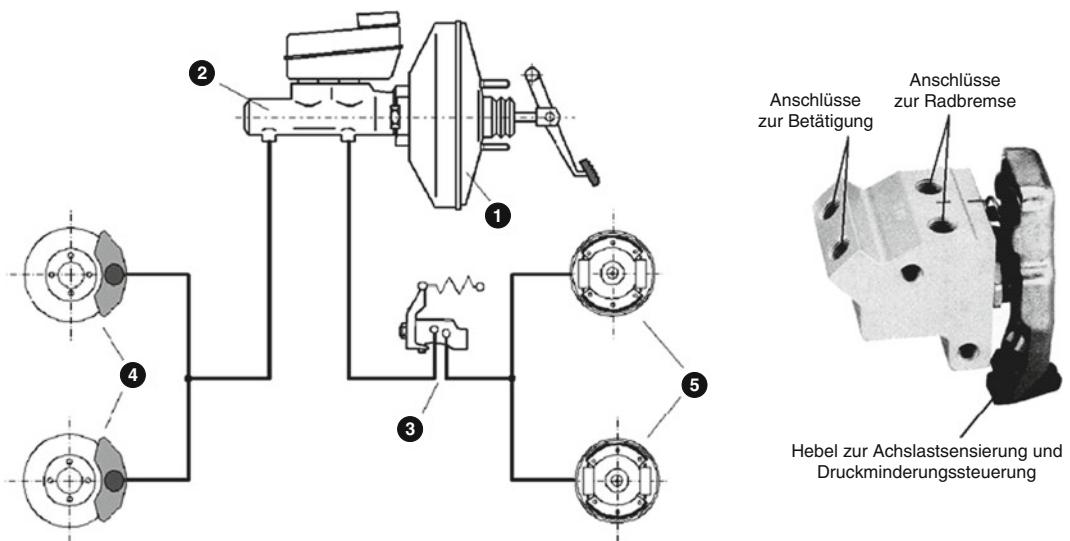


Abb. 7.31 Kennlinien von Bremskraftverteilern



**Abb. 7.32** Lastabhängiger Druckminderer: 1 Vakuum-Bremskraftverstärker, 2 Tandem-Hauptzylinder mit Ausgleichbehälter, 3 Bremskraftregler, 4 Radbremse Vorderachse, 5 Radbremse Hinterachse

**Druckabhängige (festeingestellte) Druckminderer** werden in Fahrzeugen eingesetzt, bei denen nur geringe Achslaständerungen zu erwarten sind. Die auch Bremskraftregler genannten Minderer haben einen fest eingestellten Umschaltpunkt, ab dem der Hinterachsdruck in einem definierten Verhältnis zum Vorderachsdruck abgeregelt wird.

**Lastabhängige Druckminderer** werden vor allem in Fahrzeugen verbaut, bei denen die Achslasten durch hohe Zuladung stark variieren können (z. B. Transporter). Auch bei Kleinwagen mit hohem Schwerpunkt und kurzem Radstand und damit stark verzögerungsabhängiger Achslastverteilung sind lastabhängige Druckminderer sinnvoll. Die Zuladung wird hierbei indirekt über die Einfederung des Fahrzeugs ermittelt, wobei der beim Einfedern verringerte Abstand zwischen Karosserie und Achse zu einer Erhöhung der Federkraft und damit zu einer Erhöhung des Schaltpunktes führt ([Abb. 7.32](#)).

### 7.3.2 Elektro-Hydraulische Bremsdruckmodulation

Das heute im Automobilbau erreichte Maß an Komfort und aktiver Sicherheit wäre ohne elek-

tronische Regelsysteme (z. B. Antiblockiersystem ABS) nicht möglich. Diese werden auch künftig eine umwälzende Erweiterung der individuellen Mobilität ermöglichen. Um Sicherheit und Zuverlässigkeit der Bremsanlage trotz zunehmender Komplexität zu gewährleisten, beinhalten elektronische Regelsysteme aufwändige Sicherheitsschaltungen und modular aufgebaute Sicherheitsalgorithmen. Bei Ausfall eines Teilsystems werden beispielsweise die noch verbleibenden Restfunktionen der jeweils niedrigeren Ebene bis hinunter zur mechanisch/hydraulischen aufrechterhalten. Die konventionelle Bremsbetätigung bleibt auch dann gesichert, wenn die Funktion des Regelsystems vollständig ausfällt, zum Beispiel durch eine gestörte Spannungsversorgung.

Die elektronischen Regelsysteme regeln unter allen Bedingungen mit Hilfe des Bremssystems den optimalen Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn. Die Gesetzmäßigkeiten, die für den Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn gelten, sind komplizierter als die der Reibung zwischen zwei festen Körpern in der klassischen Physik. Der Grund dafür liegt in der Elastizität des Gummireifens (s. auch [Kap. 5](#)).

Der ansteigende Bereich der  $\mu$ -Schlupf-Kurve (Bremskraftbeiwert-Kurve, [Abb. 7.33](#)) wird als sta-

### 7.3 · Bremsenergieübertragung und -modulation

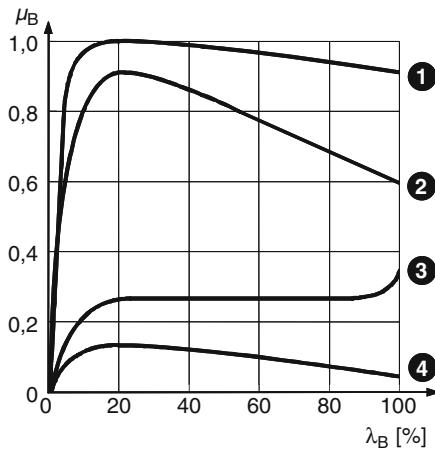


Abb. 7.33 Bremskraftbeiwertverläufe.  $\lambda_B$ : Bremsschlupf,  $\mu_B$ : Bremskraftbeiwert, 1 trockener Asphalt, 2 nasser Asphalt, 3 Neuschnee, 4 Eis

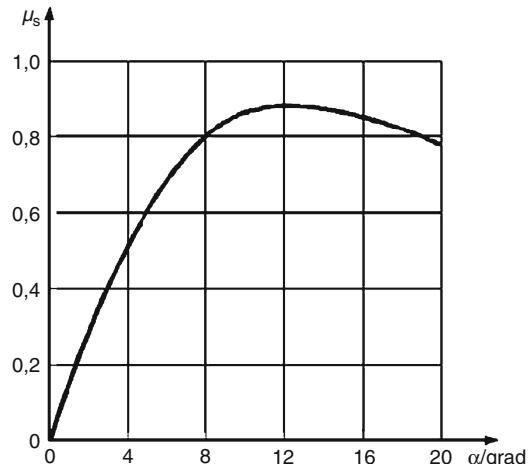


Abb. 7.34 Seitenkraftbeiwert  $\mu_s$  in Abhängigkeit vom Schräglauwinkel  $\alpha$

biler Bereich bezeichnet. Wird dieser Schlupf nicht überschritten, so ist die Fahrzeugverzögerung etwa proportional der Fußkraft. Das Fahrzeug bleibt weitgehend lenkbar und stabil.

Jenseits des kritischen Schlupfes beginnt der instabile Bereich. Wird der Bremsdruck in diesem Schlupfbereich nicht schnell genug reduziert, kommt es innerhalb kurzer Zeit zum Blockieren des Rades.

#### Kraftschluss in Querrichtung

Ähnliche Zusammenhänge zwischen Reifenverformung und Kraftübertragung, wie sie beim Bremsen und beim Antreiben die Längsdynamik des Fahrzeugs bestimmen, zeigen sich auch bei der Querdynamik. Eine Seitenführungskraft, um z. B. das Fahrzeug in der gewünschten Spur zu halten, kann der Reifen nur dann aufbauen, wenn er seitlich verformt wird und „Seitenschlupf“ aufgebaut wird.

Dazu müssen die Bewegungsrichtung des Radmittelpunktes und die Längsrichtung des Reifens voneinander abweichen. Der Winkel zwischen diesen beiden Richtungen wird Schräglauwinkel  $\alpha$  genannt.

Für das Seitenführungsvermögen wird der so genannte „Seitenkraftbeiwert“  $\mu_s$  definiert:

$$\mu_s = \frac{F_s}{F_A} \quad (7.9)$$

$\mu_s$  = Seitenkraftbeiwert

$F_A$  = Radaufstandskraft

$F_s$  = Seitenführungskraft

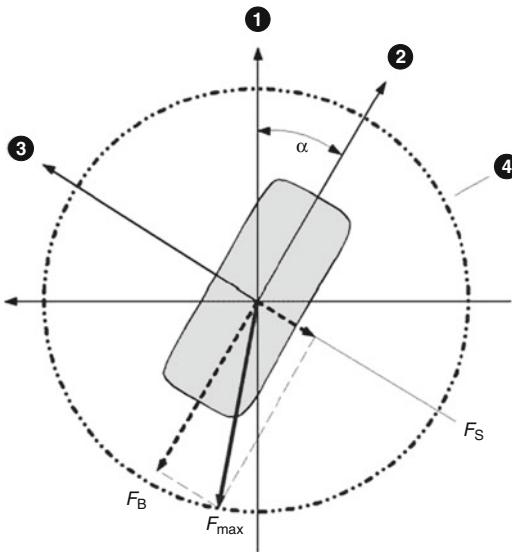
Der funktionale Zusammenhang zwischen Seitenkraftbeiwert und Schräglauwinkel  $\alpha$  ist beispielhaft in Abb. 7.34 dargestellt.

#### Kombination des Kraftschlusses in Längs- und Querrichtung

Unter den vorgegebenen Bedingungen von Reifen, Fahrbahn und Radaufstandskraft (Normalkraft) kann ein Rad nur eine begrenzte Gesamtkraft übertragen. Die Aufteilung der Gesamtkraft in die beiden Komponenten Bremskraft und Seitenführungskraft kann näherungsweise durch den Kamm'schen Reibungskreis (Abb. 7.35) graphisch dargestellt werden.

Die geometrische (vektorielle) Summe beider Kraftkomponenten kann nicht größer werden als die vom Reifen maximal übertragbare Gesamtkraft. Hieraus wird deutlich:

- Nur bei Geradeausfahrt ist die maximale Bremskraft erreichbar.
- Bei extremer Kurvenfahrt ist die übertragbare Bremskraft erheblich kleiner als bei Geradeausfahrt.



**Abb. 7.35** Kamm'scher Reibungskreis,  $F_{max}$  maximal übertragbare Gesamtkraft,  $\mu$  Kraftschlussbeiwert Reifen/Fahrbahn,  $F_B$  Bremskraft,  $F_S$  Seitenführungskraft,  $\alpha$  Schräglauwinkel, 1 Bewegungsrichtung des Radmittelpunktes, 2 Längsrichtung des Rades, 3 Querrichtung des Rades, 4 Kamm'scher Reibungskreis (mit Radius  $F_{max}$ )

- Bei einer starken Verzögerung ist die Lenkbarkeit gegenüber dem ungebremsten Zustand eingeschränkt.

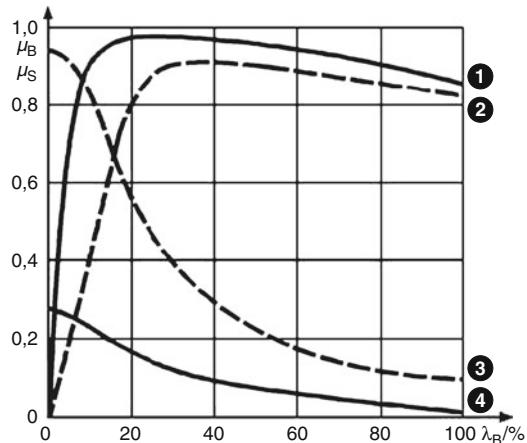
Eine Vollbremsung mit blockierten Rädern führt zum vollständigen Verlust der Seitenführungskräfte und damit zum Verlust der Lenkbarkeit und der Stabilität.

Anhand von **Abb. 7.36** wird deutlich, wie mit zunehmendem Schlupf aufgrund der Beanspruchung des Bremskraftbeiwertes in Längsrichtung der Seitenführungskraftbeiwert abnimmt.

## Hydraulisch-Elektronische Regeleinheit (HECU)

Die hydraulisch-elektronische Regeleinheit heutiger ABS/ESP-Anlagen (z. B. Continental MK 100,

**Abb. 7.37**) besteht aus einem zentralen Hydraulikblock mit Ventilen, einer integrierten Pumpe mit einem angeflanschten Elektromotor (HCU = hydraulic control unit) und einem Spulenträger einschließlich der darin enthaltenen Elektronik (ECU = electronic control unit).



**Abb. 7.36** Brems- und Seitenkraftbeiwerte als Funktion des Bremsschlupfes bei zwei verschiedenen Schräglauwinkeln auf trockener Betonfahrbahn.  $\lambda_B$  Bremsschlupf,  $\mu_B$  Bremskraftbeiwert,  $\mu_S$  > Seitenkraftbeiwert, 1 Bremskraftbeiwert bei Schräglauwinkel  $\alpha = 2^\circ$ , 4 Seitenkraftbeiwert bei Schräglauwinkel  $\alpha = 2^\circ$ , 2 Bremskraftbeiwert bei Schräglauwinkel  $\alpha = 5^\circ$ , 3 Seitenkraftbeiwert bei Schräglauwinkel  $\alpha = 5^\circ$

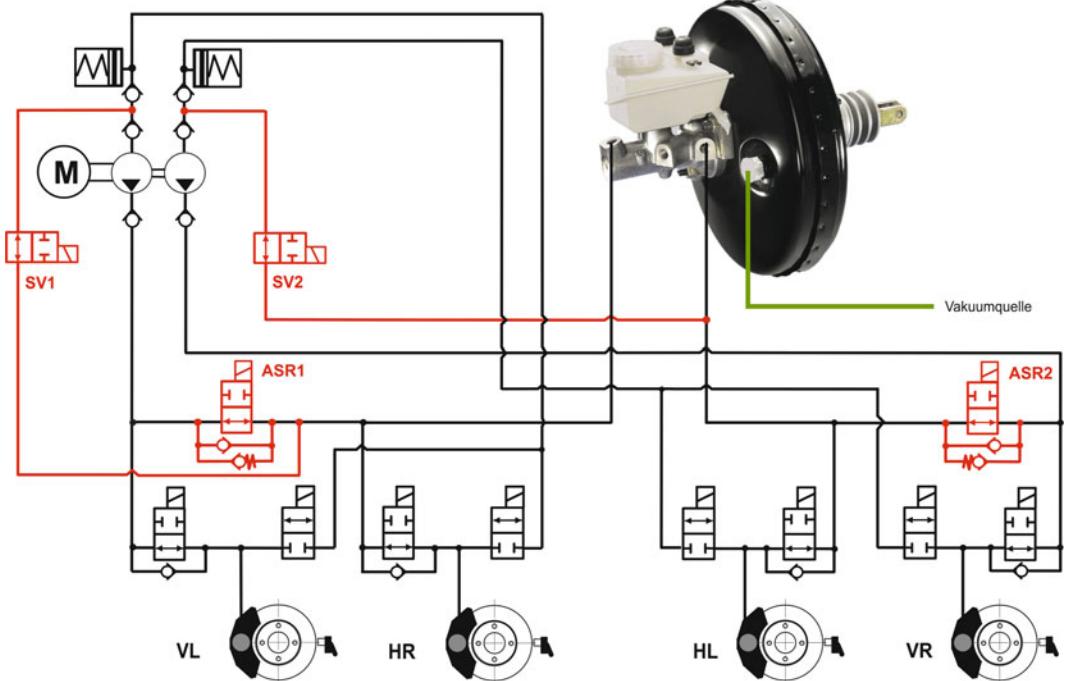


**Abb. 7.37** HECU mit angeflanschtem Motor 1), Hydraulikblock 2) und Spulenträger mit Elektronik 3)

Der Spulenträger wird mittels eines so genannten „magnetischen Steckers“ (siehe unten) mit der Hydraulikeinheit verbunden.

Die hydraulisch-elektronische Regeleinheit ist durch zwei Hydraulikleitungen mit den Bremskreisen des Tandem-Hauptzylinders (THz) verbunden, von der HCU führen Bremsleitungen zu den Radbremsen (**Abb. 7.38**). Der Einbau kann an geeigneter Stelle im Fahrzeug erfolgen.

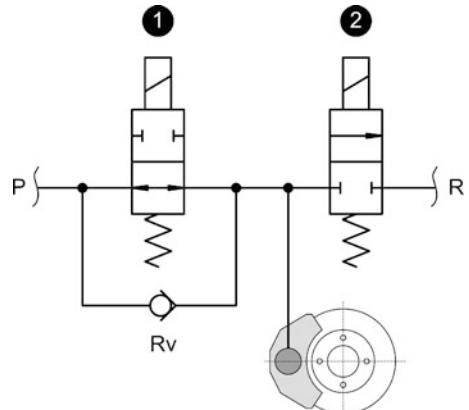
### 7.3 · Bremsenergieübertragung und -modulation



**Abb. 7.38** ABS-Hydraulikschaltbild (schwarz) mit Zusatzkomponenten für ASR (rot). Pkw mit Frontantrieb und diagonaler Bremskreisaufteilung

#### Pumpe

Die in die HCU integrierte zweikreisige Kolbenpumpe fördert innerhalb der ABS-Funktion Bremsflüssigkeit aus dem Niederdruckspeicher zurück in die jeweiligen Bremskreise des THz. Damit ersetzt sie das durch die ABS-Regelung entnommene Volumen. Während aktiver ASR- oder ESP-Regelvorgänge, die ohne Pedalbetätigung ablaufen, stellt die Pumpeneinheit das in der Druckaufbauphase benötigte Flüssigkeitsvolumen zur Verfügung.



**Abb. 7.39** ABS Ventilkonfiguration: 1 Einlassventil (SO), 2 Auslassventil (SG), P Anschluss zur Betätigung, R Rücklauf, Rv Rückschlagventil

#### Ventile

Die elektromagnetischen Ein- und Auslassventile sind im Hydraulikblock zusammengefasst. Sie ermöglichen die Modulation der Radbremsdrücke. Jedem geregelten Bremskreis sind ein Einlassventil mit parallel geschaltetem Rückschlagventil, sowie ein Auslassventil zugeordnet. Wie in **Abb. 7.39** gezeigt, ist das Einlassventil stromlos offen (SO), das Auslassventil stromlos geschlossen (SG).

#### Magnetisches Steckerkonzept

Die Magnetventile der HCU haben jeweils einen in den Ventilblock eingepressten hydraulisch/mechanischen Teil und eine Ventilspule,

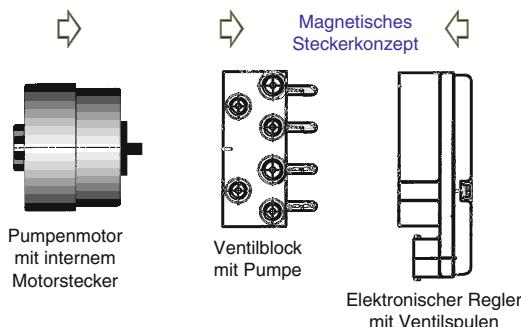


Abb. 7.40 Magnetisches Steckerkonzept

## 7

die im Gehäuse der ECU enthalten ist. Mit dem Aufstecken der ECU auf die HCU werden die Magnetspulen über die Ventildome geführt. Damit wird der magnetische Stecker zusammengefügt und die Magnetventile sind funktionsfähig (Abb. 7.40).

### **Elektronische Regeleinheit (ECU)**

Auf Basis der gemessenen Informationen (Raddrehzahlen, Gierrate, Lenkradwinkel, etc.) berechnet der elektronische Regler (ECU) in einer komplexen Regellogik die Steuerung der Stellglieder für den Bremsen- und Motoreingriff. Ziel dieser Eingriffe ist, dass sich die Räder mit dem für den jeweiligen Zustand optimalen Schlupf drehen. Weitere wichtige Aufgaben des Reglers sind:

- die Pegelanpassung und Wandlung der Ein- und Ausgangssignale
- die Sicherheitsüberwachung des elektronischen Regelsystems
- die Fehlerdiagnose

Der Regler ist als Mikroprozessorsystem ausgeführt. Eingangsgrößen sind zum Beispiel:

- Raddrehzahlsensorsignale
- weitere Sensorsignale (Lenkradwinkelsensor, Gierratensensor, etc.)
- Signale von Schaltern (zum Beispiel Bremslichtschalter)
- Informationen vom Verbrennungsmotor für die in das Motormanagement eingreifenden Regelsysteme

- Drehzahl des Pumpenmotors zur Überwachung und zur Drehzahlregelung (Komfortsteigerung)
- die Betriebsspannung

Ausgangsgrößen sind zum Beispiel:

- Schaltsignale der Magnetventile
- Schaltsignal für den Pumpenmotor der HCU
- Signale zur Anpassung des Schlepp- oder des Antriebsmoments des Verbrennungsmotors
- Signale zur Überwachung sicherheitsrelevanter Baugruppen
- Schaltsignale für Warn- und Funktionsleuchten
- Informationen über Fehlerzustände

Die in der Regellogik realisierte Struktur lässt sich als Regler mit adaptivem Verhalten bezeichnen. Das heißt: Der Arbeitspunkt wird durch Suchverfahren kontinuierlich an das jeweilige Optimum der Regelstrecke angepasst. Die Regellogik beinhaltet:

- vom jeweiligen Fahrzeug unabhängige grundlegende Algorithmen
- Algorithmen, die durch geeignete Einstellung von Parametern auf verschiedene Fahrzeugmodelle angepasst werden
- Maßnahmen, die speziell für einen Fahrzeughersteller oder ein Modell entwickelt wurden

Die Algorithmen werden in der Programmierhochsprache „C“ erstellt und sind in zahlreiche Module aufgeteilt. Das erlaubt eine schnelle Anpassung der Software, die Wartbarkeit der Software bei vertretbarer Komplexität und die Kombinierbarkeit verschiedener Module wie z. B. ABS, ASR und GMR.

### **Elektronische Regelfunktionen**

Die Assistenz- und Regelfunktionen des Bremssystems werden durch zahlreiche Faktoren beeinflusst,

Abb. 7.41.

### **Anti-Blockier-System ABS**

Zu starkes Bremsen ohne ABS verursacht je nach Fahrbahnzustand oder Fahrsituation ungünstig große Radschlupfwerte oder gar Blockieren der Räder. Ausbrechen des Fahrzeugs aus der Spur und

### 7.3 · Bremsenergieübertragung und -modulation

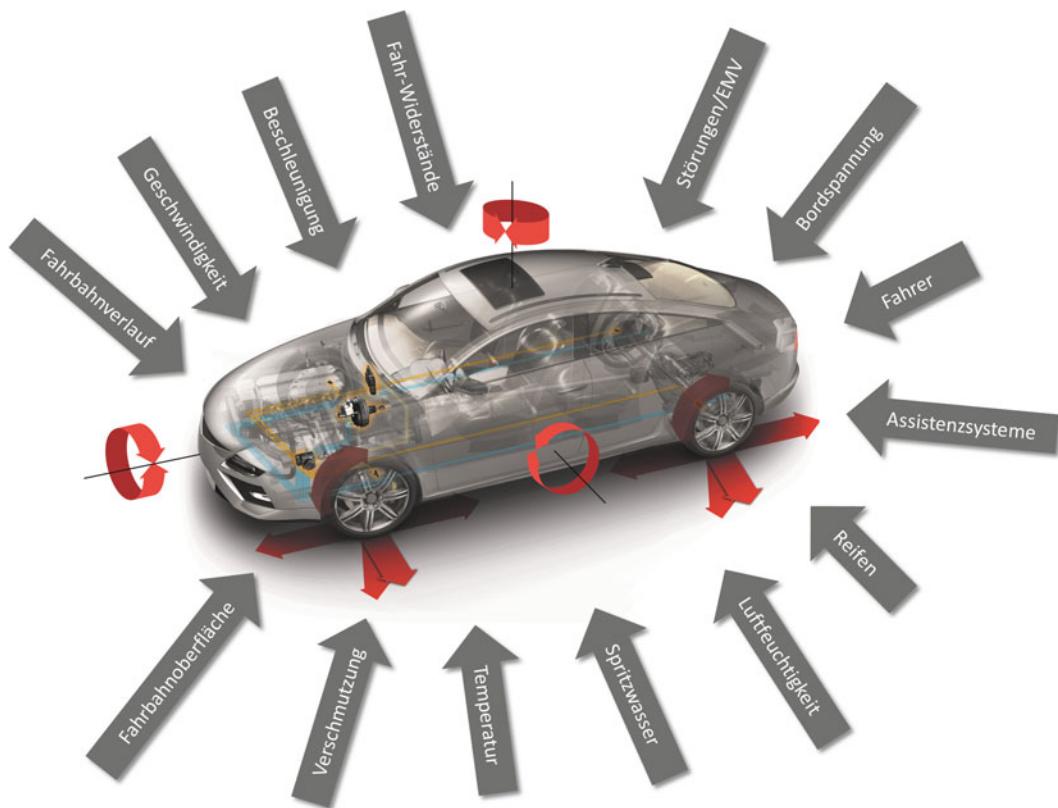


Abb. 7.41 Wichtige Einflussfaktoren auf die Assistenz- und Regelfunktionen des Bremsystems

eine Beeinträchtigung der Lenkbarkeit sind mögliche Folgen. Abgesehen von wenigen Ausnahmefällen verlängert sich auch der Bremsweg. ABS erlaubt Vollbremsungen ohne blockierende Räder und ohne die daraus resultierenden Gefahren. Selbst überdurchschnittlich geübten Autofahrern gelingt es vor allem bei schwierigen Fahrbahnverhältnissen oder in gefährlichen Situationen nicht, das Blockieren der Räder zu verhindern. Mit Hilfe des Bremspedals ist die erforderliche individuelle Dosierung der optimalen Bremskraft an jedem Rad nicht möglich. Besonders deutlich wird dies auf unterschiedlich griffigem Untergrund, weil der optimale Bremsdruck an den einzelnen Rädern dann unterschiedlich groß ist. ABS verbessert:

- die **Fahrstabilität**, indem es das Blockieren der Räder verhindert, wenn bei einer Vollbremung der Bremsdruck bis zur Blockiergrenze und darüber hinaus steigt. Eine Drehung des

Fahrzeugs um die Fahrzeughochachse (Schleudern) bei Verlust der Seitenführungskräfte an der Hinterachse wird zum Beispiel verhindert.

- die **Lenkbarkeit** bei Vollbremsungen auch bei den unterschiedlichsten Fahrbahnzuständen. Trotz voll betätigter Bremse kann das Fahrzeug durch eine Kurve gelenkt werden oder einem Hindernis ausweichen.
- den **Bremsweg**, da es den jeweils verfügbaren Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn bestmöglich ausnutzt. Insbesondere reagiert es adaptiv auf Veränderungen der Fahrbahngriffigkeit, etwa von trockenem auf nassen Asphalt. Der Bremsweg mit ABS ist kürzer als bei einer Bremsung ohne ABS.

Außerdem verhindert ABS das Entstehen von Flachstellen auf der Lauffläche der Reifen (Bremsplatten) und entlastet die Fahrerin/den Fahrer bei

ganz extremen Bremsvorgängen: So kann die ganze Konzentration auf die Bewältigung des Verkehrsgeschehens gelenkt werden, da die optimale Dosierung der Bremsleistung vom ABS-System geregelt wird.

### Grenzen des ABS

Sonderfälle wie Neuschnee oder Kies, der bei blockierenden Rädern einen bremsenden Keil vor den Rädern bildet, sind im Alltag kaum relevante Ausnahmen. Hier ist die Verbesserung von Lenkbarkeit und Fahrstabilität durch ABS wichtiger als der kürzest mögliche Bremsweg bei blockierten Rädern. ABS kann die physikalischen Gesetzmäßigkeiten nicht außer Kraft setzen. Auf glatter Fahrbahn ist der Bremsweg auch mit ABS-Regelung länger als auf trockener, griffiger Straße, denn die höchstmögliche Bremskraft bestimmt stets der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn. ABS kann bei zu hohen Kurvengeschwindigkeiten die Seitenführungskraft nicht vergrößern. Das Fahrzeug kann daher trotz ABS aus der Kurve getragen werden.

### Regelbereich des ABS

Der optimale Schlupf und damit die beste Bremswirkung wird nicht durch maximalen, sondern

durch genau dosierten Bremsdruck erreicht (Abb. 7.42). Das heißt: Der kritische Schlupf darf nicht überschritten werden. Der optimale Schlupfwert wird dabei von den jeweiligen Bedingungen zwischen Reifen und Fahrbahn bestimmt. Der Arbeitsbereich der ABS-Regelung wird stets so gewählt, dass bestmögliche Fahrstabilität und gleichzeitige Lenkbarkeit gegeben sind. Wird ein Rad so abgebremst, dass es den Bereich optimalen Schlupfes überschreitet, beginnt die ABS-Regelung.

Abb. 7.43 zeigt einen Bremsvorgang ohne ABS-Regelung. Bereich I entspricht der ungebremsten Fahrt. Die Radumfangsgeschwindigkeit gleicht der (konstanten) Fahrzeuggeschwindigkeit, es liegt kein Schlupf vor. Im Bereich II ist die Bremse leicht betätigt, es liegt ein geringer Bremsdruck an. Daraus ist die Radumfangsgeschwindigkeit um einen bestimmten Anteil geringer als die Fahrzeuggeschwindigkeit, die stetig abnimmt. Der Schlupf liegt im stabilen Bereich. Bereich III entspricht einer Vollbremsung, bei der der Radbremsdruck über die Blockiergrenze steigt. Die Radumfangsgeschwindigkeit verringert sich zunehmend bis zum Stillstand des Rades. Die Fahrzeuggeschwindigkeit wird ebenfalls geringer, wobei der Blockierreibwert die Verzögerung bestimmt.

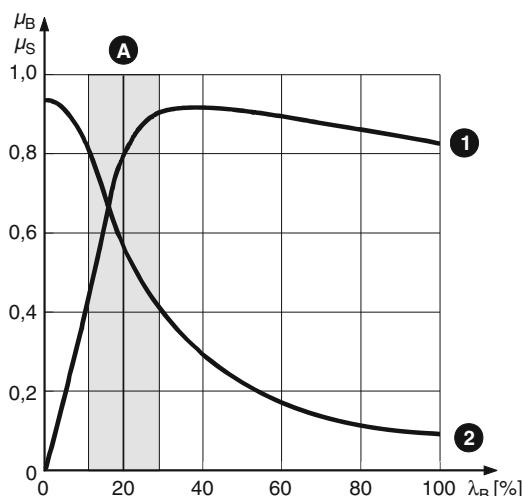


Abb. 7.42 Regelbereich des ABS mit  $\lambda_B$  Bremschlupf,  $\mu_B$  Bremskraftbeiwert (Verlauf 1),  $\mu_S$  Seitenkraftbeiwert (Verlauf 2), A ABS-Regelbereich

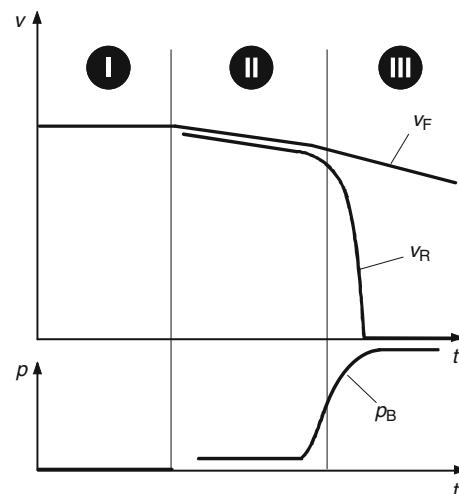
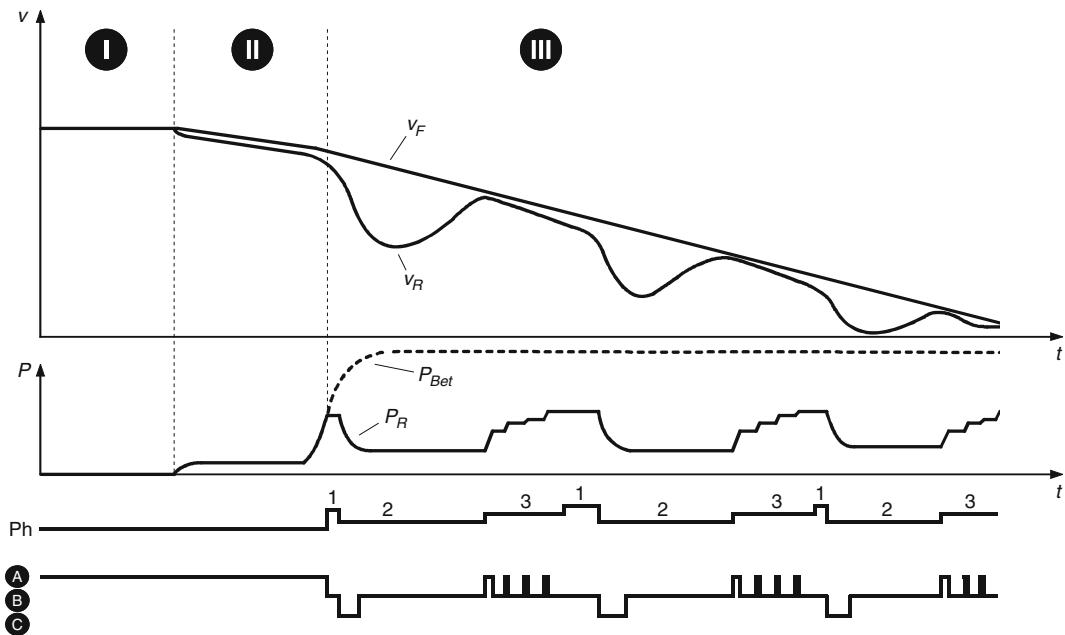


Abb. 7.43 Bremsung ohne ABS (ein Rad). t Zeit, v Geschwindigkeit, p Druck, I ungebremste Fahrt, II Teilbremsung, III Vollbremsung ohne ABS,  $v_F$  Fahrzeuggeschwindigkeit,  $v_R$  Radumfangsgeschwindigkeit,  $P_B$  Betätigungsdruck



■ Abb. 7.44 Ablauf einer ABS-Regelung (ein Rad).  $t$  Zeit,  $p$  Druck,  $v$  Geschwindigkeit, Ph Phase, I ungebremste Fahrt, II Teilbremsung, III ABS-Bremsung,  $v_F$  Fahrzeuggeschwindigkeit,

$P_{\text{Bet}}$  Betätigungsdruck,  $v_R$  Radumfangsgeschwindigkeit,  $P_R$  Radbremsdruck, A Druckaufbau, B Druckhalten, C Druckabbau

Die sehr rasche Drehzahlverringerung eines Rades ist charakteristisch für eine Blockierneigung, da die Radverzögerung größer ist als die maximale mögliche Fahrzeugverzögerung. Erkennt der elektronische Regler diesen rapiden Abfall der Raddrehzahl, gibt er entsprechende Befehle zur Bremsdruckmodulation an die Magnetventile. Mit Hilfe von jeweils zwei Ventilen pro Regelkreis – das in stromlosem Zustand offene Einlassventil und das stromlos geschlossene Auslassventil (■ Abb. 7.39) – wird diese Modulation durchgeführt.

### Regelungsphasen

Der ABS-Regelzyklus läuft prinzipiell in drei Phasen ab (■ Abb. 7.44).

#### ■ Druck halten (Phase 1)

Bei Pedalbetätigung steigt der Radbremsdruck an und die Radumfangsgeschwindigkeit verringert sich progressiv. Zeigt die Radumfangsgeschwindigkeit eine Blockierneigung, wird das Einlassventil geschlossen. Selbst bei Erhöhung des Betätigungs-

drucks kann der Radbremsdruck nicht weiter ansteigen.

#### ■ Druckabbau (Phase 2)

Nimmt die Radumfangsgeschwindigkeit trotz konstanter Bremsdrucks weiter ab, sodass der Rad schlupf zunimmt, reduziert der Regler den Bremsdruck an diesem Rad. Dazu hält er das Einlassventil geschlossen und öffnet für kurze Zeit das Auslassventil zur Absenkung des Bremsdrucks. Daraus folgt ein verminderter Bremsmoment an der Rader bremse. Mit Hilfe der beim Schlupfeinlauf erkannten Radverzögerung lässt sich abschätzen, wie lang dieser Druckabbaupuls sein muss, damit das Rad in einer angemessenen Zeit wieder beschleunigt (so genannte „prädiktive Regelung“). Verhält sich das Rad nach Ablauf dieser Zeit nicht wie erwartet, kann der Regler einen weiteren Bremsdruckabbau einsteuern. In extremen Fällen wie etwa einem Reibwertsprung von Asphalt auf Eis dauert dieser Abbau so lange, bis das Rad die gewünschte Wiederbeschleunigung aufweist.

### ■ Druckaufbau (Phase 3)

Erhöht sich die Radumfangsgeschwindigkeit so weit, dass sie den Bereich des optimalen Schlupfes unterschreitet, baut der Regler wieder stufenweise Bremsdruck auf. Hierzu bleibt das Auslassventil geschlossen, während das Einlassventil mehrfach kurz geöffnet wird.

Dieser Drei-Phasen-Regelzyklus mit den Phasen Druck halten, Druck abbauen und Druck aufbauen wiederholt sich mehrmals – in der Regel pro Rad drei bis vier Mal in der Sekunde. Die Reihenfolge der drei Phasen kann je nach Fahrbahnzustand variieren.

### Besondere Bedingungen

Durch die permanente Auswertung der Radensorsignale kann der elektronische Regler stets mit einer der Situation angemessenen Regelstrategie reagieren. Normalerweise werden bei Pkw die Vorderräder individuell geregelt. An den Hinterrädern kommt das „Select low“-Prinzip zum Einsatz, das heißt: Das Hinterrad mit der stärkeren Blockiertendenz bestimmt das Druckniveau für beide Hinterräder. So wird die Bremskraftausnutzung an der Hinterachse etwas vermindert, was zu höherer Seitenkraft und damit zu erhöhter Fahrstabilität führt. Besonderen Fahrbahn- und Fahrzustands-Bedingungen wird der ABS-Regler durch speziell hierfür entwickelte Algorithmen gerecht. Zu nennen sind hier etwa Eis-Fahrbahnen, seitenweise unterschiedlich griffige Fahrbahnen (so genanntes „ $\mu$ -split“), Kurvenfahrt, Schleudervorgänge, Einsatz von Noträder und vieles mehr.

### Elektronische Bremskraftverteilung (EBV)

Die elektronische Bremskraftverteilung EBV ist ein ergänzender Softwarealgorithmus zur ABS-Software. Dieser Algorithmus ermöglicht im Teilbremsbereich eine optimierte Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse. Damit wird die Kraftschlussausnutzung an der Hinterachse optimiert bei gleichzeitigem Erhalt der Fahrstabilität.

Hierzu nutzt der EBV-Algorithmus die verfügbaren Informationen über die jeweilige Fahrzeugverzögerung und Querbeschleunigung. Beide Größen werden aus den vier gemessenen Radgeschwindigkeiten errechnet. Erkennt der elektronische Regler eine entsprechende Überbrem-

sung der Hinterachse, wird durch Schließung des Einlassventils ein weiterer Druckaufbau verhindert. Sollte die Hinterachse immer noch überbremst sein, kann durch Öffnen des entsprechenden Auslassventils Druck abgebaut werden. Zur bestmöglichen Ausschöpfung des Kraftschlusspotenzials führt EBV den Druck der hinteren Radbremsen bei Unterbremsung wieder pulsweise an das Druckniveau im Hauptzylinder heran. Mit EBV ausgerüstete Fahrzeuge können auf den Einsatz eines mechanisch/hydraulischen Bremskraftverteilers (► Abb.7.3.1) verzichten. Die EBV-Funktion benötigt keine zusätzlichen Bauteile, sie nutzt die beim ABS bereits vorhandenen Komponenten. Die Integration in das ABS-Sicherheitskonzept sorgt für die Überwachung der Wirksamkeit der elektronisch geregelten Bremskraftverteilung.

### Erweitertes Stabilitäts-Bremssystem (ABSplus)

Eine Erweiterung des ABS-Regelalgorithmus ist als ABSplus oder CBC (Cornering Brake Control) bekannt. Ohne Gierraten- oder Querbeschleunigungssensor erkennt dieses System die Fahrsituation – insbesondere Kurvenfahrt – allein aus den Verläufen der Raddrehzahlen. ABSplus optimiert den (Brems-)Schlupf und damit die Bremskraftverteilung, zugleich bewirkt es eine Gierratenkompensation. Dazu baut ABSplus durch gezielt unterschiedliches Einstellen von Bremskräften an beiden Fahrzeugseiten ein korrigierendes Giermoment auf, welches das Fahrzeug stabilisiert und die Lenkbarkeit verbessert. Besonders wirkungsvoll ist ABSplus bei dynamischen Fahrmanövern wie Kurvenfahrten im Grenzbereich und Spurwechseln. Dies gilt bei Vollbremsungen (aktive ABS-Regelung) und insbesondere bei Teilbremsungen.

### Antriebsschlupfregelung (ASR)

Die Antriebsschlupfregelung verhindert unnötiges Durchdrehen der Antriebsräder durch einen gezielten Bremseneingriff (BASR) und/oder durch einen Eingriff in das Motormanagement (MASR). ASR basiert sowohl hardwareseitig (Hydraulik, Sensork) als auch softwareseitig auf ABS. Zum aktiven Druckaufbau ist eine Erweiterung der HCU um so genannte Trenn- und Saugventile erforderlich (ähnlich wie bei ESP, ► Abb.7.45).

### 7.3 · Bremsenergieübertragung und -modulation

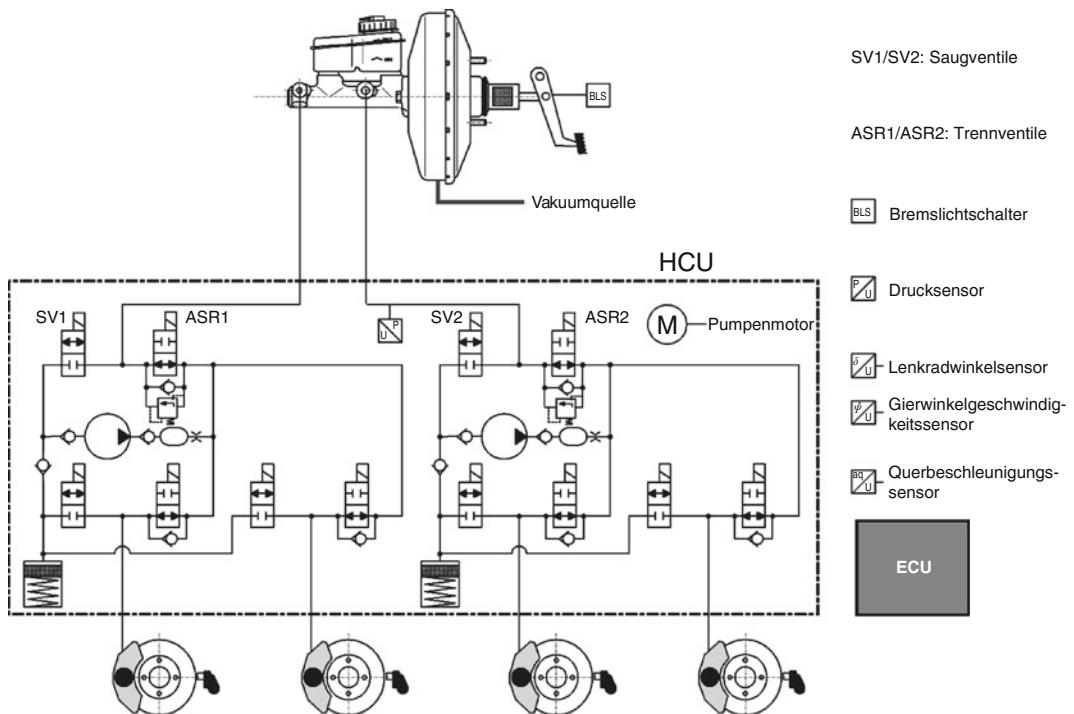


Abb. 7.45 Elektronisches Stabilitätsprogramm, Systemschaltbild: SV1/SV2 Saugventile, ASR1/ASR2 Trennventile

- Die Antriebsschlupfregelung
- sichert die Fahrstabilität heckgetriebener bzw. die Lenkbarkeit frontgetriebener Fahrzeuge,
- wirkt als elektronisches Sperrdifferenzial,
- erhöht die Vortriebskräfte,
- warnt durch eine Funktionsleuchte bei Erreichen der physikalischen Stabilitätsgrenze (etwa bei Glätte),
- verringert den Reifenverschleiß.

#### Bremsenregelung der ASR (BASR)

Auf unterschiedlich griffiger Fahrbahn ( $\mu$ -split) kann die auf der griffigen Fahrbahnseite mögliche Vortriebskraft nicht ausgenutzt werden. Die Ursache hierfür liegt im Differentialgetriebe zwischen den Rädern der angetriebenen Achse, bei dem die Seite mit dem geringeren Kraftschlusspotenzial das Moment auf der gegenüberliegenden Seite begrenzt. Mit Hilfe der Raddrehzahlsensoren erkennt BASR das Überschreiten der Kraftschlussgrenze an einem Rad und verringert ein Durchdrehen des anderen Rades mittels eines entspre-

chenden, aktiven Bremseneingriffs. Das dadurch aufgebrachte Bremsmoment wirkt als zusätzliche Abstützung auf das Differential und steht somit am gegenüberliegenden Rad als Antriebsmoment zur Verfügung.

Bremsen-ASR regelt im Wesentlichen den Anfahrbereich (Abb. 7.46). Es kann nicht beliebig lange auf die Radbremsen zugreifen, da dies zu einer thermischen Überlastung führen könnte. Der elektronische Regler begrenzt mit Hilfe eines auf die Bremsanlage angepassten Temperaturmodells die BASR-Eingriffsdauer.

#### Motorregelung der ASR (MASR)

Zur Entlastung der Bremsen drosselt ASR bei niedrigen Geschwindigkeiten zusätzlich zur Bremsenregelung das Motordrehmoment so weit, dass auch ohne Bremseneingriff an beiden Rädern die bestmögliche Haftwertausnutzung für den Vortrieb erreicht wird. Im oberen Geschwindigkeitsbereich, ab etwa 40 km/h, verringert sich die Anzahl der Bremseneingriffe, da die Motorregelung frühzeitig das

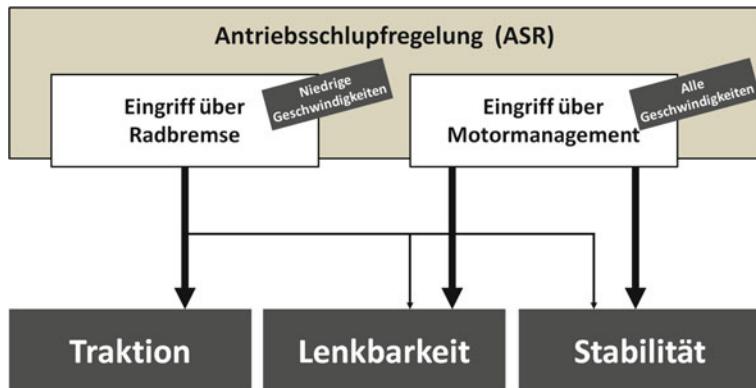


Abb. 7.46 Konzepte der Antriebsschlupfregelung

Antriebsmoment reduziert, um die Fahrstabilität zu erhöhen.

#### Motor-Schleppmomenten-Regelung (MSR)

Hohes Motorschleppmoment, zum Beispiel Herunterschalten bei hohen Motordrehzahlen, erzeugt Bremsmomente an den angetriebenen Rädern, ohne dass die Bremse betätigt wird. Insbesondere bei niedrigen Reibwerten wird dadurch deutlicher Schlupf an den Antriebsrädern hervorgerufen. Vor allem bei heckangetriebenen Fahrzeugen kann es dadurch zu instabilem Fahrverhalten kommen. Die MSR reduziert durch dosiertes, aktives Anheben der Leerlaufdrehzahl den durch das Motorschleppmoment generierten Schlupf. Der Eingriff ins Motormanagement erfolgt in aller Regel über CAN-Bus-Datenkommunikation.

#### Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP)

Die elektronische Fahrstabilitätsregelung ESP kombiniert die Funktionen der Radschlupfregelungen (ABS, EBV, ASR) mit der Giermomentenregelung (GMR). Die Giermomentenregelung ist eine elektronische Regelung zur Verbesserung des querdynamischen Fahrverhaltens. Unabhängig von einer Pedalbetätigung stabilisiert sie das quer- und längsdynamische Fahrverhalten durch Bremsen- und Motoreingriff.

Mit Hilfe von Modellbildung errechnet ESP aus den Radgeschwindigkeiten, dem Lenkradwinkel und dem ggf. vom Fahrer eingesteuerten Hauptzylinderdruck das gewünschte Fahrzeugverhalten.

Das tatsächliche Fahrverhalten erfasst ESP mit Hilfe der Gierrate und der Querbeschleunigung.

Vor allem bei sehr schnellen Lenkbewegungen kann ein Fahrzeug den Lenkradeinschlag nicht mehr in die erwartete Richtungsänderung umsetzen. Es kommt entweder zum Untersteuern oder zum Übersteuern, im Extremfall bis zum „Schleudern“. Die Giermomentenregelung erkennt die Abweichung des realen vom angestrebten Fahrverhalten und greift aktiv unterstützend und stabilisierend ein.

Untersteuern korrigiert GMR primär durch Einbremsen des kurveninneren Hinterrades, Übersteuern durch Einbremsen des kurvenäußeren Vorderrades. Dieses selektive, aktive Bremsen baut einseitig wirkende Längskräfte und dadurch das gewünschte Giermoment auf. Eine unterstützende Wirkung entsteht durch die gezielte Reduzierung von Seitenführungskräften infolge der über Bremsmomente aufgebauten Längskräfte. Zu hohes Antriebsmoment reduziert ESP – wenn erforderlich – durch Eingriff ins Motormanagement.

Die erweiterte ABS/ASR-Hydraulik mit dem integrierten elektronischen Regler ist Kernstück des ESP. Diese Hydraulik ermöglicht den selektiven, aktiven Aufbau von Bremsdruck an jedem Rad unabhängig von einer Betätigung des Bremspedals.

Bei extremer Kälte kann wegen der Viskositätsänderung der Bremsflüssigkeit unter Umständen die ABS-Pumpe allein nicht ausreichend Bremsflüssigkeit ansaugen. Daher gibt es verschiedene Vorladeeinrichtungen, um in solchen Situationen die Pumpenleistung zu unterstützen. Der On/Off-

Booster (auch aktiver Booster genannt) kann extern angesteuert werden und stellt so die bei extremer Kälte benötigte Vorladung für die Hydraulikpumpe sicher. Eine zweite Lösung ist die elektrische Vorladepumpe, die Bremsflüssigkeit aus dem Behälter ansaugt und in den THz einspeist. Durch eine Blende im THz bildet sich ein Staudruck, der als Vorladendruck vor der Hydraulikpumpe anliegt und somit die erforderliche Fördermenge sicherstellt.

Die Fähigkeit der ESP-Hydraulik, unabhängig von der Pedalbetätigung Druck in den Radbremsen aufzubauen, wird für eine weitere Zusatzfunktion genutzt, den so genannten „**hydraulischen Bremsassistent**“ (HBA). Der HBA nutzt auch die vorhandene Sensorik.

Drucksensorsignale dienen dem Bremsen-Regler zur Erkennung einer in Notsituationen extrem schnellen Betätigung des Bremspedals. Wird ein parametrierbarer kritischer Druckgradient überschritten, werden die ASR-Trennventile geschlossen, die elektrischen Saugventile geöffnet und die Pumpe aktiviert. Diese steigert den über das Pedal eingebaute Druck nun auf Blockierdruckniveau. Bei dieser Druckregelung folgt der Druck in den Radbremsen dem des THz, was eine Modulation der Radbremsdrücke innerhalb des HBA-Modus ermöglicht. Bei Unterschreiten eines Mindestdrucks (Lösen des Bremspedals) schaltet sich die HBA-Funktion wieder ab.

Der hydraulische Bremsassistent ist ein Beispiel für Systeme, bei denen die hydraulische Regeleinheit (HCU) die Funktion des Vakuum-Bremeskraftverstärkers unterstützt (► Abschn. 7.4.1).

## Sensoren für elektronische Bremsregelsysteme

Erst der Einsatz einer Vielzahl spezifischer Sensoren ermöglicht die zuverlässige Funktion der elektro-nisch geregelten Systemfunktionen.

### Raddrehzahlsensoren

Der Raddrehzahlsensor (auch Drehzahlfühler genannt) erfasst die aktuelle Drehzahl eines Rades. Ein Sensor und ein Impulsrad bilden eine Sensor-einheit. Der Sensor ist am Achsschenkel befestigt, das Impulsrad dreht sich mit dem Rad (► Abb. 7.47).

Bei Fahrzeugen mit Hinterachsantrieb lassen sich die Raddrehzahlen der Hinterachse für die rei-

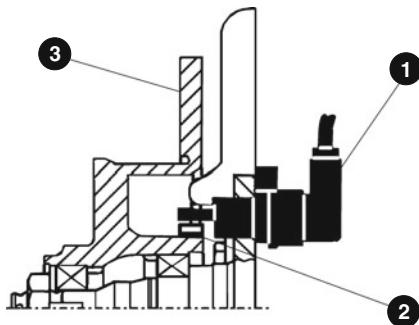


Abb. 7.47 Radial angeordneter Raddrehzahlsensor. 1 Sensor, 2 Impulsrad, 3 Bremsscheibe

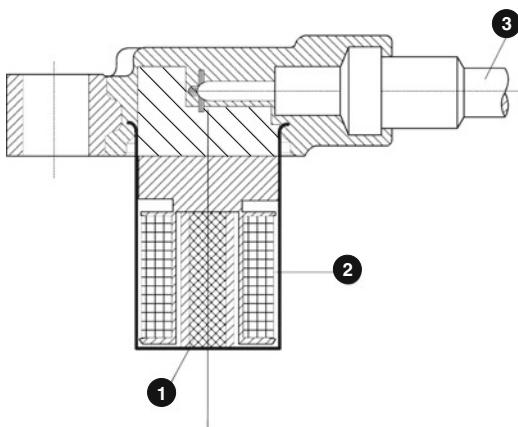


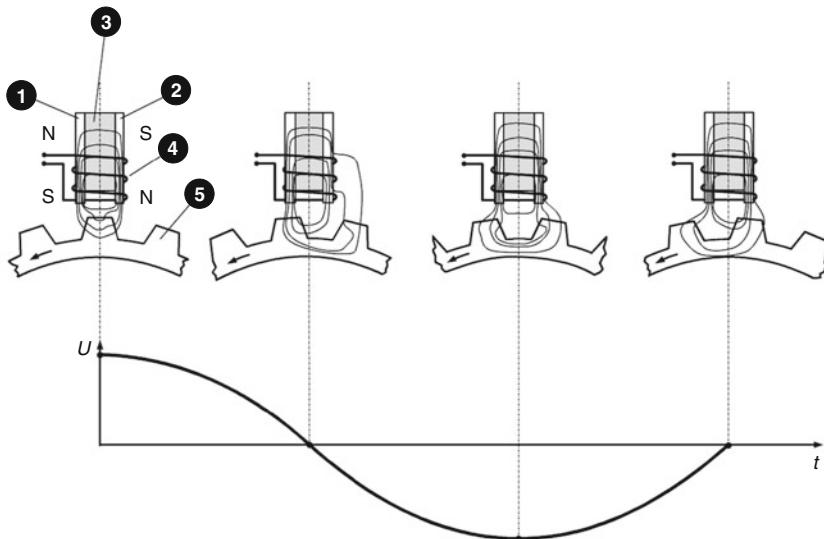
Abb. 7.48 Induktiver Raddrehzahlsensor: 1 Permanentmagnet, 2 Spule, 3 Kabelverbindung

ne ABS-Funktion auch mit nur einem Sensor erfassen. Er sitzt antriebsseitig im Differential. Das Sensorsignal entspricht in diesem Fall dem arithmetischen Mittel beider Hinterraddrehzahlen.

Je nach Einbauverhältnissen und Ausführung des Impulsrades wird der Sensor axial oder radial angeordnet. Es werden zwei Sensor-Bauarten (pas-siv oder aktiv) unterschieden:

### Induktive (passive) Raddrehzahlsensoren

Passive Raddrehzahlsensoren arbeiten nach dem Induktionsprinzip. Im Sensorkopf befindet sich – wassererdicht in Kunststoff eingespritzt – ein Dauer-magnet, eine Spule und eine Kabelverbindung (► Abb. 7.48).



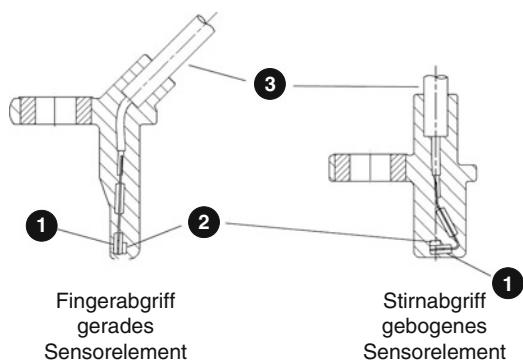
**Abb. 7.49** Induktiver Raddrehzahlsensor, Funktionsweise:  $U$  Spannung,  $t$  Zeit, N Nordpol, S Südpol, 1 und 2 Permanentmagnete, 3 Weicheisenkern, 4 Spule, 5 Impulsrad

Die bei Raddrehung vorbeilaufenden Zähne des Impulsrades aus ferromagnetischem Material beeinflussen den magnetischen Fluss durch magnetische Induktion. Dadurch entsteht eine Wechselspannung, deren Frequenz proportional der Raddrehzahl ist (Abb. 7.49). Diese Wechselspannung kann der elektronische Regler nur dann auswerten, wenn die Amplitude innerhalb eines vorgegebenen Spannungsbereiches liegt. Zur Sicherstellung dieses Spannungsbereiches muss ein eng tolerierter Luftspalt eingehalten werden. Da zur Erzeugung des Signals eine Mindestdrehzahl erforderlich ist, ist eine Drehzahlsensierung nur bis zu einer unteren Geschwindigkeitsschwelle (ca. 2 km/h) möglich.

Es gibt zwei Varianten aktiver Raddrehzahlsensoren. Bei der ersten wird dem Elementarsensor zur Erzeugung des Magnetfeldes ein Permanentmagnet hinterlegt. Die Änderung der Feldstärke im Substrat ergibt sich durch ein ferromagnetisches Impulsrad, das zum Beispiel als Zahnrad ausgeführt sein kann. Bei der zweiten Variante rotiert ein magnetischer Encoder vor dem Sensor, der das Sensor-Element und einen kleinen Stützmagneten enthält. Das erzeugte Stützfeld verhindert einen Frequenzverdoppelungseffekt im Sensorelement bei kleinen

### Magnetoresistive (aktive) Raddrehzahlsensoren

Die Sensorbaugruppe besteht aus der Kombination einer Brückenanordnung dünner magnetoresistiver Metallschichten (Elementarsensoren) mit einer elektronischen Folgeschaltung zur Signalaufbereitung (Abb. 7.50). Das Wirkprinzip des Elementarsensors beruht darauf, dass sich der elektrische Widerstand der magnetoresistiven Schichten ändert, sobald sich ein parallel durch diese Schichten verlaufendes Magnetfeld ändert.



**Abb. 7.50** Magnetoresistiver Raddrehzahlsensor im Schnitt. 1 Sensorelement, 2 Stützmagnet, 3 Kabelverbindung

Luftspalten. Eine Folge gleichartiger, einander abwechselnder Nord- und Südpol-Areale bildet die Encoderspur des magnetischen Encoders. Zwei aufeinander folgende Nord-/Südpole bilden ein Inkrement und entsprechen einem Zahn bei einem ferromagnetischen Impulsrad. Der elektronische Regler versorgt die Sensoren im Betrieb mit elektrischer Energie. Die Sensoren formen daraus einen rechteckförmigen Signalstrom, dessen Frequenz proportional der Drehgeschwindigkeit der Räder ist.

Die Vorteile von magnetoresistiven Raddrehzahlsensoren gegenüber induktiven sind unter anderem:

- die Sensierung beliebig niedriger Drehzahlen (bis  $v = 0 \text{ km/h}$ )
- die Verbesserung der Signalqualität (digitales Signal mit hoher Auflösung ermöglicht großen Luftspalt)
- die weitgehende Unempfindlichkeit des Signals gegenüber Temperaturschwankungen und Vibrationen und
- die Reduzierung von Gewicht und Bauraum

### Wegsensor in der Betätigung

Der Wegsensor wird bei Bremsassistenten mit aktivem Bremskraftverstärker eingesetzt. Dort stellt er ein elektronisches Signal zur Verfügung, aus dem der elektronische Regler die Position des Bremspedals und die Betätigungs geschwindigkeit ableitet. Der Stößel des Wegsensors ist mit einem beweglichen Schleifer im Wegsensor verbunden, der eine Widerstandsbahn mit linearer Kennung überfährt. In Abhängigkeit von der Schleiferposition wird dem Regler durch die Beschaltung als Spannungsteiler eine definierte Spannung zur Auswertung geliefert.

### Beschleunigungsschalter/Beschleunigungssensor

Der Beschleunigungsschalter/-sensor liefert Daten über die Längsdynamik des Fahrzeugs (Verzögerung/Beschleunigung). Fahrzeuge mit nur zwei Raddrehzahlsensoren und Fahrzeuge mit Vierradantrieb und starrem Durchtrieb zwischen den Achsen benötigen diese Information zusätzlich zu den gemessenen Raddrehzahlen zur optimalen ABS-Regelung.

Der Beschleunigungsschalter enthält Schaltelemente wie z. B. Pendel. Sie sind entsprechend den

geforderten Beschleunigungsschwellen in definierten Neigungswinkeln eingebaut. Quecksilberschalter werden heute aus Umweltgründen nicht mehr verbaut; mechanische Pendelelemente haben sie abgelöst. Sie arbeiten ähnlich, das heißt: Die Pendelbewegung öffnet oder schließt einen elektrischen Kontakt.

Moderne Bremsregelsysteme haben häufig anstelle des Schalters einen Längsbeschleunigungssensor. Er entspricht in Aufbau und Wirkweise dem Querbeschleunigungssensor, wird jedoch um 90° gedreht eingebaut.

### Lenkradwinkelsensor

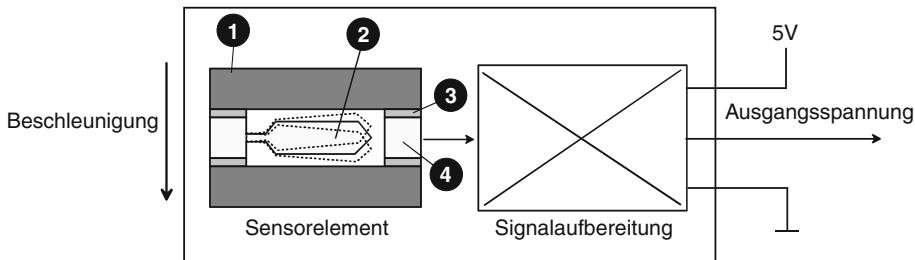
Der Lenkradwinkelsensor übermittelt dem ESP-Steuengerät Informationen über den aktuellen Lenkwinkel und damit über die gewünschte Fahrtrichtung. Der Lenkradwinkel wird z. B. durch eine geeignete Anordnung mehrerer Fotozellen und Lichtschranken optisch gemessen und in Datenworte übersetzt. Aus Sicherheitsgründen erfolgt die Übersetzung in zwei Mikroprozessoren. Über einen CAN-Datenbus gelangen die Daten an den elektronischen Regler. Vom Lenkradwinkelsensor werden neben hoher Winkelauflösung, Sicherheit und Zuverlässigkeit auch geringe Abmessungen gefordert, da im Lenksäulenbereich nur wenig Einbauraum zur Verfügung steht.

### Querbeschleunigungssensor

Dieser Sensor erzeugt ein Signal, das proportional zur Querbeschleunigung des Fahrzeugs ist (Abb. 7.51). Gemeinsam mit dem Gierratensor liefert er die für die Giermomentenregelung bei ESP benötigten Informationen über den querdynamischen Zustand des Fahrzeugs. Der Sensor besteht aus einem kleinen Biegebalken, der unter dem Einfluss von Querbeschleunigung seine Lage und damit die Kapazität einer Kondensatoranordnung ändert. Die Kapazitätsänderung wird elektronisch ausgewertet, das Signal wird – z. B. über CAN-Bus – an den elektronischen Regler weiter geleitet.

### Gierratensor

Der Gierratensor misst die Drehwinkelgeschwindigkeit eines Fahrzeugs um seine Hochachse, die so genannte Gierrate. Dazu erzeugt er ein der Gierrate proportionales Signal und liefert damit



■ Abb. 7.51 (Quer-)Beschleunigungssensor. 1 Außenelektrode, 2 Biegebalken (seismische Masse), 3 Isolator und Verbindungs-element für die Elektroden, 4 Mittelelektrode

## 7

– gemeinsam mit dem Querbeschleunigungssensor – die für die Giermomentenregelung des ESP benötigten Informationen über den Fahrzustand.

Bei einer Bauart bilden zwei miteinander verbundene, parallel zur Fahrzeughochachse angeordnete Quarz-Stimmgabeln das Sensorelement. Eine elektronische Schaltung regt die obere Stimmgabel zu sinusförmigen Schwingungen an. Beim Gieren des Fahrzeugs wirkt auf die Stimmgabel eine von der Drehrate abhängige Corioliskraft. Diese wird auf die untere Stimmgabel übertragen, wo sie eine sinusförmige Schwingung erzeugt, die über eine Verstärkerschaltung in ein der Drehrate proportionales Signal umgewandelt wird. Das Schaltungskonzept beinhaltet außer der Schwingungserzeugung für die obere Stimmgabel die Signalverarbeitung und Sicherheitselemente zur Erkennung interner Sensorfehler.

Der Gierratensensor befindet sich vorzugsweise im Fahrgastrauum des Fahrzeugs, zum Beispiel unter einem Sitz oder in der Mittelkonsole. Die Kombination des Gierratensensors mit dem Querbeschleunigungssensor in einem gemeinsamen Gehäuse mit einem Stecker wird als „Cluster“ bezeichnet, ■ Abb. 7.52.



■ Abb. 7.52 Sensor-Cluster

Aktuell wird die Inertialsensorik (Beschleunigungen und Drehraten) im ESP- bzw. Airbagsteuergerät integriert.

### Drucksensor

Der Drucksensor wird zur Messung des über das Bremspedal eingesteuerten Bremsdruckes eingesetzt. Bei einer Giermomentenregelung muss das ESP-Steuergerät den Bremsdruck radindividuell und unabhängig von einer Pedalbetätigung einstellen können. Daher wird der THz von der Bremsanlage abgekoppelt. Wird das Bremspedal betätigt, berücksichtigt der Regler den dem gemessenen Hauptzylinderdruck zuzuordnenden „Verzögerungsbefehl“ bei der Berechnung der Solldruckvorgaben für die einzelnen Radbremsen.

Das Sensorelement besteht aus einer Keramikanordnung und verändert seine Kapazität bei Druckbeaufschlagung. Das keramische Messelement ist zusammen mit einer elektronischen Auswerteschaltung in einem Metallgehäuse untergebracht.

### Nahbereichssensor für Notbremsassistent, EBA-City

Zur Erkennung von Hindernissen im Bereich von ca. 10 m vor dem Fahrzeug wird ein spezieller Nahbereichssensor basierend auf Lidar-Technologie (Lidar – Light detection and ranging) genutzt. Dieser wird im geschützten Bereich hinter der Windschutzscheibe angebracht. Das Sensorsignal wird bei der EBA-City Funktion verwendet, um das Fahrzeug im Stadtgeschwindigkeitsbereich vollautomatisch via HECU bis zum Stillstand abzubremsen.

sen. Dadurch können Auffahrunfälle im Stadtbereich vermieden bzw. die Folgen bei unvermeidbaren Kollisionen (sowohl Blech- als auch Insassenschäden) minimiert werden.

### 7.3.3 Übertragungselemente

#### Bremsflüssigkeit

Im hydraulischen Teil der Bremsanlage ist Bremsflüssigkeit das Medium für die Energieübertragung zwischen Tandem-Hauptzylinder, gegebenenfalls hydraulischer Regeleinheit und den Radbremsen. Sie hat die Aufgabe im Betriebstemperaturbereich die Übertragung von hydraulischem Druck zu den Bremssystemkomponenten sicherzustellen. Zusätzlich hat sie die Aufgabe, bewegte Teile wie z. B. Dichtungen, Kolben und Ventile zu schmieren und vor Korrosion zu schützen (► Kap. 31).

#### Befüllung und Entlüftung von hydraulischen Bremssystemen

Hydraulische Bremssysteme nutzen die nahezu inkompressible Bremsflüssigkeit zur Übertragung von Bremspedalkräften zu den Radbremsen. Damit sich im Bremssystem ausreichend Bremsdruck aufbauen kann, darf in den Komponenten des Bremssystems keine Restluft verbleiben.

Während eines Bremsvorganges wird nur ein Volumen von wenigen Kubikzentimetern Bremsflüssigkeit zum Ausgleich der durch den Bremsdruck hervorgerufenen Elastizitäten von Bremssätteln, Bremsbelägen, Schlauchleitungen, etc. benötigt. Auch kleine Mengen an Luft im Bremssystem würden dazu führen, dass nicht ausreichend Bremsdruck aufgebaut werden kann, um das Fahrzeug gemäß dem Fahrerwunsch abzubremsen. Der Fahrer kann einen solchen Zustand durch Verlängerung des Bremspedalweges erkennen.

Es muss daher zum Abschluss der Fahrzeugmontage bzw. beim Austausch von Bremssystemkomponenten das hydraulische Bremssystem mit größter Sorgfalt mit Bremsflüssigkeit gefüllt und anschließend entlüftet werden, um die Betriebssicherheit des Fahrzeugs zu gewährleisten.

Am Fahrzeugmontageband wird aus dem unbefüllten (trockenen) Bremssystem zunächst durch

eine Vakuumpumpe über den Ausgleichbehälter die Luft evakuiert. Dieses Verfahren dient gleichzeitig der Dichtheitsprüfung des Systems. Danach wird das System auf dem gleichen Weg mit einem Vordruck mit Bremsflüssigkeit gefüllt. Fahrzeuge mit elektronischem Bremsregelsystem bedürfen einer besonderen elektronisch gesteuerten Befüll- und Entlüftungsprozedur. In der Servicewerkstatt erfolgt die Entlüftung durch permanentes Durchspülen der Bremssystemkomponenten. Dazu werden die Entlüftungsschrauben an den Bremssätteln geöffnet und die Bremsflüssigkeit via mehrmaliger Bremspedalbetätigungen durch das Hydrauliksystem gepumpt.

Damit eine Selbstentlüftung des Systems möglich ist, sind alle hydraulischen Bremssystemkomponenten so im Fahrzeug einzubauen, dass sie immer unterhalb des Niveaus des Ausgleichbehälters liegen. Alle Bremsrohr- und Bremsschlauchleitungen sind entsprechend mit einer Steigung zum Behälter zu führen, dass ggf. vorhandene Luftblasen nach oben in den Ausgleichbehälter aufsteigen können.

#### Bremsleitungen und -schläuche

Zur Verbindung der hydraulischen Komponenten eines Bremssystems werden hochdruckfeste Bremsrohr-, Bremsschlauch- und armierte Schlauchleitungen (Flexleitungen) verwendet. Wesentliche Anforderungen sind Druckfestigkeit, mechanische Belastbarkeit, geringe Volumenaufnahme, chemische Beständigkeit zum Beispiel gegen Öl, Kraftstoffe und Salzwasser sowie thermische Unempfindlichkeit.

**Bremsrohrleitungen** stellen die hydraulische Verbindung zwischen unbeweglichen Anschlusspunkten dar. Sie bestehen aus doppelt gewickelten, hartgelöteten Stahlrohren. Zum Schutz gegen Umgebungseinflüsse wird die Rohroberfläche verzinkt und mit einem Kunststoff überzogen.

**Bremsschlauchleitungen** finden sich an den Übergängen zu beweglichen, dynamisch stark beanspruchten Teilen wie Achsschenkel oder Bremssattel. Sie stellen die einwandfreie Weiterleitung des Flüssigkeitsdrucks zu den Bremsen auch unter extremen Bedingungen sicher. Bremsschlauchleitungen bestehen aus einem Innenschlauch, einem

zweilagigen Geflecht als Druckträger und einer äußeren Gummischicht zum Schutz des Druckträgers vor äußeren Einflüssen.

**Armierte Schlauchleitungen (Flexleitungen)** werden ähnlich wie Bremsschlauchleitungen an den Übergängen zu dynamisch beanspruchten Teilen verbaut. Sie bestehen aus Poly-Tetrafluor-Ethylen (PTFE)-Leitungen mit Edelstahlgeflecht als Druckträger und gegebenenfalls einem anderen thermoplastischen Elastomer als äußere Schutzschicht. Dadurch ergibt sich eine gewisse Flexibilität, sodass Flexleitungen nur für Verbindungen mit geringer Bewegung genutzt werden, wie sie zum Beispiel durch Belagverschleiß an den Bremssätteln auftreten. Flexleitungen dämpfen die Körperschallübertragung und werden deshalb auch zur Verbesserung des akustischen Komforts, zum Beispiel zwischen THz und Hydraulikeinheit eingebaut.

## 7.4 Bremsbetätigung

Die Bremsenbetätigung innerhalb der Wirkkette des Pkw-Bremssystems zeigt Abb. 7.53.

### 7.4.1 Bremskraftverstärker

Bremskraftverstärker verstärken die am Pedal aufgebrachte Fußkraft durch eine so genannte „Hilfskraft“. Sie erhöhen damit den Bedienkomfort und die Fahrsicherheit. Es werden heute hauptsächlich zwei Bauarten verwendet:

- Vakuum-Bremskraftverstärker
- Hydraulik-Bremskraftverstärker

#### Vakuum-Bremskraftverstärker

Der Vakuum-Bremskraftverstärker – auch Vakuum-Booster genannt – hat sich bisher trotz seiner deutlich größeren Abmessungen gegenüber dem Hydraulik-Bremskraftverstärker behaupten können. Wesentliche Gründe hierfür sind seine kostengünstige Bauart und die kostenlose Verfügbarkeit der Vakuumenergie der meisten Saugmotoren.

Die Vakuumkammer des Bremskraftverstärkers ist über eine Unterdruckleitung mit dem Ansaugrohr des Motors oder einer separaten Vakuumpumpe (z. B. bei Dieselmotoren und direkteinspritzenden Ottomotoren mit sehr geringem Unterdruckniveau im Ansaugrohr) verbunden.

Im Folgenden wird die Funktion erläutert.

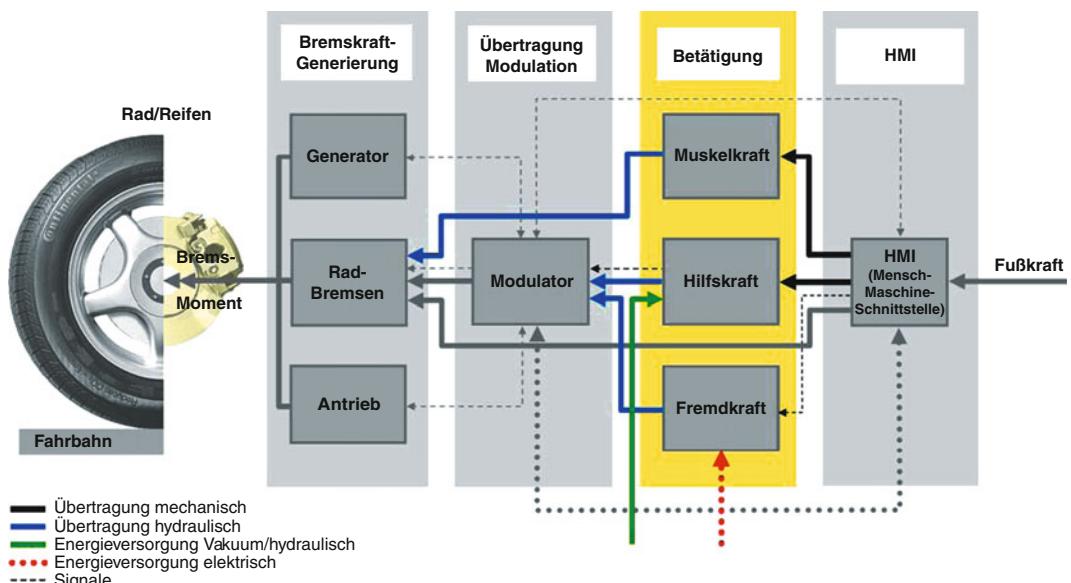


Abb. 7.53 Wirkkette Bremssystem im Pkw: Betätigung

#### 7.4 · Bremsbetätigung

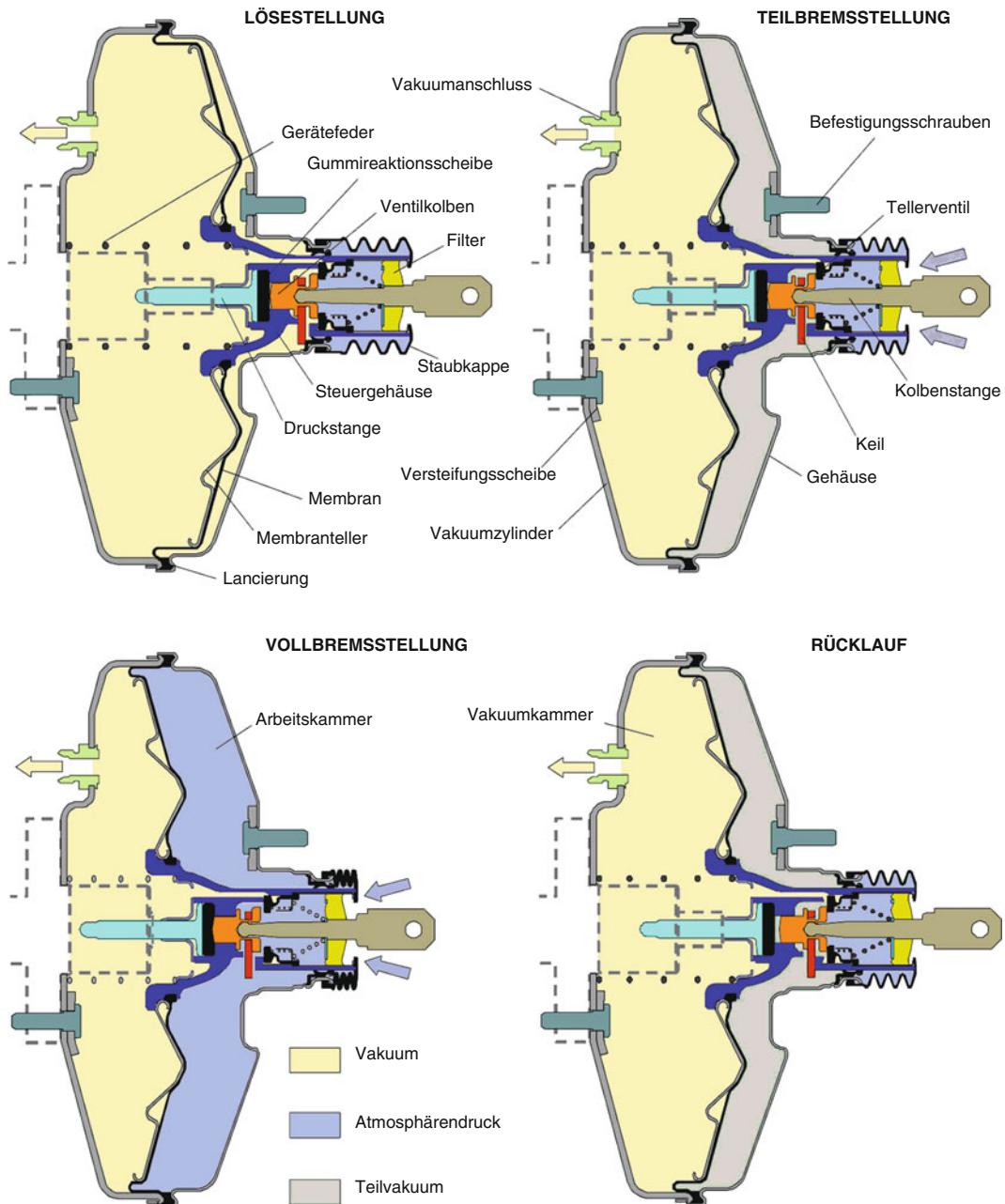


Abb. 7.54 Betriebsstellungen eines Einfach-Vakumbremskraftverstärkers

#### Lösestellung (s. Abb. 7.54)

In dieser Stellung herrscht auf beiden Seiten des Membrantellers der gleiche Unterdruck. Die Gerä-

tefeder hält den Membranteller gegen den auf den Querschnitt des Steuergehäuses wirkenden Atmosphärendruck in seiner Ausgangsstellung.

### Teilbremsstellung (s. □ Abb. 7.54)

Bei Betätigung der Kolbenstange mittels Bremspedal schließt das Tellerventil zunächst die Vakuumverbindung der pedalseitigen Arbeitskammer. Im weiteren Verlauf der Bewegung wird der Außenluftkanal geöffnet. Dadurch baut sich vor dem Membranteller atmosphärischer Druck auf. Zwischen dem vorderen und dem hinteren Raum des Verstärkers entsteht so ein Druckunterschied, der den Membranteller in Richtung Tandem-Hauptzylinder drückt und so die Fußkraft unterstützt. Die Hilfskraft ist dabei das Produkt aus Differenzdruck und Membrantellerfläche.

Im Tandem-Hauptzylinder baut sich durch die Vorwärtsbewegung der Kolben hydraulischer Druck auf. Bei konstanter Fußkraft kommen die Kolben im Tandem-Hauptzylinder, die Druckstange und der Ventilkolben nach einer von der Höhe der Fußkraft abhängigen Verschiebung zum Stillstand. Jetzt bewirkt die Reaktions scheibe, dass sich der Ventilkolben auf das Tellerventil setzt und die Zufuhr von Außenluft stoppt.

Damit ist eine so genannte „Bereitschaftsstellung“ erreicht, die bei jeder Änderung der Pedalkraft eine Vergrößerung bzw. Verkleinerung der Druckdifferenz zwischen beiden Seiten des Membrantellers bewirkt. Es wird analog zur Pedalkraft der hydraulische Druck im Bremsystem erhöht bzw. reduziert und so die entsprechende Verzögerung eingestellt. Der Verstärkungsfaktor (Verhältnis von Ausgangskraft zu Eingangskraft) wird durch das Verhältnis der Querschnittsfläche des Ventilkolbens zu derjenigen der Gummireaktionsscheibe bestimmt.

### Vollbremsstellung (s. □ Abb. 7.54)

In der Vollbremsstellung ist die Verbindung der pedalseitigen Arbeitskammer zur Vakuumkammer vollständig geschlossen und der Außenluftkanal ständig geöffnet. Damit wirkt auf den Membranteller der Atmosphärendruck in vollem Umfang, es ist die maximal mögliche Hilfskraft erreicht. Dieser Zustand wird „Aussteuerpunkt“ des Verstärkers genannt. Eine weitere Erhöhung der Kraft auf die Tandem-Hauptzylinder-Kolben ist nur durch eine weitere Steigerung der Betätigungs kraft möglich.

### Rücklauf (s. □ Abb. 7.54)

Beim Lösen des Bremspedals wird in beiden Kam mern des Verstärkers wieder Unterdruck aufgebaut und die Gerätefeder stellt Membranteller und Pedal wieder in die Ausgangsposition zurück.

Neben der oben dargestellten Bauart sind auch *Bremskraftverstärker in Zugankerbauart* verbreitet. Bei diesem Gerät wird die bei Betätigung auftretende Zugkraft nicht über die Gehäuseschalen übertragen, sondern über Bolzen (Zuganker), die das Gerät inklusive Membran und Membranteller vollständig durchdringen. Diese Konstruktion erlaubt deutlich dünnwandigere und aus anderen Materialien (Alu minium, Kunststoff) gefertigte Gehäuse und damit erhebliche Gewichtseinsparungen.

Darüber hinaus wird die Aufweitung des Ge häuses (Dehnung) minimiert.

Als Boostergröße wird üblicherweise der Durchmesser des Verstärkers in Zoll angegeben. Gängige Gerätegrößen liegen zwischen 7" und 11". Bei größeren Fahrzeugen reicht das Arbeits vermögen der Einfachgeräte nicht aus. Hier kommen *Tandem-Bremskraftverstärker* zur Anwendung, bei denen zwei Einfachgeräte hintereinander in einem Gerät angeordnet sind. Die Baugrößen reichen von 7"/8" bis 10"/10". In □ Abb. 7.55 ist ein solches Gerät als elektrisch ansteuerbarer Bremskraftverstärker dargestellt.

Für bestimmte Fahrzeug-Montagekonzepte wurden so genannte „Front-Bolt-Geräte“ entwickelt. Hierbei sind die Zuganker hohl ausgeführt, sodass motorraumseitig Befestigungsschrauben durchgesteckt werden können, mit denen das Gerät an der Fahrzeugspritzwand fixiert wird.

### Aktiver Bremskraftverstärker

Zur Darstellung von Zusatzfunktionen werden so genannte „aktive Bremskraftverstärker“ eingesetzt, die zusätzlich elektrisch ansteuerbar sind (s. □ Abb. 7.55). Genutzt werden können die für die Funktionen ESP-Vorladung, elektronischer Bremsassistent und ACC.

Aktive Bremskraftverstärker weisen einen im Steuergehäuse integrierten Magnetantrieb auf. Mittels einer Schiebehülse ist es möglich, mit dem elektrisch betätigten Magnetantrieb das Tellerventil zu betätigen. Dabei wird zunächst die Verbindung

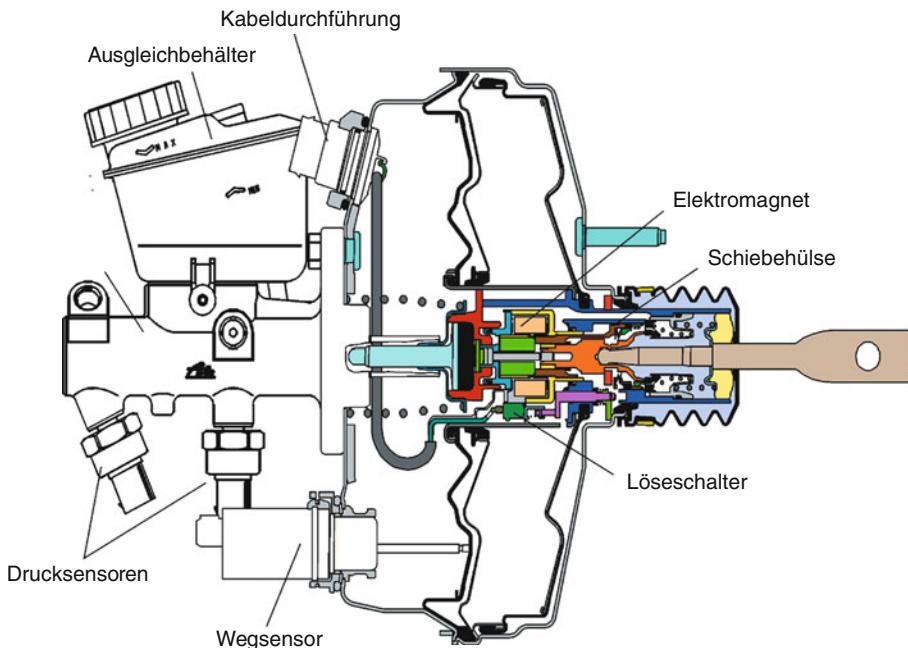


Abb. 7.55 Aktiver Bremskraftverstärker in Tandem-Bauweise

zwischen Vakuumkammer und Arbeitskammer geschlossen; mit einer weiteren Strombeaufschlagung wird die Verbindung der Arbeitskammer zur Außenluft geöffnet und der Bremskraftverstärker betätigt.

Zur sicheren Erkennung des Fahrerwunsches wird ein so genannter „Löseschalter“ in das Steuergehäuse integriert.

### Vakuumpumpe

Die bei Fahrzeugen mit Ottomotor im Ansaugtrakt verfügbare Vakuumenergie stellt eine kostengünstige Energiequelle für den Bremskraftverstärker dar. Bei Einspritzmotoren (Dieselmotor und Benzin-Direkteinspritzmotoren) werden Vakuumpumpen erforderlich. Diese Pumpen sind zumeist Flügel-Zellen-Pumpen und können mechanisch über eine Motorwelle oder bedarfsgerecht elektrisch angetrieben werden.

### Mechanischer Bremsassistent

Bei diesem Konzept wird die Trägheit des Bremskraftverstärkers ausgenutzt, die bei schneller Betätigung (Notbremsung) dazu führt, dass das Teller-

ventil einen definierten Öffnungshub überschreitet. Damit erfolgt eine Arretierung des Tellerventils, das dann geöffnet bleibt, selbst wenn die Fußkraft wieder geringfügig reduziert wird (Abb. 7.56).

### Bremskraftverstärkerunterstützung

Bremskraftverstärker können mit zusätzlicher Sensorik ausgerüstet werden, die den Aussteuerpunkt erkennt. Der Druck in beiden oder einer (Unterdruck-) Kammer wird über einen Sensor im Vergleich zum Atmosphärendruck gemessen.

Die Bremskraftverstärkerunterstützungsfunktion besteht darin, dass der hydraulische Druck in den Radbremsen über den Druck im THz hinaus erhöht werden kann. Hierzu wird die Verbindung zwischen THz und Hydraulikeinheit über Magnetventile getrennt, die Pumpe angesteuert und der Druck in den Radbremskreisen moduliert. Hiermit können Unterstützungsfunctionen für folgende Betriebszustände dargestellt werden (Abb. 7.57):

- **Bremsenfading:** Durch die hydraulische Unterstützung wird die Verstärkung über den Aussteuerpunkt des Vakuum Bremskraftverstärkers hinaus aufrecht erhalten.

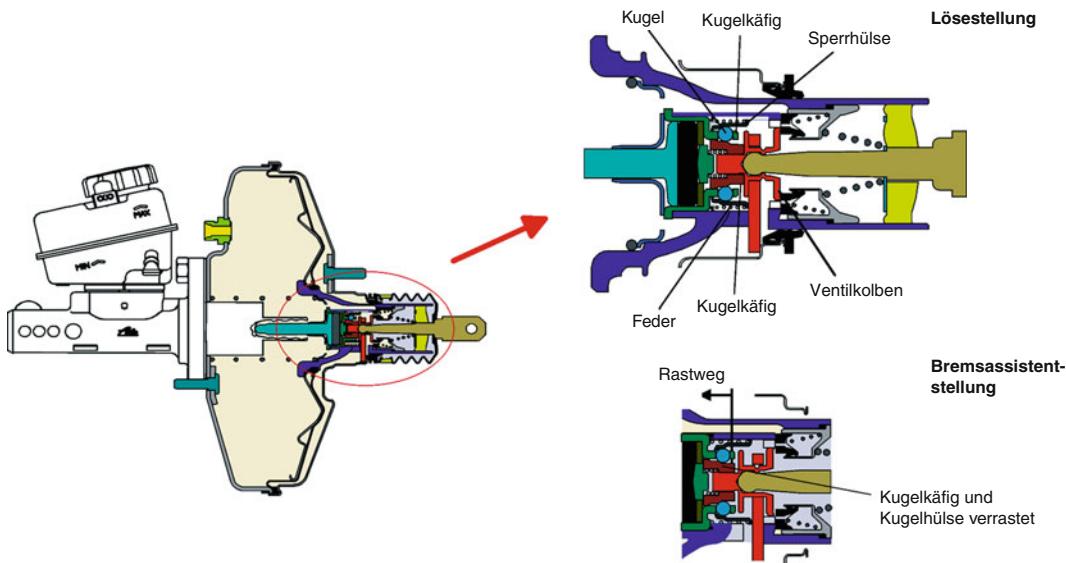


Abb. 7.56 Mechanischer Bremsassistent

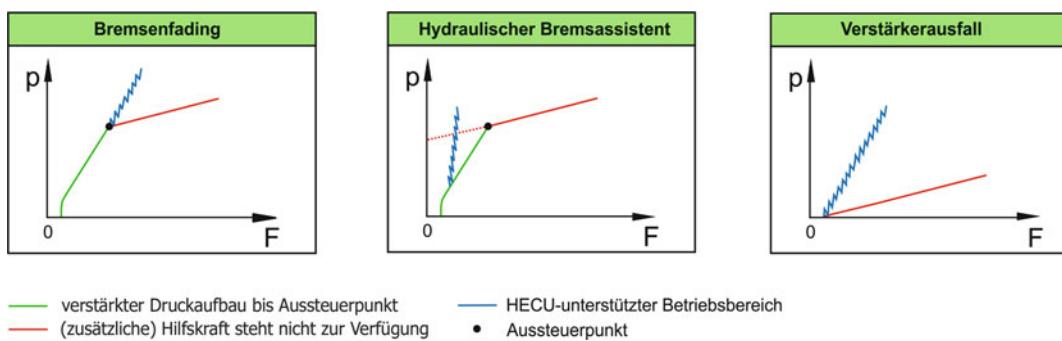


Abb. 7.57 Funktionalitäten der Bremskraftverstärkerunterstützungsfunktionen ( $F$  = Fußkraft,  $p$  = Bremsdruck)

- Hydraulischer Bremsassistent
- Reduziertes Vakuum in der Kaltstartphase des Verbrennungsmotors.
- Verstärkerausfall: Durch Druckaufbau mit Hilfe der ABS/ESP-Einheit wird der Ausfall des Bremskraftverstärkers kompensiert

Bremspedal sinnvoll: In den genannten Fahrzeugtypen steht kein oder nur zeitweise Unterdruck vom Verbrennungs-/Saugmotor zur Verfügung, der einen Vakuumbremeskraftverstärker speisen könnte. Außerdem soll der Fahrer während einer Bremsung keine störenden Auswirkungen am Pedal wahrnehmen, die sich aus dem Blending genannten Übergang zwischen Generator- und Reibungsbremse ergeben könnten.

Bei einem elektromechanischen Bremskraftverstärker (Abb. 7.58, Foto Bosch) wird die Bremspedalbetätigungen über eine Weg- bzw. Winkelsensorik am Bremspedal erfasst. Diese Information wird in der ECU ausgewertet und in entsprechende Steu-

## Elektromechanischer Bremskraftverstärker

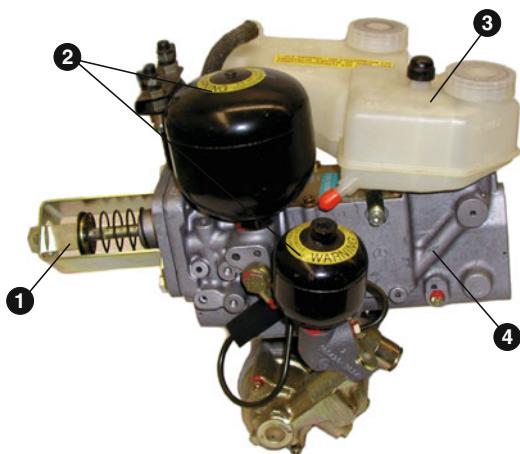
Vor allem im Hinblick auf die Bremssystem spezifischen Anforderungen von Hybrid- und Elektrofahrzeugen erscheint eine elektromechanische Bremskraftverstärkung mit (teil-)entkoppeltem

## 7.4 · Bremsbetätigung



■ Abb. 7.58 Elektromechanischer Bremskraftverstärker – iBooster (Foto Bosch [16])

ersignale für einen Elektromotor umgesetzt. Dieser Elektromotor unterstützt über ein Getriebe die Betätigungs kraft des Fahrers und letztendlich wirkt diese Kraft resultierende auf den Hauptbremszylinder, der den hydraulischen Bremsdruck generiert. Die für den Fahrer wahrnehmbare Bremspedal charakteristik ist bei diesem Ansatz via Software beeinflussbar. Eine nachgeschaltete HECU für Hybridsysteme realisiert das oben erwähnte Blending.



■ Abb. 7.59 Hydraulik-Bremskraftverstärker für Sonder schutzfahrzeuge: 1 Druckstange, 2 Hochdruckspeicher, 3 Ausgleichsbehälter, 4 Hydraulische Bremsbetätigung

## Hydraulik-Bremskraftverstärker

Hydraulische Verstärker haben im Vergleich zu Vakuumbremeskraftverstärkern Vorteile im Hinblick auf Energiedichte (und damit einen deutlich höheren Aussteuerpunkt) und Einbauraum. Dem stehen die höheren Kosten und das bei bisherigen Hydraulikverstärkern auftretende „stumpfe Pedalgefühl“ (kein Springer) gegenüber. Hydraulische Verstärker (■ Abb. 7.59) werden insbesondere in schweren Pkw (z. B. gepanzerten Sonderschutz-Fahrzeugen) eingesetzt. Hier ist die hohe Verstärkungskraft vorrangig vor der Pedalcharakteristik.

### 7.4.2 (Tandem)-Hauptzylinder

Der (Tandem)-Hauptzylinder hat die Aufgabe die Ausgangskraft des Bremskraftverstärkers in hyd. Druck umzuwandeln.

Auf Grund der gesetzlich geforderten Zweikreisigkeit der Bremsanlage werden (Einfach)-Hauptzylinder nur noch in Sonderfällen (z. B. Rennfahrzeugen) eingesetzt.

Der heute generell eingesetzte Tandem-Hauptzylinder (THz) entspricht einer Kombination zweier hintereinander geschalteter Hauptzylinder in einem Gehäuse. Er ermöglicht den Druckaufbau und -abbau in der Bremsanlage. Bei Volumenänderungen im Bremssystem, z. B. bei Temperaturänderungen oder Verschleiß der Bremsbeläge, wird bei nicht betätigtem Bremspedal über die Ausgleichbohrung und den Ausgleichsbehälter der Volumenausgleich sichergestellt.

Die Kolben begrenzen zwei Kammern, die des Primärkreises (auch Druckstangenkreis genannt) und des Sekundärkreises (auch Schwimmkreis genannt). Fällt ein Kreis aus (z. B. Leckage), wird dies über einen verlängerten Pedalweg spürbar, da der jeweilige Kolben bis zum Anschlag vorgescho ben werden muss, bevor sich im anderen, intakten Bremskreis Druck aufbauen kann. Je nach Bauart werden unterschieden:

- Schnüffelloch-Tandem-Hauptzylinder
- Zentralventil-Tandem-Hauptzylinder
- Plunger-Tandem-Hauptzylinder.

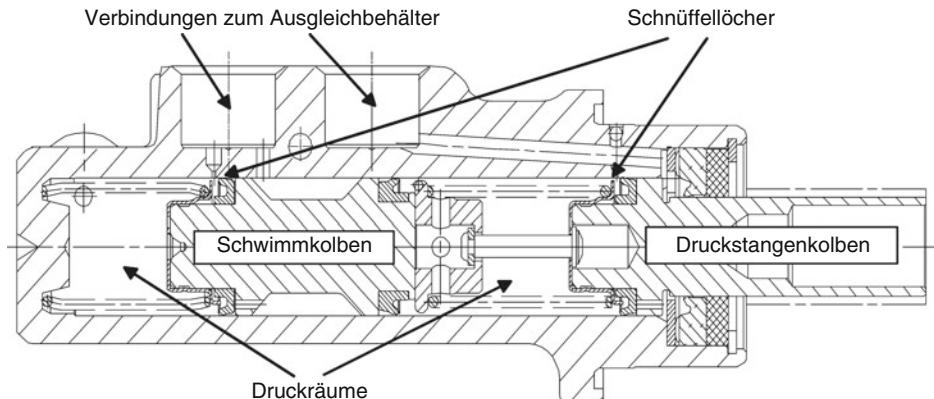


Abb. 7.60 Schnüffelloch-Tandem-Hauptzylinder

### Schnüffelloch-Tandem-Hauptzylinder

Beim Schnüffelloch-THz (Abb. 7.60) werden die Verbindungen zum Ausgleichbehälter durch kleine Bohrungen (so genannte „Schnüffellocher“) in der Zylinderbohrung gebildet. Beim Betätigen der Kolben werden diese Bohrungen drucklos von den Dichtungsmanchetten überfahren und dadurch die Verbindungen zwischen den Hauptzylinderkammern und den Ausgleichbehälterkammern unterbrochen. Ab dieser Position erfolgt ein Druckaufbau. Beim Lösen der Bremse laufen die Kolben in die Ruhestellung zurück, wobei die Bremsflüssigkeit aus den Radbremsen wieder in den Hauptzylinder zurückfließt.

### Zentralventil-Tandem-Hauptzylinder

In Verbindung mit elektronischen Bremsfunktionen (z. B. ABS, ASR, ESP) können die THz-Kolben bis zur Lösestellung zurückgedrückt werden. Das Überfahren des oben beschriebenen Schnüffellochs unter Druck kann zu einer Beschädigung der Manschettendichtung führen.

Deshalb werden bei Schlupfregelsystemen Hauptzylinder verwendet bei denen die Schnüffellochfunktion durch Zentralventile (oder Hauptzylinder in Plunger-Bauart) ersetzt wird. Diese oder Hauptzylinder in Plunger-Bauart erlauben ein Öffnen auch unter hohem Druck ohne Beschädigung der Dichtelemente. Beim Zentralventil-THz (Abb. 7.61) sind die Kammern über so genannte

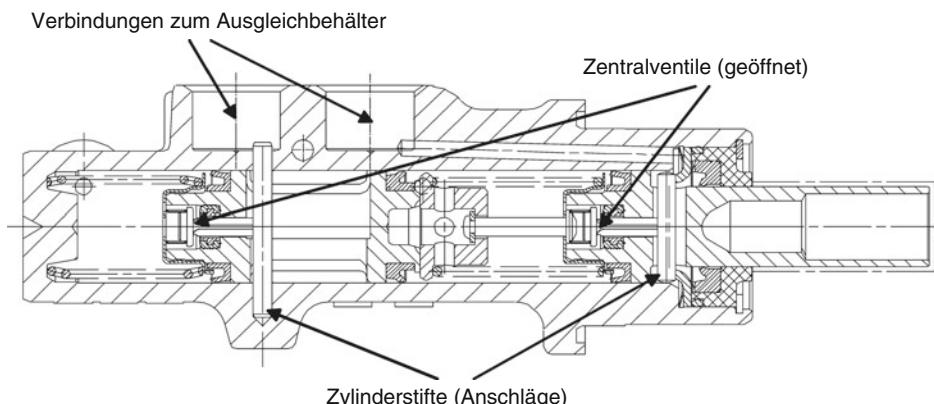


Abb. 7.61 Zentralventil-Tandem-Hauptzylinder

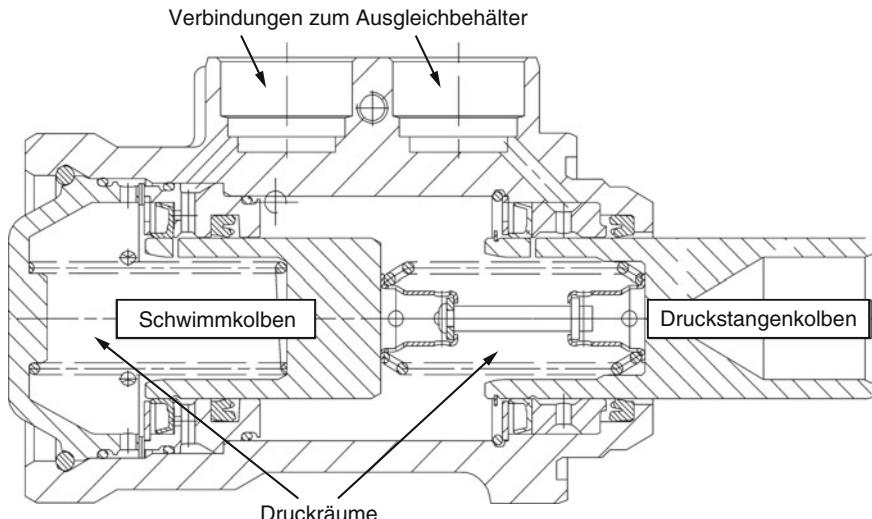


Abb. 7.62 Plunger Tandem-Hauptzylinder

„Zentralventile“, die innerhalb von Druckstangenkolben und Schwimmkolben angeordnet sind, mit dem Ausgleichs-Behälter verbunden. Im unbetätigten Zustand werden sie durch Anschläge (Zylinderstifte) offen gehalten.

Bei Betätigung des Bremspedals wird der Druckstangenkolben über die Druckstange des Bremskraftverstärkers vorgefahren. Hierbei erfolgt gleichzeitig auch ein Vorfahren des Schwimmkolbens, der bei noch geöffneten Zentralventilen über eine zwischen Druckstangenkolben und Schwimmkolben vorgespannte Feder vom Druckstangenkolben betätigt wird. Die gefesselte Feder ermöglicht ein nahezu gleichzeitiges Schließen der beiden Zentralventile, wodurch der Gesamtschließweg des THz gegenüber sequenziellem Schließen halbiert werden kann. Dies verkleinert den gesamten Leerweg und verbessert das Ansprechverhalten der Bremsanlage.

Mit Schließen der Zentralventile wird der Rücklauf des Tandem-Hauptzyinders zum Ausgleichbehälter abgesperrt.

### Plunger-Tandem-Hauptzylinder

Als Bauraum-optimierte Variante wird der Tandem-Hauptzyinder in Plunger-Bauart bevorzugt dann eingesetzt, wenn eine geringe Gesamtlänge der Betätigung erforderlich ist,

**Abb. 7.62.** Die kurze Bauweise wird durch spezielle Anordnung von Druckfedern, Dicht- und Führungselementen erreicht.

Der Ventilmechanismus ist zudem auch für ABS-, ASR- und ESP-Anwendungen geeignet. In der Ausgangsstellung verbinden die im Kolben angeordneten Ventilbohrungen die jeweilige THz-Kammer mit der zugehörigen Behälterkammer. Bei Betätigung durch die Druckstange werden diese Bohrungen, die sich in Betätigungsrichtung gesetzen vor den Dichtmanschetten befinden, unter die Dichtlippen der Manschetten geschoben, was dazu führt, dass die Verbindungen geschlossen werden. Bei weiterer Betätigung werden diese Bohrungen von der Dichtmanschette kammerseitig wieder freigegeben, was ohne Beschädigung erfolgt, da in dieser Stellung auf beiden Seiten der Dichtlippe der gleiche hydraulische Druck wirksam ist. Dies ist besonders beim Lösen wichtig, da bedingt durch eine mögliche Vorröllung des Bremssystems, beispielsweise bei ASR- oder ESP-Regelung, in dieser Stellung ein hoher Druck im Hauptzyinder herrschen kann.

### Ausgleichbehälter

Der Ausgleichbehälter eines Bremssystems

- beinhaltet das Reservevolumen für die zusätzliche Volumenaufnahme durch Belagverschleiß,

- gewährleistet den Volumenausgleich innerhalb der Bremsanlage unter verschiedenen Umgebungsbedingungen,
- verhindert bei unterschiedlichen Fahrsituationen das Ansaugen von Luft in das Bremssystem,
- reduziert das Aufschäumen der Bremsflüssigkeit,
- trennt bei absinkendem Flüssigkeitsspiegel das Reservevolumen der Hauptzylinderkreise.

Er wird mittels so genannter „Behälterstopfen“ von oben in den Tandem-Hauptzylinder eingecknöpf. Üblicherweise ermöglicht eine weitere Befestigung mit dem Tandem-Hauptzylinder eine Erst-Befüllung des Bremssystems mit Bremsflüssigkeit auch mit höheren Drücken. Außerdem ist so gewährleistet, dass bei einem Unfall die brennbare Bremsflüssigkeit nicht austreten kann. Darüber hinaus

- kann er als Volumenspeicher für eine hydraulisch betätigte Kupplung oder auch für eine ESP-Vorladepumpe dienen und
- bevorzugt gegebenenfalls die Bremsflüssigkeit, die zum Laden eines Hydrospeichers benötigt wird (z. B. Hydraulikverstärker, [Abb.7.59](#)).

Um sicherzustellen, dass die Bremsanlage in Lösestellung drucklos ist, ist der Behälterinnenraum über die Behälterverschraubung mit der Atmosphäre verbunden.

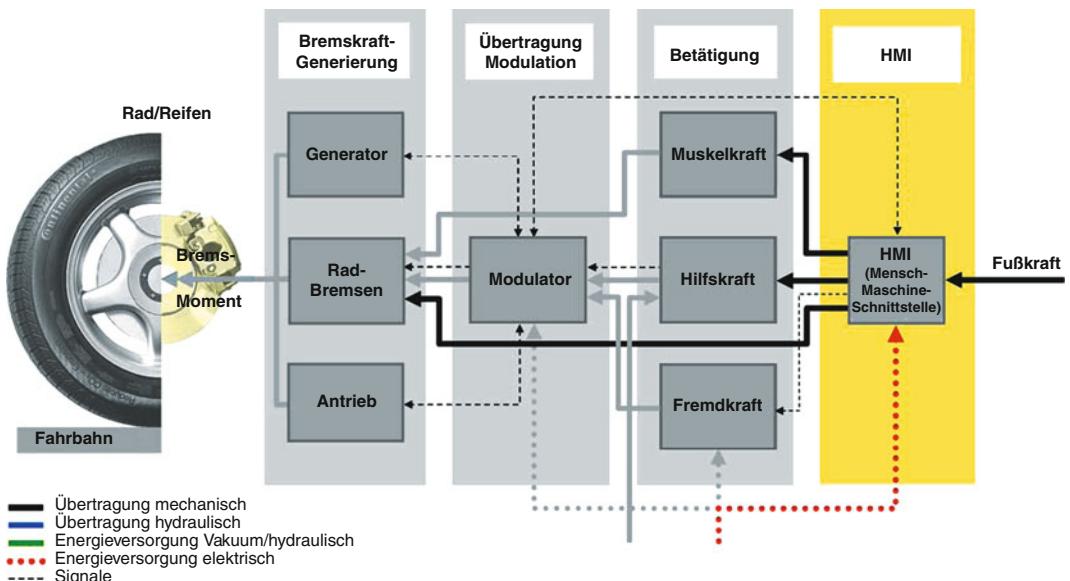
Der Bremsflüssigkeitsstand ist von außen sichtbar, da der Behälter aus durchscheinendem Material gefertigt ist. So ist Bremsflüssigkeitsverlust am Unterschreiten der „Min“-Marke erkennbar. Zusätzlich erfolgt über die Behälterwarneinrichtung eine Anzeige durch die Bremsenwarnleuchte im Armaturenbrett.

## 7.5 Mensch–Maschine–Schnittstelle (engl. = HMI)

Eine sichere und situationsgerechte Betätigung des Bremssystems muss durch die Mensch–Maschine–Schnittstelle gewährleistet werden. [Abb.7.63](#) zeigt die HMI innerhalb der Wirkkette des Pkw–Bremssystems.

### 7.5.1 Betriebsbremse HMI

Mit Hilfe des Bremspedals wird über die Druckstange die Fahrerfußkraft auf das Bremsgerät



[Abb. 7.63](#) Wirkkette Bremssystem im Pkw: Mensch–Maschine–Schnittstelle

übertragen. Das Bremspedal ist zumeist hängend angeordnet. Über die Pedalcharakteristik (funktionaler Zusammenhang zwischen Pedalkraft, -weg und Verzögerung) erfolgt eine Rückmeldung über die Bremsung und den Zustand der Bremsanlage. Die Pedalcharakteristik ist stark abhängig von den Vorgaben des Fahrzeugherstellers.

## 7.5.2 Feststellbremse HMI

Die Betätigung der Feststellbremse erfolgt heute noch weitgehend über mechanische Hand- oder Fußhebel. Über diese Hebel und unter dem Fahrzeugboden verlegte Bowdenzüge erfolgt die mechanische Betätigung der Hinterachsbremsen (Abb. 7.27).

### Elektrische Parkbremse (EPB)

Im Hinblick auf die stetige Erhöhung der aktiven Sicherheit sowie die Verbesserung der Bediensicherheit und des Komforts wird die mechanische Handbremse zunehmend durch ein elektromechanisches System ersetzt. Die Grundfunktion der elektrischen Parkbremse EPB ist das Betätigen bzw. das Lösen der Parkbremse bei Stillstand des Fahrzeugs. Auf Tastendruck erfolgt ein zeitlich und bezüglich der Maximalkraft definiertes Zuspannen und Lösen der

Feststellbremse. Der freiwerdende Einbauraum im Innenraum wird für neue Gestaltungsmöglichkeiten, wie z. B. Bedienelemente oder Ablagen, verfügbar.

Bei der elektrischen Parkbremse wird der Handbremshebel der mechanischen Feststellbremse durch einen Schalter im Zugriffsbereich des Fahrers ersetzt (Abb. 7.64). Dieser steuert über ein elektronisches Steuergerät:

- elektromechanische Aktoren (integriert in Duo-Servo-Aktor oder Kombibremssattel) innerhalb der Radbremse (Abb. 7.65 und Abb. 7.66), oder
- Zentralaktuator der die Hinterradbremse (Duo-Servo-Aktor oder Kombibremssattel) über einen Bowdenzug betätigt (Abb. 7.67).

Als Grundfunktion stellt die EPB auf Wunsch des Fahrers das „Schließen“ und „Öffnen“ der Bremse zur Verfügung; im Stillstand als „statischer Mode“ bzw. während der Fahrt als „dynamischer Mode“.

Im statischen Mode kann ein „Schließen“ der EPB auch bei ausgeschalteter Zündung eingeleitet werden, wobei ein „Öffnen“ bei „Zündung aus“ nicht zugelassen wird.

Im dynamischen Mode lässt sich die Aktivierung in zwei Varianten unterteilen:

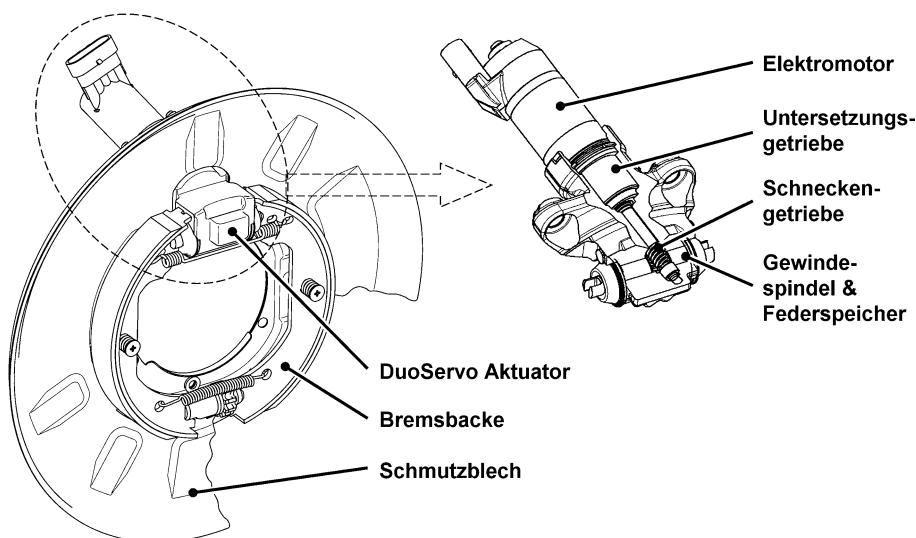
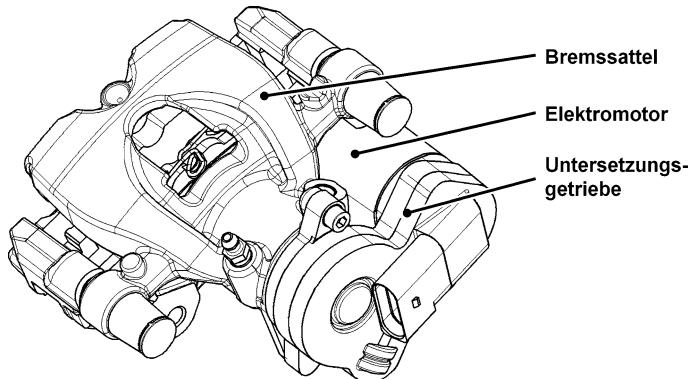


Abb. 7.64 EPB integriert in einem Duo-Servo-Aktor [17]



7

Abb. 7.65 EPB integriert in einem Kombisattel [17]



Abb. 7.66 Handbremsschalter am Cockpit (a) oder an der Mittelkonsole (b)

In Variante 1 werden das „Schließen“ und „Öffnen“ über den EPB Aktor umgesetzt (nur einige aktuelle mechanische Realisierungen können diese Funktionen ausführen):

- Ohne Kraftregelung: Der Fahrer dosiert selbst direkt über das Bedienelement die Verzögerung.
- Mit Kraftregelung: Der Fahrer wird mit einem Regelalgorithmus unterstützt, der das Blockieren der Hinterräder verhindert.

Im dynamischen Mode Variante 2 werden das „Schließen“ und „Öffnen“ hydraulisch über ein elektronisches Bremsensteuergerät (ABS, ESP) eingeleitet. Dies hat den Vorteil, dass die Dosierung des Bremsmomentes bzw. der Verzögerung nicht nur an den Hinterrädern sondern an allen vier Rädern erfolgen kann, entsprechend komfortabel ist und der volle Funktionsumfang des ABS und ESP aktiv die

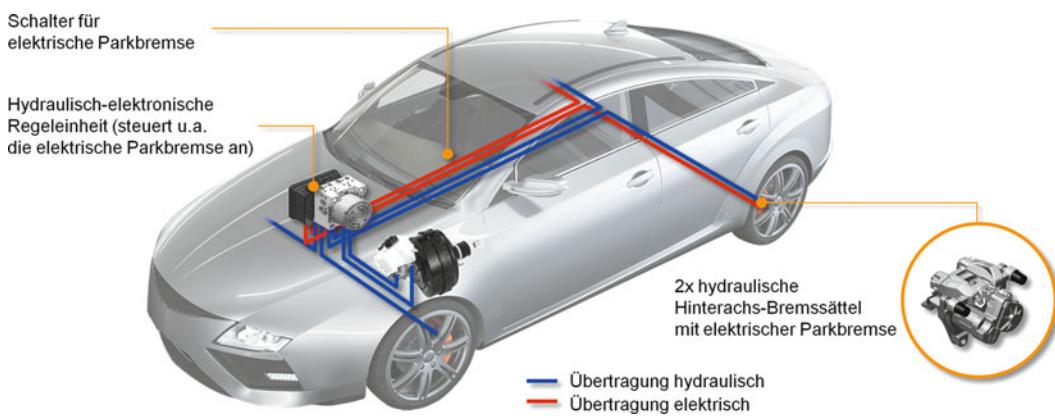
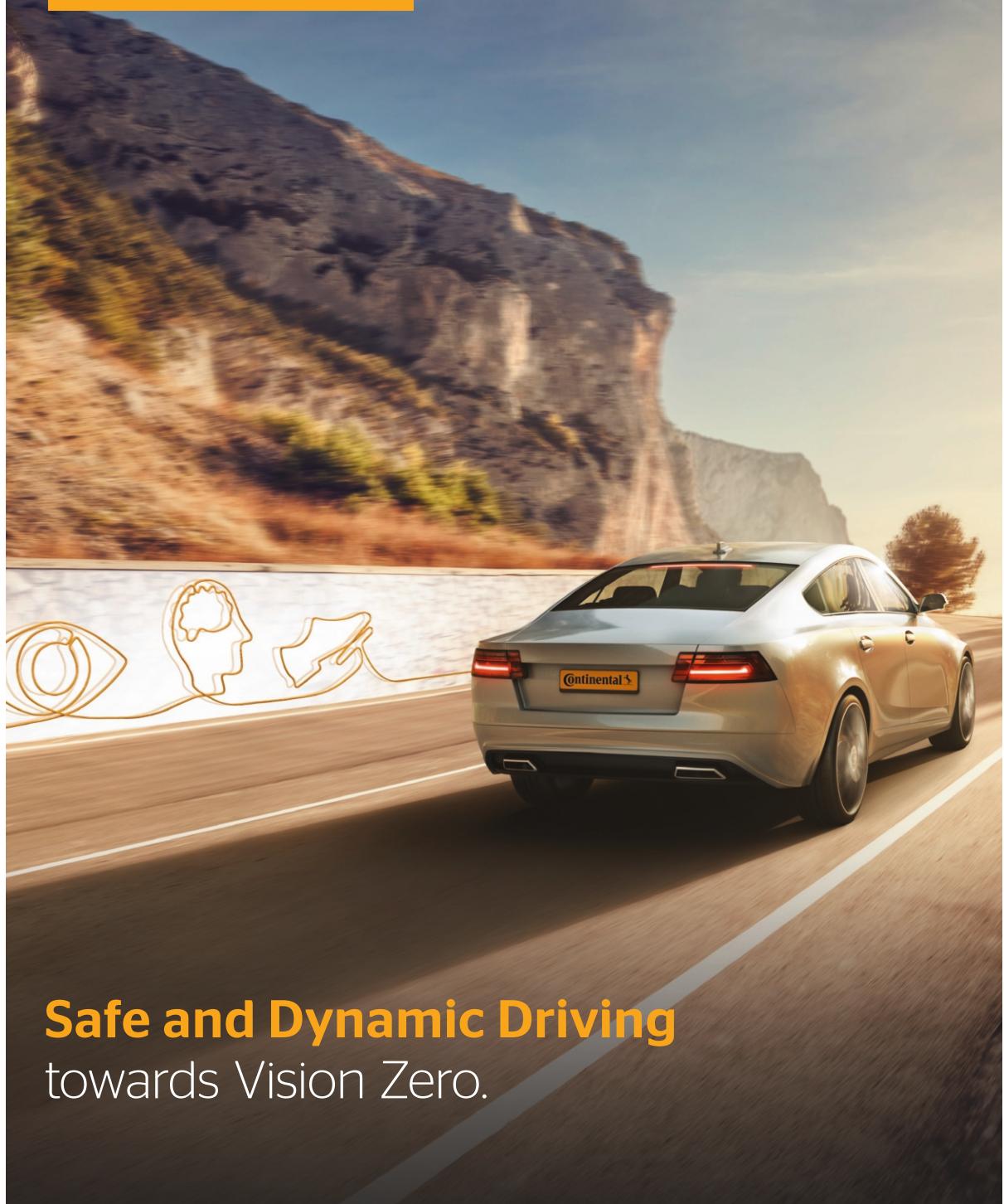


Abb. 7.67 Systemlayout der elektrischen Parkbremse



**Safe and Dynamic Driving**  
towards Vision Zero.



Bremsung begleitet. Weitere automatische Funktionen, die den Fahrer unterstützen, sind [17]:

- Schließen/Öffnen bei Zündung aus,
- Schließen/Öffnen bei Motor aus,
- Schließen bei fehlgeschlagenem Anfahrvorgang,
- Schließen bei Anlegen der Stufe „P“ (Parkieren),
- Schließen/Öffnen über BUS-System,
- Schließen im Stillstand als Rückfallebene zum ESP oder sobald der Fahrer das Fahrzeug verlässt (solange der Fahrer sich im Fahrzeug befindet, wird hydraulisch über ESP gebremst),
- Lösen bei erkanntem Anfahrvorgang.

Mechanische Selbsthemmung in den Aktoren sichert die Feststellbremsfunktion auch nach Ausschalten der Zündung. Über den elektronischen Regler werden folgende Funktionen ermöglicht:

- Steuerung der Zuspannkräfte,
- Belagverschleißerkennung,
- Alarmfunktion bei nicht betätigter Feststellbremse vor Verlassen des Fahrzeugs,
- Sicherheitslogik,
- Ansteuerung der Warn- und Kontroll-Leuchte im Armaturenbrett,
- Diagnose-Funktionen.

Neben der Zündschlossstellung erfasst der elektronische Regler über einen Wipptaster den Wunsch zum Parken sowie über eine Schnittstelle zum übergeordneten ABS/ESP-Regler den Fahrzustand. Das Einbringen einer Antiblockierfunktion bei einer Betätigung der EPB während der Fahrt bedeutet eine Integration einer Betriebsbremsfunktion in die Feststellbremsfunktion und geht damit in die Richtung der übergeordneten Funktionalitäten einer aktiven Parkbremse (APB). Das Funktionsspektrum reicht ausgehend von der einfachen Feststellung oder Wegrollsperrre (Automatikgetriebe) über eine dosierte Anfahrhilfe am Berg (Hill-Holder-Funktion) bis zur Diebstahlsperre und zur Einparkunterstützung in Verbindung mit Abstandssensoren [17].

### 7.5.3 Pedalcharakteristik (Ergonomie)

Die Bremspedalcharakteristik ist primär durch Maßnahmen an Betätigung, Radbremse und Pedalbox beeinflussbar. Fahrzeughersteller nutzen die Pedalcharakteristik (d. h. das Verhältnis von Pedalweg, -kraft und Fahrzeugverzögerung) zur marken- und modellspezifischen Ausprägung ihrer Fahrzeuge, wobei das „subjektive Pedalgefühl“ anhand der quasistatischen und dynamischen Zusammenhänge zwischen Pedalweg, Pedalkraft und Fahrzeugverzögerung bewertet wird [18]. Wesentliche Beurteilungsparameter hierbei sind (Abb. 7.68):

- Ansprech-/Löse-Verhalten bzw. Ansprechkräfte und Leerwege
- Springer-Funktion (bewirkt, dass im Anfangsbereich der Bremskraftverstärkung die Fahrzeugverzögerung spürbar einsetzt. Eine Dosierung des Bremsdruckes erfolgt in diesem Bereich nahezu ausschließlich über den Pedalweg.),
- Intensität der Bremskraftverstärkung (Verstärkungsfaktor),
- Kraft/Weg-Charakteristik am Pedal und resultierende Fahrzeugverzögerung
- Modulationspräzision und Hystereseverhalten bei langsamer und schneller Pedalbetätigung (inkl. Fahrzeugerzögerungsrückmeldung)
- Erreichen des Aussteuerpunkts (maximales Arbeitsvermögen des Bremskraftverstärkers bei gegebener Hilfskraft, z. B. Unterdruck)
- Pedalrückwirkung aufgrund von (ABS-)Regel eingriffen

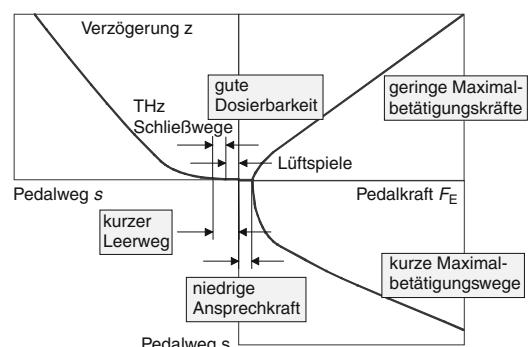


Abb. 7.68 Anforderungen Normalbremsfunktion

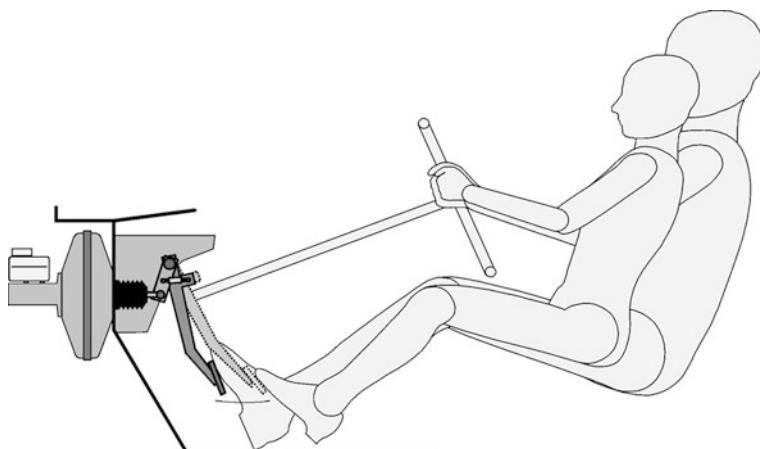


Abb. 7.69 Verstellbares Pedalwerk, Prinzipbild

- Pedalwegverlängerung und Pedalkrafterhöhung bei Fading.

Die Weiterentwicklung von Bremsbetätigungen (Pedalwerk, Bremskraftverstärker und Hauptzylinder) geht hin zu kurzen Leerwegen, niedrigen Ansprechkräften und hohen Springern, um ein möglichst direktes Ansprechen der Bremsanlage zu erreichen. Über die Auswahl von Verstärkfaktor und Pedalweg kann der BetätigungsKomfort den Anforderungen des Fahrzeugherstellers angepasst werden. Wesentliche Schnittstelle zwischen Mensch und Maschine (hier die Bremse) ist das Bremspedal. Die Pedalcharakteristik, die das sogenannte „Bremspedalgefühl“ maßgeblich beeinflusst, gibt eine Rückmeldung über die Bremsung und den Zustand der Bremsanlage.

### Verstellbares Pedalwerk

Verstellbare Pedalwerke wurden Ende der neunziger Jahre im nordamerikanischen Markt eingeführt. Sie ermöglichen, im Wesentlichen in horizontaler Richtung, eine Justierung der Pedalausgangsposition. Neben einer Optimierung des Komforts durch verbesserte Ergonomie und Zugänglichkeit der Bedienelemente bieten sich auch Vorteile bei der Fahrzeugauslegung für verschiedene Fahrergrößen.

Ein wesentlicher Punkt ist der verbesserte Insassenschutz, da für kleine Personen ein Mindestab-

stand zum Airbag sichergestellt werden kann. Außerdem bieten sich Vorteile bei der Innenraumkonzeption durch den geringeren Sitzverstellweg (Abb. 7.69). Der Einsatz verstellbarer Pedalwerke erfolgt z. Zt. hauptsächlich bei SUVs, da hier die Vorteile für kleingewachsene Personen am deutlichsten zutage treten.

### Crashkompatibilität

Der Pedalbock hat in seiner den Motorraum und den Fußraum verbindenden Funktion eine besonders hohe Bedeutung bei Crashsituationen. Um die starre Einheit zwischen den im Motorraum befindlichen Bremsenkomponenten und dem Pedal zu entkoppeln, wurde ein Pedalbock entwickelt, bei dessen Verformung eine Knickstütze die für diese Funktion speziell ausgelegte Verbindungsstange zwischen Pedal und Bremskraftverstärker zerstört. Durch diese Entkopplung wird das Eindringen des Pedals in den Fußraum vermieden. Bei anderen Systemen löst sich bei Verformung des Pedalbockes die Verbindung zum Bremspedal. Abhängig vom Crashtyp und der Fahrzeugumgebung wurden spezielle Lösungen entwickelt, die eine das Crashverhalten verbessende Deformation bewirken sollen. Dies geschieht durch seitliche Auslenkung des Tandem-Hauptzylinders durch eine angeformte Rampe oder eine Pendelstütze. Erleich-

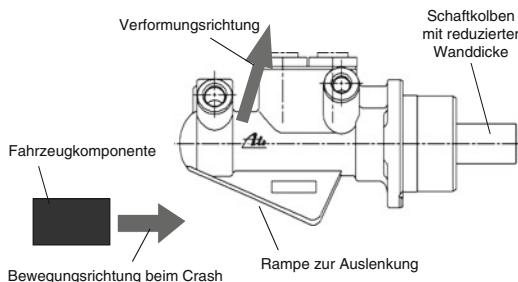


Abb. 7.70 Tandemhauptzylinder mit Crashrampe

tert wird das Ausknicken durch eine minimierte Wanddicke des Druckstangenkolbens (Abb. 7.70). Die elektromechanische Bremse, die ohne Vakuum-Bremskraftverstärker und ohne starre Verbindung zwischen Bremspedal und Radbremsen operiert, wird den Insassenschutz durch verbesserte Crash-kompatibilität weiter erhöhen.

## 7.6 Neue und zukünftige Bremssysteme

### 7.6.1 Elektro-Hydraulische Bremsbetätigung

Eine elektro-hydraulische Bremsbetätigung (z. B. Compact-Bremssystem MK C1 der Firma Continental, siehe ▶ Kap. 20 Integrierte Bremssysteme) kann deutlich schneller als herkömmliche hydraulische Systeme Bremsdruck aufbauen und ist Motorvakuum-unabhängig. Sie erfüllt die gestiegenen Druckdynamikanforderungen von neuen Fahrerassistenzsystemen zur Unfallvermeidung und zum Fußgängerschutz. Des Weiteren kann das System die Anforderungen auf hohem Komfortniveau erfüllen, die an ein rekuperatives Bremssystem gestellt werden. Die Funktionen von Bremsbetätigung, Bremskraftverstärkung und Regelsystem (ABS, ESC) können in einem kompakten und gewicht einsparenden Bremsmodul zusammengefasst werden (Abb. 7.71).



Abb. 7.71 Compact-Bremssystem MK C1 (Continental AG)

### 7.6.2 Elektrisch-Hydraulische Kombibremse

Als Elektrisch-Hydraulische Kombibremse wird ein System bezeichnet, bei dem die Zuspannkräfte für die Reibungsbremse an der Vorderachse hydraulisch und an der Hinterachse elektromechanisch erzeugt werden (Abb. 7.72).

Dabei ermöglicht die elektromechanische Hinterachsbrake (EMB) die Betriebs- und die Feststellbremsfunktion in einem kompakten Bauteil (Abb. 7.73). Eine integrierte Arretiervorrichtung sichert die Feststellbremsfunktion auch bei ausgeschalteter Zündung. Je nach Bremskreislaufteilung (Abschn. 7.1.3) wird die Vorderachse über einen Hauptzylinder oder Tandem-Hauptzylinder mit Bremsdruck versorgt. Die Bremskraft der Hinterräder wird abhängig von einem bremspedalweg- und/oder drucksensierenden Sensor der Vorderachsbrake elektronisch geregelt.

Das System bietet folgende Vorteile:

- Kleinere Betätigung (Bremskraftverstärker + Tandem-Hauptzylinder)
- Größen- und Komponenten-reduzierte elektronisch/hydraulische Regeleinheit

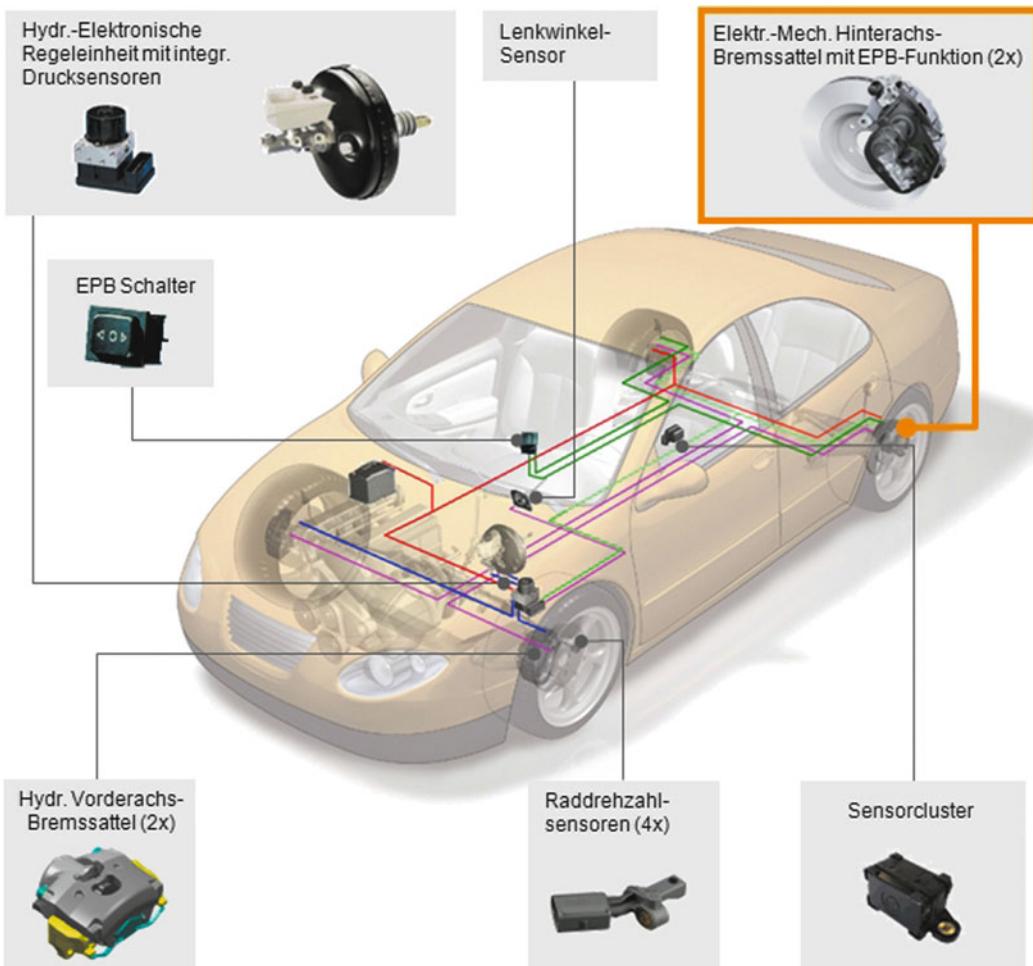


Abb. 7.72 Systemkomponenten der Elektrisch-Hydraulischen Kombibremse

- Reduzierter Erstmontage- und Wartungsaufwand
- Kein Hinterachs-Restbremsmoment und reduziertes Restmoment der Vorderachse
- Minimierte ABS-Pedalrückmeldung
- Niedriges Geräuschniveau
- Nutzung von vorhandener, nicht-redundanter 12 V-Bordnetzstruktur

- Bremsenergierekuperation und Bremsblending für vorzugsweise hinterachsrekuperierende Antriebe

Funktionen wie elektronische Bremskraftverteilung, Berg-Anfahr-Hilfe (Hill Holder) und elektrische Parkbremse sind durch Softwareerweiterungen realisierbar.



**Abb. 7.73** Einbaudarstellung der EMB (hier Hinterachs-bremse)

## Literatur

1. Robert Bosch GmbH (Hrsg.): Sicherheits- und Komfortsysteme. Vieweg Verlag, Wiesbaden (2004)
2. Braess, H.H., Seiffert, U. (Hrsg.): Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik 6. Aufl. Vieweg + Teubner, Wiesbaden (2011)
3. Verlag Moderne Industrie (Hrsg.): Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge. Landsberg/Lech (1990)
4. Bartsch Verlag (Hrsg.): Bremsen Handbuch. Ottobrunn (1986)
5. Autohaus-Verlag (Hrsg.): Bremsen Handbuch Elektronische Brems-Systeme. Ottobrunn (1995)
6. Breuer, B.: Skripte zur Vorlesung Kraftfahrzeuge I, Kraftfahrzeuge II. Darmstadt (1997, 1992)
7. Burckhardt, M.: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen. Vogel, Würzburg (1991)
8. Burckhardt, M.: Fahrwerkstechnik: Radschlupf-Regelsysteme. Vogel, Würzburg (1993)
9. Buschmann, H., Koeßler, P.: Handbuch der Kraftfahrzeugtechnik. Wilhelm Heyne, München (1993)
10. Koch, D.: Entwicklung von Leichtbau-Bremskomponenten; VDI-Konferenz Innovative Bremstechnik 2014, Frankfurt/Main
11. Limpert, R.: Brake Design and Safety. SAE, Warrendale (1999)
12. Strien, H.: Auslegung und Berechnung von Pkw-Bremsanlagen. Alfred Teves GmbH, Frankfurt (1980)
13. Wallentowitz, H.: Längsdynamik von Kraftfahrzeugen, Vorlesungsumdruck Kraftfahrzeuge I, 1998; Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen, Vorlesungsumdruck Kraftfahrzeuge II, 1997; Aufbau von Kraftfahrzeugen, Vorlesungsumdruck Kraftfahrzeuge III, 1998. Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen (fka), Aachen
14. Zomotor, A.: Fahrwerkstechnik: Fahrverhalten. Vogel, Würzburg (1993)
15. Rieth, P.E.: Innovative Bremstechnik, VDI-Fachkonferenz Stuttgart (2011)
16. Bosch Mediaservice Kraftfahrzeugtechnik, Presseinformation, 17.06.2013
17. Winner, H.; Hakuli, S.; Wolf, G.: Handbuch Fahrerassistenzsysteme. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag (2012)
18. Sendler, J.: Untersuchungen zur ergonomiegerechten Gestaltung der Mensch-Maschine-Schnittstellen von aktuellen Pkw-Bremsanlagen. Universitätsverlag, Ilmenau (2012)

# Bremssysteme, Fahr- und Bremsverhalten von Nutzfahrzeugen und Zügen

Egon-Christian von Glasner

- 8.1 Auslegung einer Bremsanlage – 185**
  - 8.1.1 Fahrzeugstabilität beim Bremsen – 185
  - 8.1.2 Verteilung der Bremskräfte auf die Achsen – 186
  - 8.1.3 Der Bremsvorgang im Bremskraftverteilungsdiagramm – 188
  - 8.1.4 Bremskraftsteuerungen (ALB) – 189
  - 8.1.5 Einfluss von Motorbremsmomenten, Massenträgheitsmomenten und Bremsmomenten von Dauerbremsanlagen – 191
  - 8.1.6 Ermittlung von Kennwertschwankungen und ihr Einfluss auf die Bremskraftverteilung – 192
  - 8.1.7 Bremskreisaufteilungen und Bremskreisausfall – 194
- 8.2 Bremsanlagen für mittlere und schwere Nutzfahrzeuge – 195**
  - 8.2.1 Bremsanlagenaufbau – 195
  - 8.2.2 Radbremsen und Betätigungs komponenten – 198
- 8.3 Dauerbremsanlagen – 200**
  - 8.3.1 Motorbremssysteme – 201
  - 8.3.2 Retarder – 202

- 8.4      Brems- und Antriebsschlupf-Regelsysteme – 204**
  - 8.4.1    Antiblockiersysteme – 204
  - 8.4.2    Traktionsregelung – 206
- 8.5      Elektronisches Bremsenmanagement – 208**
  - 8.5.1    Integration von Dauerbremsanlagen – 214
  - 8.5.2    Stabilitätsregelung mit integrierter Kippverhinderung (EVSC) – 214
  - 8.5.3    Optimierung der Kompatibilität zwischen Zug- und Anhängefahrzeug – 216
  - 8.5.4    Bremsassistent – 218
  - 8.5.5    Rückrollsperrre – 218
  - 8.5.6    Bremsbelagverschleißregelung – 218
  - 8.5.7    Totwinkelüberwachung und Abbiegeassistent – 219
  - 8.5.8    Abstandsregeltempomat (ACC) – 220
  - 8.5.9    Spurassistent (LDWS) – 221
  - 8.5.10   Notbremsassistsystem (AEBS) – 221
- 8.6      Systeme zur automatisierten Fahrzeugführung, Systemvernetzung – 225**
- 8.7      Reifentechnische Grundvoraussetzungen für den Einsatz von fahrdynamischen Fahrerassistenzsystemen, insbesondere für das automatisierte Fahren – 227**
- Literatur – 231**

## 8.1 Auslegung einer Bremsanlage

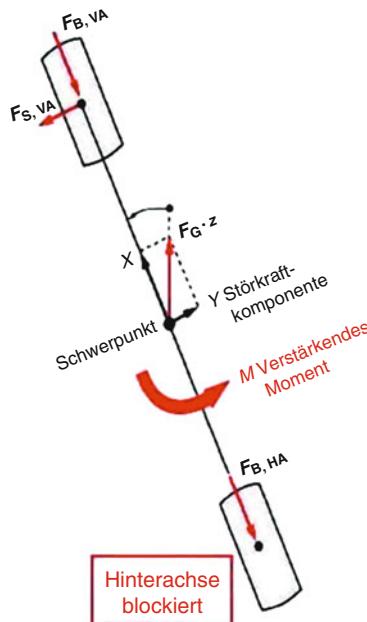
### 8.1.1 Fahrzeugstabilität beim Bremsen

Wesentlichstes Kriterium ist die Richtungsstabilität beim Bremsen. Während des Bremsvorganges eines beispielhaft angenommenen, zweiachsigen Fahrzeugs ohne elektronische Schlupfregelsysteme können drei verschiedene fahrdynamische Zustände auftreten [1, 2]:

- Blockieren der Vorderachse

Dieser Zustand wird als „stabiles Bremsverhalten“ bezeichnet.

Bei blockierter Vorderachse geht die Lenkfähigkeit des Fahrzeugs verloren, weil ein blockiertes Rad keine nennenswerten Seitenführungskräfte übertragen kann. Die Seitenführungskräfte der Hinterachse verhindern ein Ausbrechen des Fahrzeugs.



Instabiles Bremsverhalten

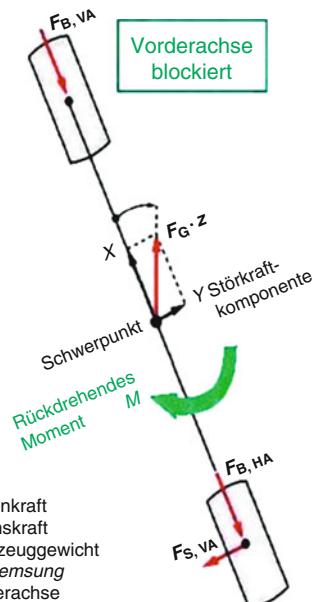
- Blockieren der Hinterachse

Dieser Zustand wird als „instabiles Bremsverhalten“ bezeichnet. Das Fahrzeug gerät in einen labilen Fahrzustand und bricht über die Hinterachse unkontrollierbar aus.

- Blockieren aller Achsen

Blockieren alle Achsen, so bewegt sich das Fahrzeug bei fehlender Störkraft zunächst geradeaus weiter. Treten Störkräfte auf, so dreht sich das Fahrzeug noch zusätzlich.

Ein Fahrzeug mit blockierter Vorderachse befindet sich in einem stabilen Fahrzustand, da eine durch Störkräfte hervorgerufene Gierreaktion des Fahrzeugs durch das rückdrehende Moment der Seitenkräfte an der Hinterachse kompensiert wird (Abb. 8.1). Beim Blockieren der Hinterachse wird die Gierreaktion um die Fahrzeughochachse durch das Moment der Seitenkräfte an der Vorderachse verstärkt, da die Hinterachse aufgrund der blockierten Rä-



Stabiles Bremsverhalten

■ Abb. 8.1 Zur Definition des instabilen und stabilen Bremsverhaltens eines Fahrzeugs

der keine Seitenführung mehr aufbauen kann. Das Fahrzeug beginnt zu schleudern.

### 8.1.2 Verteilung der Bremskräfte auf die Achsen

Um die Güte einer Bremskraftverteilung und ihren Einfluss auf das Bremsverhalten eines Fahrzeugs beurteilen zu können, wird weltweit das so genannte „Bremskraftverteilungsdiagramm“ benutzt.

Zunächst soll vorausgesetzt werden, dass die Bremskräfte an der Vorderachse und Hinterachse in einem festen Verhältnis zueinander stehen. Man spricht in diesem Falle von einer „Festabstimmung“ [1].

Die Ausgangsbeziehungen für die Darstellung des Bremsverhaltens eines Fahrzeugs im Bremskraftverteilungsdiagramm können anhand eines einfachen Fahrzeugsatzmodells (Abb. 8.2) abgeleitet werden. Die dynamischen Achslasten sind:

$$F_{VA-dyn} = F_G \cdot \left( \frac{l - l_{VA}}{l} + z \cdot \frac{h}{l} \right) \quad (8.1)$$

$$F_{HA-dyn} = F_G \cdot \left( \frac{l_{VA}}{l} - z \cdot \frac{h}{l} \right) \quad (8.2)$$

mit der Abbremsung  $z = |a/g|$ . Dabei ist  $z$  die auf die Erdbeschleunigung bezogene Verzögerung des Fahrzeugs  $a$ . Die Bremskräfte können allgemein mit

der Formel

$$\frac{F_B}{F_G} = k \cdot \frac{F_{dyn}}{F_G} \quad (8.3)$$

beschrieben werden.

Mit Hilfe der Substitutionsgrößen „radstandsbezogene Schwerpunkthöhe  $\chi$ “ und „Hinterachslastanteil  $\psi$ “

$$\chi = \frac{h}{l} \quad (8.4)$$

$$\text{und } \psi = \frac{F_{HA-dyn}}{F_G} = \frac{l_{VA}}{l} \quad (8.5)$$

und mit  $k$  als dem Kraftschlussbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn sind die ausnutzbaren Bremskräfte an der Vorderachse und Hinterachse:

$$\frac{F_{B-VA}}{F_G} = k \cdot (1 - \psi + z \cdot \chi) \quad (8.6)$$

$$\text{und } \frac{F_{B-HA}}{F_G} = k \cdot (\psi - z \cdot \chi) . \quad (8.7)$$

Diese Gleichungen gelten unter der Voraussetzung, dass an Vorderachse und Hinterachse der gleiche Kraftschlussbeiwert vorherrscht. Mit Hilfe der Abbremsung

$$z = \frac{F_{B-VA}}{F_G} + \frac{F_{B-HA}}{F_G}, \quad (8.8)$$

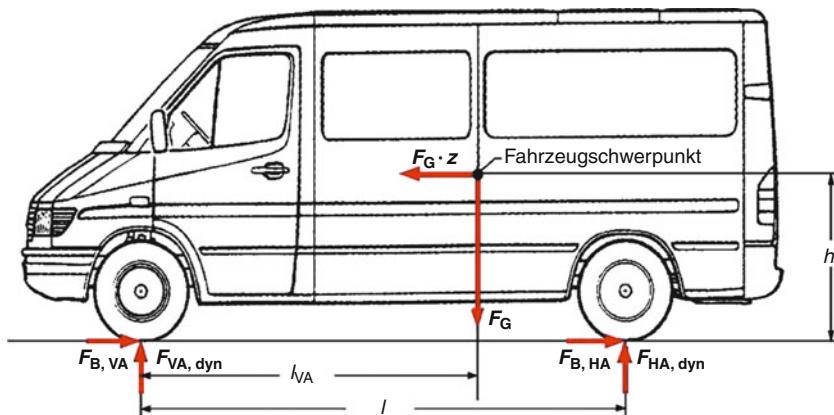


Abb. 8.2 Modell eines gebremsten zweiachsigen Fahrzeugs

## 8.1 · Auslegung einer Bremsanlage

Das ist das Kräftegleichgewicht in horizontaler Richtung, lässt sich zeigen, dass die maximal mögliche Abbremsung dem Kraftschlussbeiwert entspricht, wenn keine zusätzlichen, externen Kräfte auftreten. Die dynamische Bremskraftverteilung (in der Literatur auch oft „Ideale Bremskraftverteilung“ genannt) lautet:

$$\frac{F_{B-VA}}{F_G} = z \cdot (1 - \psi + z \cdot \chi) \quad (8.9)$$

$$\text{und } \frac{F_{B-HA}}{F_G} = z \cdot (\psi - z \cdot \chi). \quad (8.10)$$

Diese Parameterdarstellung entspricht der in Abb. 8.3 gezeigten Parabel der dynamischen Bremskraftverteilung. Auf dieser Parabel ist die maximal erreichbare Abbremsung gleich dem vorhandenen Kraftschlussbeiwert, d.h. auf dieser Parabel wird der jeweils vorhandene Kraftschlussbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn immer voll ausgenutzt. Zur weiteren Beschreibung des Bremskraftverteilungsdiagramms gehören die Beziehungen für die vom Ingenieur installierte Bremskraftverteilung, die Linien konstanter Abbremsung und die Linien konstanten Kraftschlussbeiwerts an Vorder- und Hinterachse.

Die im Fahrzeug installierte Bremskraftverteilung kann bei einer festen Verteilung der Bremskräfte auf Vorder- und Hinterachse („Festabstimmung“) mit

$$\frac{F_{B-HA}}{F_G} = DB \cdot \left( \frac{F_{B-VA}}{F_G} \right) \quad (8.11)$$

beschrieben werden. Dabei ist  $DB$  der Bremskraftverteilungskoeffizient:

$$DB = \frac{F_{B-HA}}{F_{B-VA}} = \frac{A_{HA} \cdot r_{B,HA} \cdot C_{HA}^*}{A_{VA} \cdot r_{B,VA} \cdot C_{VA}^*} \quad (8.12)$$

mit Radbremszylinderfläche  $A$ , Bremsenkennwert  $C^*$  und wirksamem Bremsradius  $r$ .

Der Hinterachsbremskraftanteil  $\Phi$  ist:

$$\Phi = \frac{F_{B-HA}}{F_{B-VA} + F_{B-HA}} = \frac{DB}{1 + DB}. \quad (8.13)$$

Die erzielbare Abbremsung ist die Summe der Bremskräfte an allen Achsen:

$$z = \frac{F_{B-VA}}{F_G} + \frac{F_{B-HA}}{F_G}. \quad (8.14)$$

Dieser Ausdruck beschreibt im Bremskraftverteilungsdiagramm (s. Abb. 8.3) Geraden unter einem Winkel von  $-45^\circ$ .

Der Schnittpunkt der vom Ingenieur installierten Bremskraftverteilung mit der dynamischen Bremskraftverteilung ist der so genannte „Kritische Punkt“. Der kritische Punkt unterteilt das Bremskraftverteilungsdiagramm in einen stabilen und einen instabilen Bereich. Der stabile Bereich liegt unter, der instabile Bereich oberhalb der Parabel. Mit den drei Parametern „radstandsbezogene Schwerpunktshöhe  $\chi$ “, „Hinterachslastanteil  $\psi$ “ und „Hinterachsbremskraftanteil  $\Phi$ “ kann der kritische Punkt beschrieben werden:

$$z_{\text{krit}} = \frac{\psi - \Phi}{\chi}. \quad (8.15)$$

Um ein praktisches Arbeiten mit dem Bremskraftverteilungsdiagramm zu ermöglichen, ist es notwendig, den jeweils zwischen Reifen und Fahrbahn vorherrschenden Kraftschlussbeiwert  $k$  in das Diagramm zu projizieren. Bei den Linien konstanten Kraftschlussbeiwerts an Vorder- und Hinterachse(n) handelt es sich um Geraden (s. Abb. 8.3):

$$\frac{F_{B-HA}}{F_G} = \left[ \frac{(\psi - k\chi) \cdot k\chi + (1 - \psi)}{k\chi \cdot (1 - \psi + k\chi)} \right] \cdot \frac{F_{B-VA}}{F_G} - \frac{1 - \psi}{\chi} \text{ und} \quad (8.16)$$

$$\frac{F_{B-HA}}{F_G} = \frac{k \cdot (\psi - k\chi) \cdot \left[ \frac{F_{B-VA}}{F_G} - \frac{\psi}{\chi} \right]}{k \cdot (1 - \psi + k\chi) - \frac{\psi}{\chi}}. \quad (8.17)$$

Zur weiteren Diskussion des Bremsverhaltens muss untersucht werden, ob die installierte Bremskraftverteilung zuerst die Kurve konstanten Kraftschlusses der Vorderachse oder zuerst die der Hinterachse schneidet (s. Abb. 8.3). Wird zuerst die Linie konstanten Kraftschlusses der Vorderachse geschnitten, dann blockiert die Vorderachse. Im anderen Fall blockiert die Hinterachse.

Die erzielbare Abbremsung im Bereich  $0 \leq z \leq z_{\text{krit}}$  bis zum Blockieren der Vorderachse ist

$$z = \frac{k \cdot (1 - \psi)}{1 - k\chi - \Phi}. \quad (8.18)$$

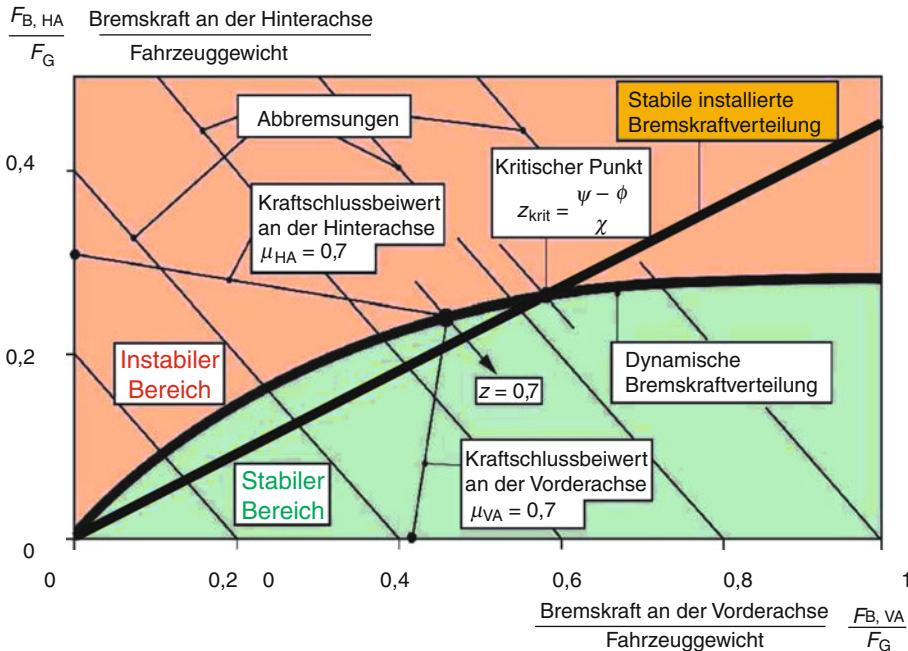


Abb. 8.3 Bremskraftverteilung mit Festabstimmung

Im Bereich  $z \geq z_{\text{krit}}$  ist die erzielbare Abbremsung bis zur blockierenden Hinterachse:

$$z = \frac{k \cdot \psi}{k \chi + \phi}. \quad (8.19)$$

Der für die entsprechende Abbremsung aufzubringende Bremsdruck ist:

$$p = z \cdot K_{VA} \cdot (1 - \Phi), \quad (8.20)$$

$$\text{mit } K_{VA} = \frac{F_G \cdot r_{\text{dyn}}}{2 \cdot A_{VA} \cdot r_{B,VA} \cdot C_{VA}^*}. \quad (8.21)$$

Der Bremsweg  $s$  kann mit folgender Gleichung überschlägig bestimmt werden:

$$s = \frac{v_0 \cdot (v_0 + 2 \cdot z \cdot t_u \cdot g)}{2 \cdot z \cdot g}. \quad (8.22)$$

Dabei ist  $t_u$  die so genannte Verlustzeit, d.h. die Zeit, die vom Beginn der Bremspedalbetätigung bis zur Hälfte der maximalen Fahrzeugverzögerung vergeht.

Für eine intakte, konventionelle pneumatische Bremsanlage wird die Verlustzeit mit 0,2 bis 0,4 Sekunden angesetzt. Bei Ausfall eines Bremskreises

kann sich die Verlustzeit bis auf 0,7 Sekunden erhöhen.

Da der Bremsdruck – im Gegensatz zu konventionellen Bremsanlagen, wo der Bremsdruck im Speicher erst „abgeholt“ werden muss – bei elektronischen Bremsanlagen direkt in den Ventilen vor der Radbremse steht, vermindert sich hier die Verlustzeit auf ca. 0,1 Sekunden.

### 8.1.3 Der Bremsvorgang im Bremskraftverteilungsdiagramm

Im Bremskraftverteilungsdiagramm sollen eine stabile und eine instabile Bremskraftverteilung diskutiert werden, die durch die Kurven 1 und 2 in Abb. 8.4 repräsentiert werden.

Kurve 1: „Stabile Bremskraftverteilung“. Für eine Bremsung bei einem hier beispielhaft angenommenen Kraftschlussbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn von  $k = 0,7$  (trockene Straße) blockiert in Punkt A die Vorderachse. Die Räder der Vorderachse blockieren bei einer Abbremsung von  $z_{VA} = 0,66$ , das Fahrzeug bleibt aber richtungssta-

## 8.1 · Auslegung einer Bremsanlage

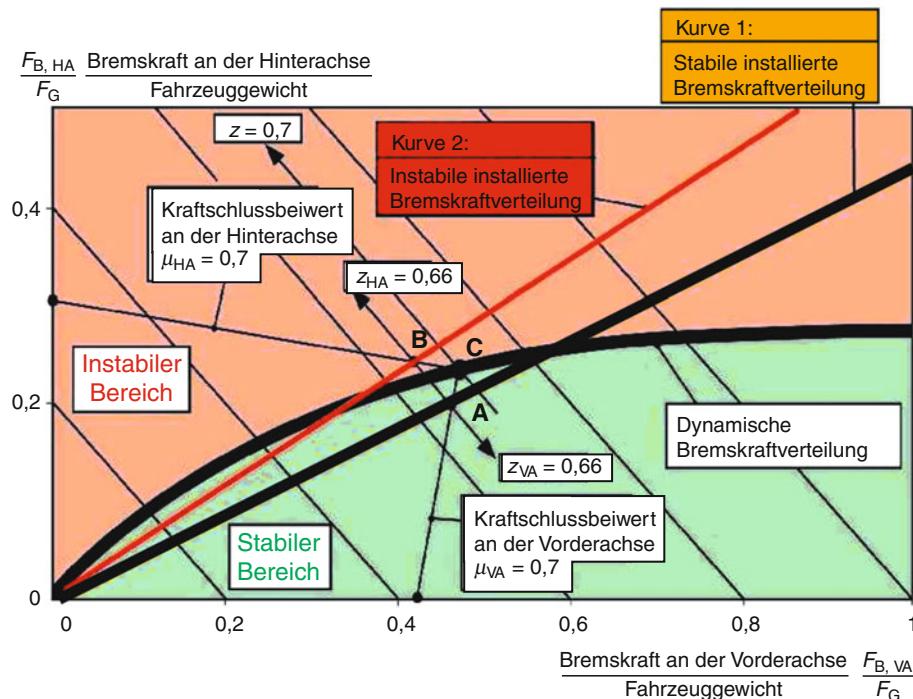


Abb. 8.4 Arbeiten mit dem Bremskraftverteilungsdiagramm

bil. Tritt der Fahrer bei blockierender Vorderachse noch stärker auf das Bremspedal, dann bewegt sich die Bremskraftverteilung entlang der Linie konstanten Kraftschlussbeiwerts der Vorderachse. Wenn die Parabel der dynamischen Bremskraftverteilung in Punkt C erreicht wird, blockiert auch die Hinterachse. In diesem Punkt wird die physikalisch maximal mögliche Abbremsung – also 70 % Abbremsung analog dem Kraftschlussbeiwert  $k = 0,7$  – erreicht.

Kurve 2: „Instabile Bremskraftverteilung“. Bei gleichen Betriebsbedingungen bremst das Fahrzeug bis zum Erreichen des vorhandenen Kraftschlussbeiwertes in Punkt B zunächst ohne größere Probleme, wobei sich allerdings bis zum Erreichen dieses Punktes bereits ein Giermoment aufgrund des hohen Schlupfes an den Rädern der Hinterachse aufbaut. In Punkt B blockiert bei einer Abbremsung von  $z_{HA} = 0,66$  die Hinterachse; das Fahrzeug beginnt zu schleudern [1].

### 8.1.4 Bremskraftsteuerungen (ALB)

Bremskraftsteuerventile in mittleren und schweren NFZ arbeiten aufgrund der meist großen Unterschiede zwischen den Beladungssituationen „Leer mit Fahrer (FF)“ und „Beladen (ZG)“ fast generell in Abhängigkeit von der jeweiligen Achslast. Es gibt Bremskraftbegrenzer und Bremskraftminderer. Die Wirkung dieser Bremskraftsteuerventile im Bremskraftverteilungsdiagramm zeigt Abb. 8.5 mit den typischen Charakteristiken von so genannten „abgeknickten Bremskraftverteilungen“ [3, 4].

#### Bremskraftbegrenzer

Ein Bremskraftbegrenzer bewirkt, dass die Bremskraft an einer Achse von einem bestimmten Punkt an – trotz Pedalkrafterhöhung – nicht mehr gesteigert werden kann. Diesen Punkt nennt man den „Umschaltpunkt“. Die Gleichung der installierten Bremskraftverteilung im Bereich unterhalb des Umschaltpunktes entspricht der der Festabstimmung. Im Bereich oberhalb des Umschaltpunktes

ALB-Ventil-Typ	Steuer-Charakteristik	Bremskraftverteilung
● Begrenzer		
● Minderer		

$p_E$  = Eingangsdruck     $p_A$  = Ausgangsdruck

FF = leer mit Fahrer    ZG = beladen

Abb. 8.5 Lastabhängige Bremskraftventile (ALB) und ihre Wirkungsweise

gilt:

$$\frac{F_{B-HA}}{F_G} = DB \cdot \frac{p_S}{K_{VA}} . \quad (8.23)$$

Der Umschaltdruck  $p_S$  ist eine Funktion der Achslast. Mit diesem Bremsdruck  $p_S$  kann eine entsprechende Abbremsung  $z_S$  erreicht werden, ab der die Bremskraft z. B. an der Hinterachse nicht mehr gesteigert werden kann. Bis zum Umschaltpunkt gelten für die Abbremsung und den dafür notwendigen Bremsdruck die bereits vorher definierten Gleichungen. Wird der Umschaltpunkt überschritten, dann kann im Bereich  $z_S \leq z \leq z_{krit}$  folgende Abbremsung erzielt werden:

$$z = \frac{k \cdot (1 - \psi) + \frac{DB \cdot p_S}{K_{VA}}}{1 - k\chi} \quad (8.24)$$

Der für diese Abbremsung notwendige Bremsdruck ist:

$$p = \frac{k \cdot (1 - \psi + \frac{DB \cdot p_S}{K_{VA}} \cdot \chi) \cdot K_{VA}}{1 - k\chi} . \quad (8.25)$$

### Bremskraftminderer

Im Bereich bis zum Umschaltpunkt gilt die Festabstimmung. Nach Überschreiten des Umschaltpunktes gilt für die installierte Bremskraftverteilung:

$$\frac{F_{B-HA}}{F_G} = i_{hyd} \cdot DB \cdot \frac{F_{B-VA}}{F_G} + DB \cdot (1 - i_{hyd}) \cdot \frac{p_S}{K_{VA}} . \quad (8.26)$$

Dabei ist  $i_{hyd}$  die hydraulische Übersetzung des Bremskraftminderers. Der Umschaltdruck  $p_S$  ist von der jeweiligen Achslast abhängig.

Im Bereich  $z \leq z_{krit}$  kann die erreichbare Abbremsung nach Überschreiten des Umschaltpunktes mit

$$z = \frac{p_S \cdot \frac{DB}{K_{VA}} \cdot (1 - i_{hyd}) \cdot \left[ 1 + \frac{1-k\chi}{k\chi} \right] + \left[ \frac{1-\psi}{\chi} \right] \cdot (1 + DB \cdot i_{hyd})}{\frac{1-k\chi}{k\chi} - DB \cdot i_{hyd}} \quad (8.27)$$

## 8.1 · Auslegung einer Bremsanlage

bestimmt werden. Der dazu notwendige Bremsdruck ist:

$$p = \frac{\left[ p_S \cdot \frac{DB}{K_{VA}} \cdot (1 - i_{hyd}) + \frac{1-\psi}{\chi} \right] \cdot K_{VA}}{\frac{1-k\chi}{k\chi} - DB \cdot i_{hyd}}. \quad (8.28)$$

### 8.1.5 Einfluss von Motorbremsmomenten, Massenträgheitsmomenten und Bremsmomenten von Dauerbremsanlagen

Für die praxisrelevante Auslegung der Bremsanlage müssen – zumindest überschlägig – die Einflüsse der Massenträgheitsmomente und der Bremskräfte, die über den Antriebstrang auf die Räder übertragen werden, berücksichtigt werden. Sehr oft genügt auf nasser oder eisiger Fahrbahn bereits das Motorschleppmoment, um die Räder der Antriebsachse in hohen Schlupf zu bringen. Wird das Bremsmoment an der Hinterachse zu groß, dann kann daraus eine Instabilität des Fahrzeugs – vor allem bei niedrigem Kraftschluss – entstehen (Abb. 8.6). Bei höheren Abbremsungen wird der Einfluss dieser zusätzlichen Bremsmomente durch die trügen

Massen im Antriebsstrang reduziert. Die Auswirkungen der Bremskräfte des Antriebstranges für ein frontangetriebenes Fahrzeug zeigt Abb. 8.7. Hier besteht die Gefahr der Lenkunfähigkeit der Vorderachse bei kleinen Kraftschlussbeiwerten, sofern nicht ausgekuppelt wird [1, 10].

Die veränderte Bremskraftverteilung bei Überlagerung der vom Ingenieur installierten Bremskraftverteilung durch Massenträgheitsmomente und zusätzliche Bremsmomente im Antriebsstrang kann bei Hinterachsantrieb mit

$$\frac{F_{B-HA}}{F_G} = \left[ i_V \cdot \frac{F_{B-VA}}{F_G} + (1 - i_V) \frac{p_S}{K_{VA}} \right] \cdot DB^* + B_M \quad (8.29)$$

und bei Vorderachsantrieb mit

$$\frac{F_{B-HA}}{F_G} = \left[ i_V \cdot \frac{F_{B-VA}}{F_G} + (1 - i_V) \cdot \frac{p_S}{K_{VA}} - B_M \right] \cdot DB^* \quad (8.30)$$

angegeben werden.

Dabei sind

$$DB^* = \frac{DB - \Theta_{HA}^* \cdot (1 + DB)}{1 - \Theta_{VA}^* \cdot (1 + DB)} \quad (8.31)$$

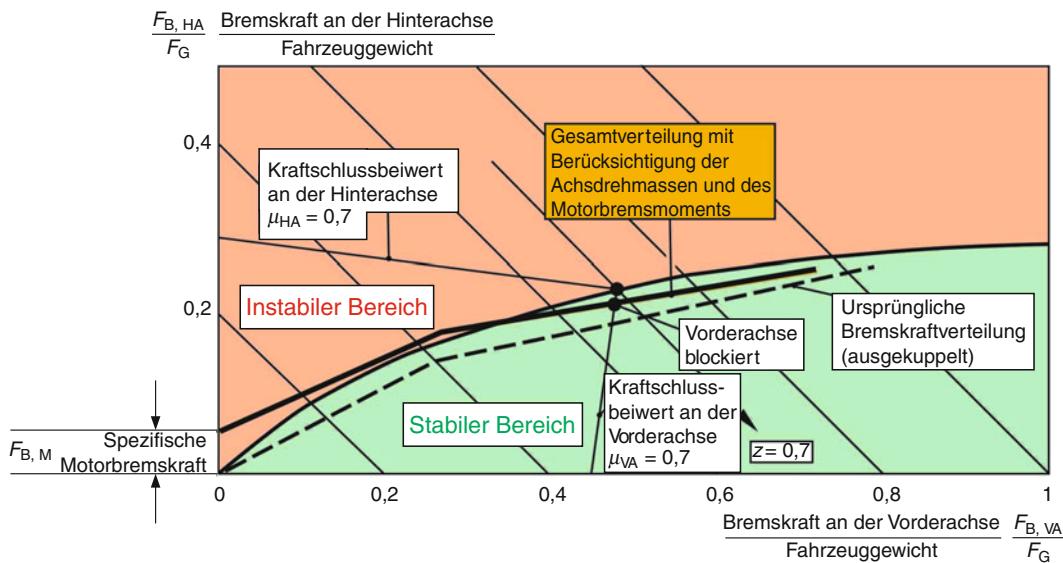


Abb. 8.6 Bremskraftverteilung bei Heckantrieb durch Einwirkung von Massenträgheits- und Motorbremsmomenten

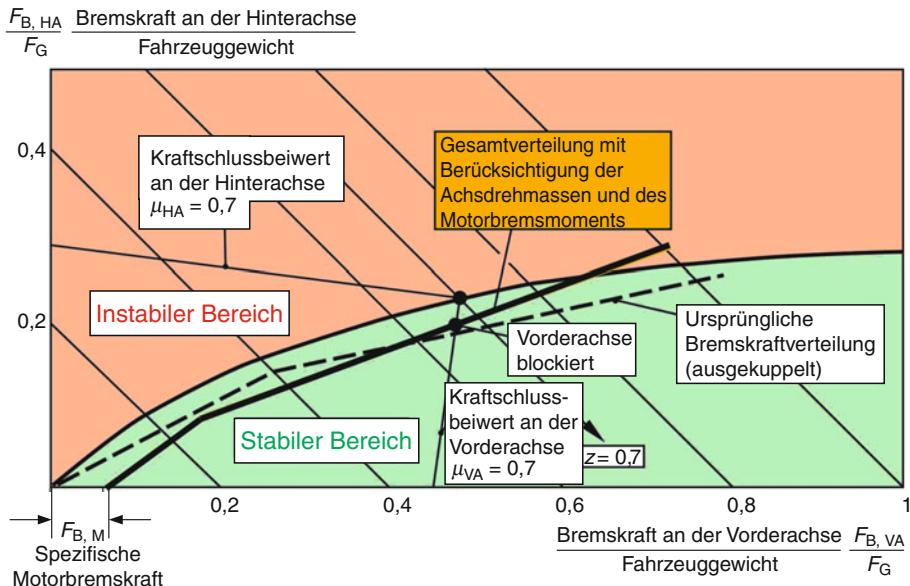


Abb. 8.7 Bremskraftverteilung bei Frontantrieb durch Einwirkung von Massenträgheits- und Motorbremsmomenten

unter Berücksichtigung von Gl. (8.12)

$$DB = \frac{A_{HA} \cdot r_{B,HA} \cdot |C_{HA}^*| \pm \%}{A_{VA} \cdot r_{B,VA} \cdot |C_{VA}^*| \pm \%} \quad (8.32)$$

$$\Theta^* = \frac{\Theta \cdot g}{F_G \cdot r_{dyn}^2} \quad (8.33)$$

$$\text{und } F_{B,M} = \frac{P_S \cdot i_{M,ges}}{n \cdot F_G \cdot r_{dyn}} \quad (8.34)$$

Die in den Gleichungen verwendeten Kenngrößen sind:

$P_S$  = Maximale Schleppleistung bei entsprechender Drehzahl  $n$ ,

$i_{M,ges}$  = Gesamtübersetzung von Motor bis Antriebsachse,

$\Theta$  = Massenträgheitsmoment des Antriebs an der jeweiligen Achse und

$\cdot |C_{HA}^*| \pm \%$  = Toleranzband des Bremsenkennwertes, wie in ► Abschn. 8.1.6 ermittelt.

### 8.1.6 Ermittlung von Kennwertschwankungen und ihr Einfluss auf die Bremskraftverteilung

Die Untersuchung der Kennwert-Charakteristiken und hier insbesondere die Untersuchung des Einflusses der Hauptparameter „Temperatur“, „Bremsdruck“ und „Geschwindigkeit“ auf die Höhe des Bremsenkenntwertes und damit auf die Bremskraftverteilung ist unumgänglich, um sicherzustellen, dass das Fahrzeug auch den im Lastenheft festgelegten bremsdynamischen Anforderungen entspricht.

Die Bewertung der Leistungsfähigkeit einer Radbremse erfolgt über den so genannten Bremsenkennwert  $C^*$ ; das ist das Verhältnis von Bremskraft zur notwendigen Aktivierungskraft der Radbremse. Die Zuordnung des Bremsenkennwertes unterschiedlicher Bremsenbauarten zum leichter zu beurteilenden Reibwert zeigt □ Abb. 8.8.

Die Beziehung zwischen Kennwert und Reibwert ist nur bei einer Scheibenbremse, die ohne

## 8.1 · Auslegung einer Bremsanlage

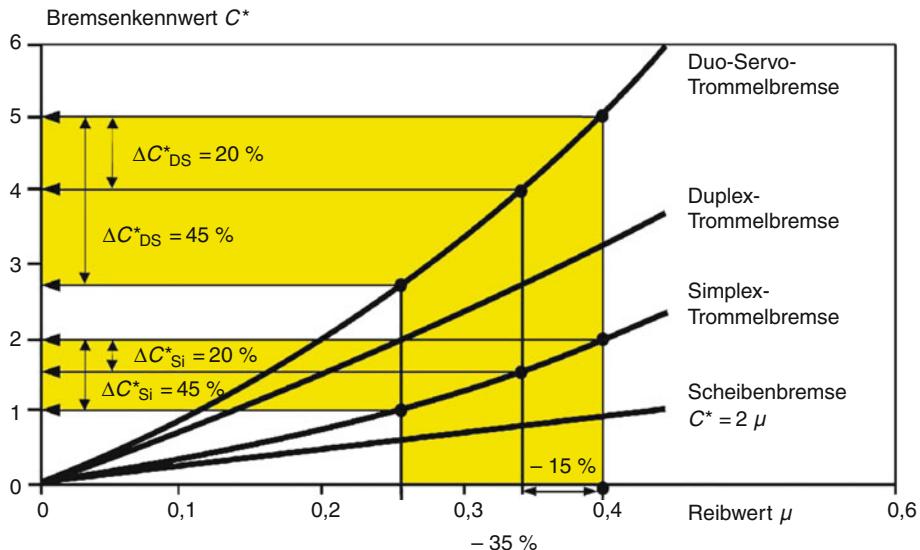
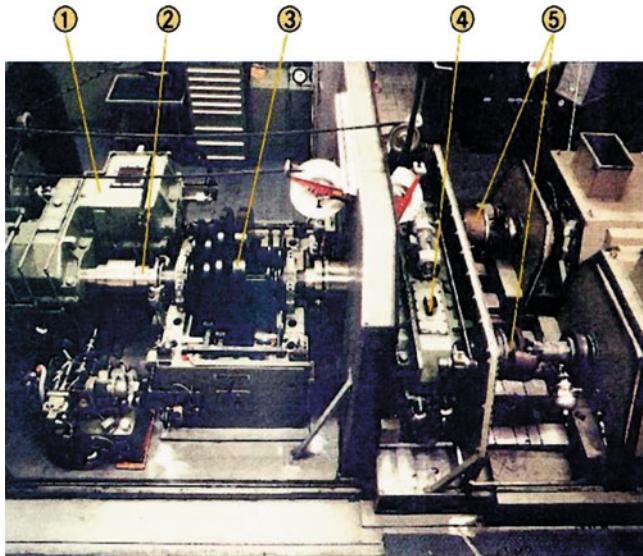


Abb. 8.8 Zusammenhang zwischen Bremsen Kennwert und Reibwert



- 1 Zweistufiges Schaltgetriebe mit Kupplung
- 2 Hauptwelle
- 3 Schwungmassensatz
- 4 Verteilergetriebe
- 5 Prüflinge

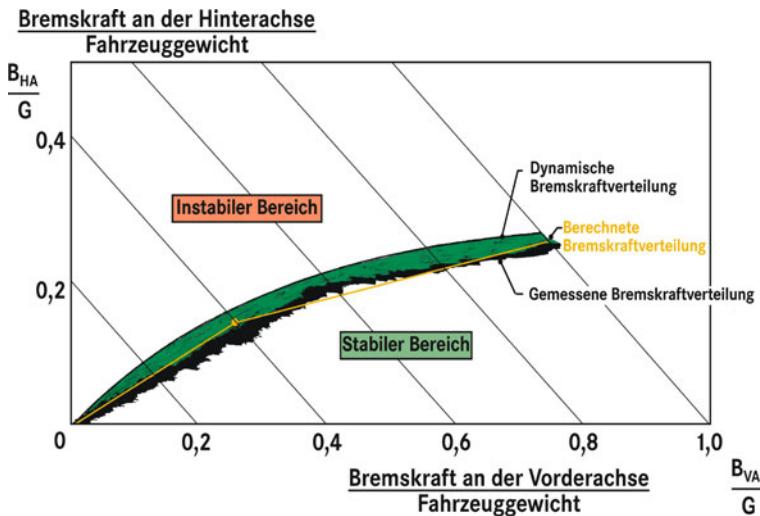
Abb. 8.9 Mehrwellen-Schwungmassen-Bremsenprüfstand

Selbstverstärkung arbeitet linear. Der Kennwert der Trommelbremsen beinhaltet auch die Selbstverstärkung der Bremse.

Um die Einflüsse der Kennwertschwankungen der Bremsen auf die rechnerisch ausgelegte Brems-

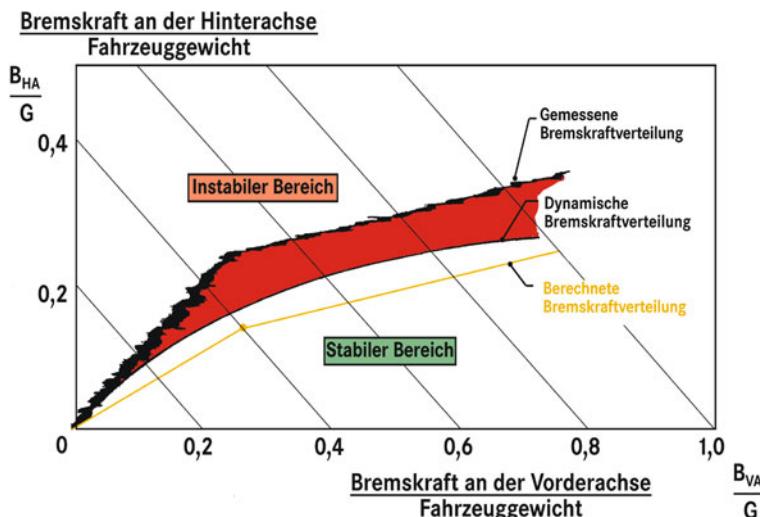
kraftverteilung analysieren zu können, ist eine Erfassung und Optimierung des Bremskraftverteilungsstreubandes unumgänglich [5, 6].

Um das Kennwertverhalten und damit die Leistung einer bestimmten Bremsenkombination direkt



8

■ Abb. 8.10 Untersuchung einer akzeptablen Bremskraftverteilung auf dem Schwungmassen-Bremsenprüfstand



■ Abb. 8.11 Untersuchung einer nicht akzeptablen Bremskraftverteilung auf dem Schwungmassen-Bremsenprüfstand

messen zu können, benutzt man Simulationsprüfstände (■ Abb. 8.9). Solche Prüfstände gestatten es, die Verhältnisse im Fahrzeug mit Hilfe einer Computersimulation exakt nachzuahmen.

■ Abb. 8.10 zeigt das Ergebnis von Prüfstandsuntersuchungen mit akzeptablen Bremsbelägen. Die gemessenen Kurven schmiegen sich dicht an die der Rechnung zugrunde gelegte Kurve der berechneten installierten Bremskraftverteilung an.

■ Abb. 8.11 zeigt das Ergebnis, wenn die geforderten Bedingungen des Lastenheftes nicht eingehalten werden [6].

### 8.1.7 Bremskreisaufteilungen und Bremskreisausfall

Die Betriebssicherheit eines Kraftfahrzeugs hängt stark von der einwandfreien Funktion der Brems-

## 8.2 · Bremsanlagen für mittlere und schwere Nutzfahrzeuge

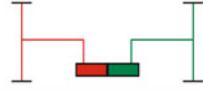
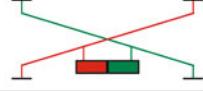
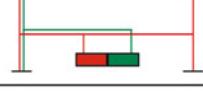
Kurzzeichen	Art der Kreisaufteilung (→ Fahrtrichtung)	Bemerkungen
TT		<b>Vorderachs-/Hinterachs-Aufteilung</b> In jedem Kreis wird eine Achse gebremst.
K		<b>Diagonal-Aufteilung</b> In jedem Kreis wird ein Vorderrad und das diagonal gegenüberliegende Hinterrad gebremst.
HT		<b>Vorder- und Hinterachs-/Vorderachs-Aufteilung</b> Ein Kreis wirkt auf die Vorder- und Hinterachse und ein Kreis wirkt nur auf die Vorderachse.
LL		<b>Vorderachs- und Hinterrad-/Vorderachs- und Hinterrad-Aufteilung</b> Jeder Kreis wirkt auf die Vorderachse und auf ein Hinterrad.

Abb. 8.12 Zweikreis-Bremsanlagen (Definition nach ISO)

anlage ab. Bremsanlagen müssen daher eine große technische Zuverlässigkeit aufweisen, da durch einen möglichen Ausfall der Bremsanlage Menschenleben gefährdet werden können. Damit Teilausfälle des Bremssystems keinen Ausfall der Gesamtbremsanlage zur Folge haben, muss eine sinnvolle Aufteilung des Bremssystems in redundante Baugruppen erfolgen, die entweder die Funktion allein oder zumindest eine Teifunktion der Gesamtbremsanlage ausüben können. So wurden getrennte Bremskreise eingeführt, damit bei mechanischem Ausfall des einen Bremskreises mit dem anderen Bremskreis noch eine ausreichende „Hilfsbremswirkung“ erzielt werden kann. Deshalb wurden unterschiedliche Bremskreisaufteilungen konzipiert, wobei sich die im Abb. 8.12 gezeigten Bremskreisaufteilungen in Gesetzgebung und ISO-Normung durchgesetzt haben. Bei mittleren und schweren Nutzfahrzeugen hat sich die TT-Aufteilung als zweckmäßig erwiesen [7].

## 8.2 Bremsanlagen für mittlere und schwere Nutzfahrzeuge

Das Bremssystem besteht aus:

- Betriebsbremsanlage,
- Hilfsbremsanlage,
- Feststellbremsanlage,
- Motorbremsanlage und
- Retarderbremsanlage.

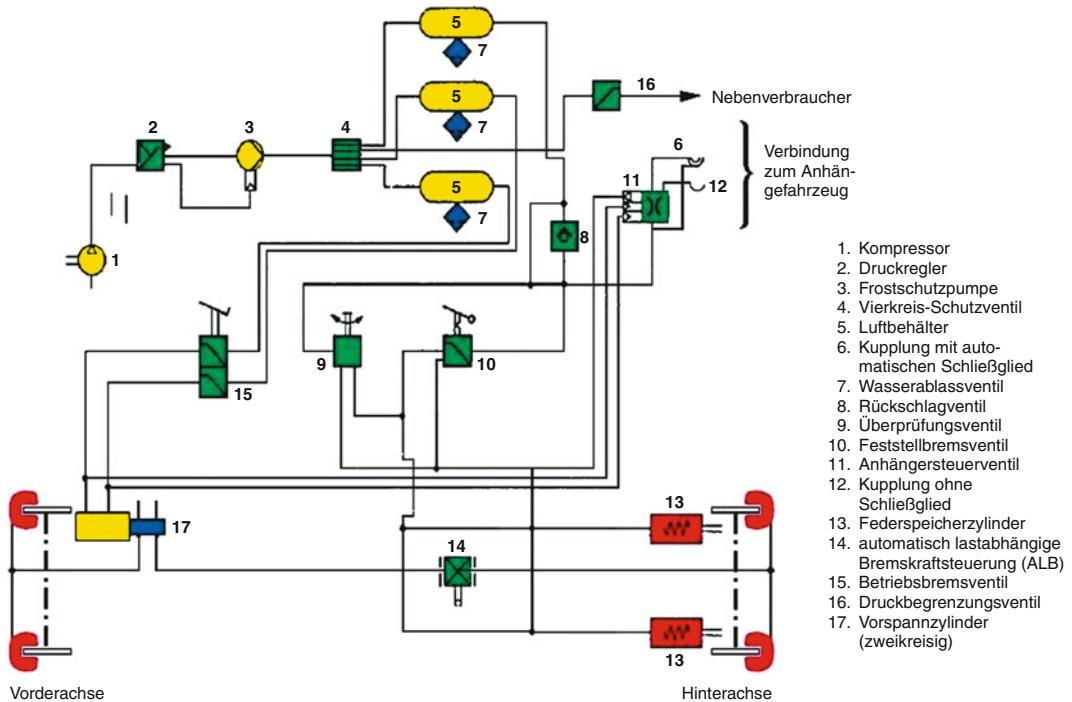
Die internationale Normung nach ISO 611 teilt das Bremsystem ein in:

- Energieversorgung,
- Betätigungsseinrichtung,
- Übertragungseinrichtung,
- Verzögerungseinrichtung und
- Zusatzeinrichtung im Zugfahrzeug für die Bremsung eines Anhängefahrzeugs.

Bei mittelschweren und schweren Nutzfahrzeugen ist es nicht möglich, allein mit der Fußkraft des Fahrers eine für den praktischen Betrieb ausreichende Abbremsung zu erzielen. Deshalb haben Nutzfahrzeuge über ca. 6 t Gesamtgewicht fast generell eine Fremdkraftbremsanlage, bei der gespeicherte Energie zum Bremsen eingesetzt wird. Als Arbeitsmittel dient Luft, die von einem Kompressor vorgespannt und in Druckluftbehältern gespeichert wird. Die Zuspannkräfte der Radbremsen werden von Membranzylindern erzeugt (Abb. 8.15).

### 8.2.1 Bremsanlagenaufbau

Es gibt Bremsanlagen, bei denen Druckluft als Energieträger verwendet wird, wegen hydraulisch betätigter Radbremsen aber der Luftdruck über Vorrangszylinder in hydraulischen Druck umgewandelt wird. Man spricht dann von so genannten „Air-over-Hydraulic“-Bremssystemen (Abb. 8.13).



■ Abb. 8.13 „Air-over-Hydraulic“ – Fremdkraftbremsanlage

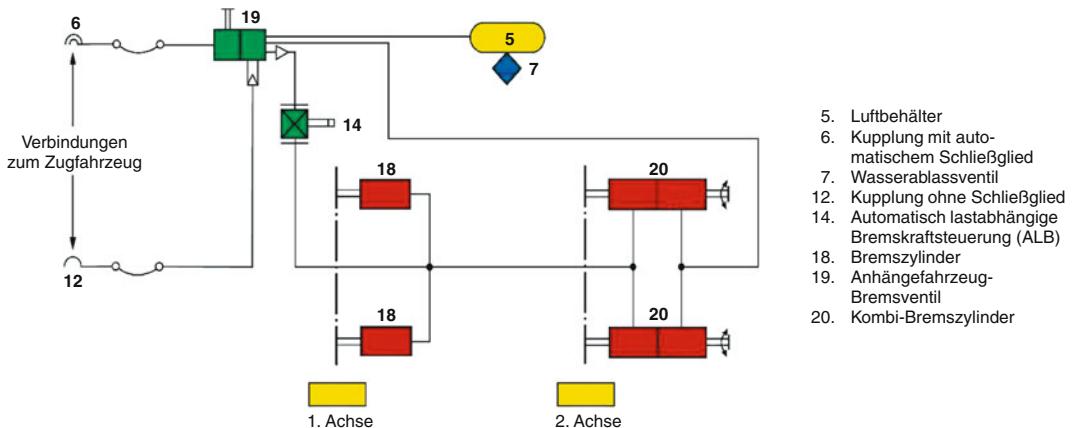


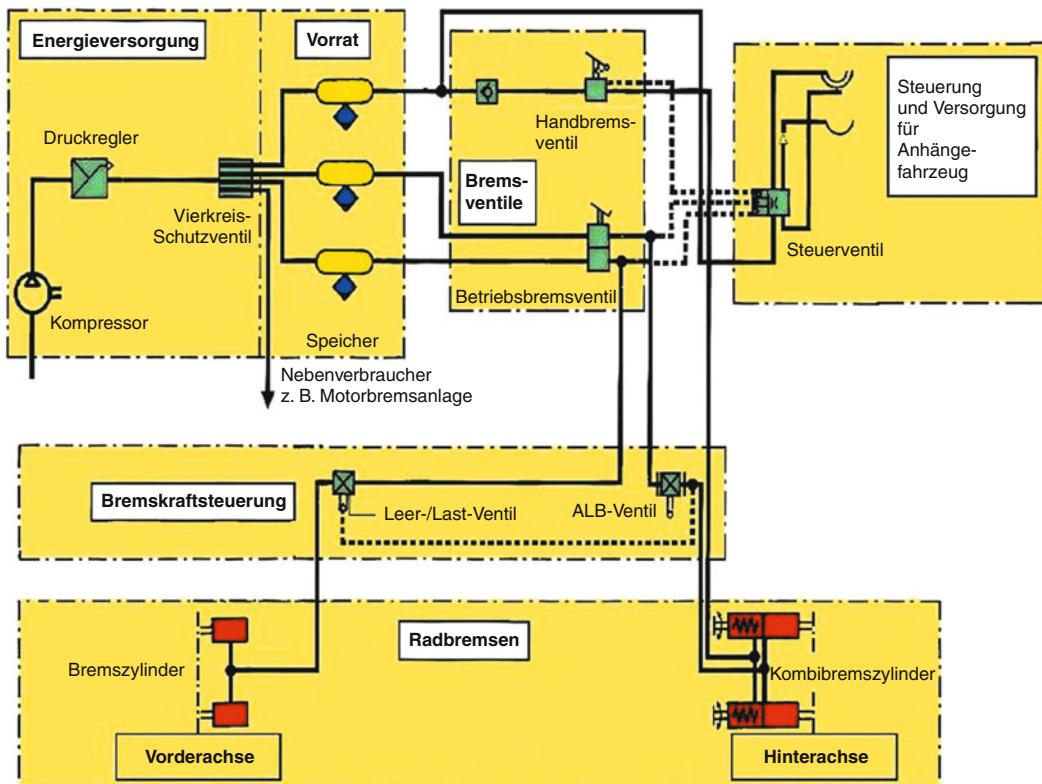
Abb. 8.14 Zweileitungsbremsanlage für Anhängefahrzeuge

Zum Zugbetrieb gehört die EU-übliche Zweieleitungsbremsanlage für Anhängefahrzeuge (→ Abb. 8.14).

Mit Hilfe eines zweikreisigen Anhängersteuerventils und des Vierkreisschutzventils ist es möglich, selbst bei Ausfall eines Kreises der zweikreisigen Betriebsbremsanlage des Zugfahrzeugs

das Anhängefahrzeug weiterhin mit Druckluft zu versorgen und die volle Bremswirkung des Anhängefahrzeugs zu erzielen. Die beiden genormten Kupplungsköpfe für „Vorrat“ und „Bremse“ sind mit einem automatischen Schließglied ausgerüstet, das beim Kupplungsvorgang geöffnet wird.

## 8.2 · Bremsanlagen für mittlere und schwere Nutzfahrzeuge



■ Abb. 8.15 Vereinfachtes Funktionsschema einer Druckluft-Fremdkraftbremsanlage

■ Abb. 8.15 zeigt eine Druckluft-Bremsanlage für schwere Nutzfahrzeuge. Die wesentlichen Baugruppen bzw. Bestandteile dieser Bremsanlage sind: die **Energieversorgung**, bestehend aus Kompressor und Druckregler. Dazu können fallweise kommen: Frostschutz, automatische Entwässerung, Luftfilter, Lufttrockner, Zwischenspeicher usw.

Die Energieversorgung hat die Aufgabe, an die Übertragungseinrichtung verdichtete, gereinigte und entwässerte Druckluft zur Verfügung zu stellen. Da es eine Vielzahl von Luft verbrauchenden Einrichtungen in Zug- und Anhängefahrzeugen – zusätzlich zur Bremsanlage – gibt, ist es erforderlich, wesentlich stärkere Kompressoren zu installieren als von der Gesetzgebung für die Bremsanlage gefordert werden.

Das Herz einer Druckluftbremsanlage an der Nahtstelle zwischen Energieversorgung und Vorrat (s. ■ Abb. 8.15) ist das **Vierkrischutzventil**.

Folgende Funktionen werden vom Vierkrischutzventil ausgeübt:

- Sicherung der Bremskreise der Betriebsbremsanlage bei Defekt der Energieversorgung,
- Absicherung und Weiterversorgung der Bremskreise der Betriebsbremsanlage gegenübereinander,
- Weiterversorgung der Betriebsbremsanlage des Anhängefahrzeugs bei Defekt in einem Bremskreis der Betriebsbremsanlage des Zugfahrzeugs,
- Absicherung und Weiterversorgung der zwei Betriebsbremskreise des Zugfahrzeugs bei einem Bruch der Vorratsleitung zum Anhängefahrzeug,
- Absicherung der zwei Bremskreise der Betriebsbremsanlage bei einem Defekt der Energieversorgung und

- Weiterversorgung wichtiger Nebenverbraucher, wie z. B. Schalthilfe oder Kupplungsverstärker, bei einem Defekt der Betriebsbremsanlage.

Die Betätigungsseinrichtung im Bereich „**Bremsventile**“ beginnt am Bremspedal und endet an den mechanisch betätigten Bauteilen des Zweikreis-Bremsventils.

Eine bei Nutzfahrzeugen nahezu unentbehrliche Einrichtung in der Übertragungseinrichtung der Betriebsbremsanlage ist die „**„Automatisch last-abhängige Bremskraftsteuerung“ (ALB)**“. Mit ihrer Hilfe kann eine Anpassung der Bremskräfte an die Achslasten hergestellt werden. Reicht der Arbeitsbereich der ALB nicht mehr aus, um eine sinnvolle Bremskraftverteilung darstellen zu können, kann über ein so genanntes „Leer/Lastventil“ der Variationsbereich der Bremskraftverteilung noch vergrößert werden.

## 8

### 8.2.2 Radbremse und Betätigungskomponenten

Die grundsätzlichen Anforderungen an **Radbremsen** sind: hoher Wirkungsgrad, kleine Hysterese, gleichmäßiges Kennwertverhalten mit geringem Fading, gutes Ansprechverhalten, ausreichende Belaglebensdauer, geringe Wartungszeiten beim Be-

lagwechsel, geringes Gewicht, kleine Abmessungen und gutes Nutzen/Kosten-Verhältnis.

Die derzeit weltweit bei schweren Nutzfahrzeugen gebräuchlichsten Radbremsen sind über S-Nocken mit Druckluft betätigte Simplex-Trommelbremsen mit fester Zuspannung (Abb. 8.16).

Diese Bremsen haben folgende Vorteile [8]:

- geringe Änderung des Bremsenkennwertes  $C^*$ ,
- gleicher Belagverschleiß an Auflauf- und Ablaufbacke, erzwungen durch die feste Zuspannung und daraus resultierend
- hohe Belaglebensdauer bei ausreichender Dimensionierung von Belagdicke und Belagbreite,
- einfacher, zuverlässiger und thermisch unempfindlicher Zuspannmechanismus mit Membranzylinder, automatischem Gestängesteller, Bremswelle und S-Nocken sowie
- einfache Darstellung der Feststellbremsanlage durch Federspeicher.

Als Nachteile der S-Nocken-Bremsenbauart sind zu werten:

- hohe innere Kräfte und damit relativ schwer bauend sowie
- relativ niedriger Bremsenkennwert, was entsprechend viel Zuspannarbeit beim Bremsen bedeutet.

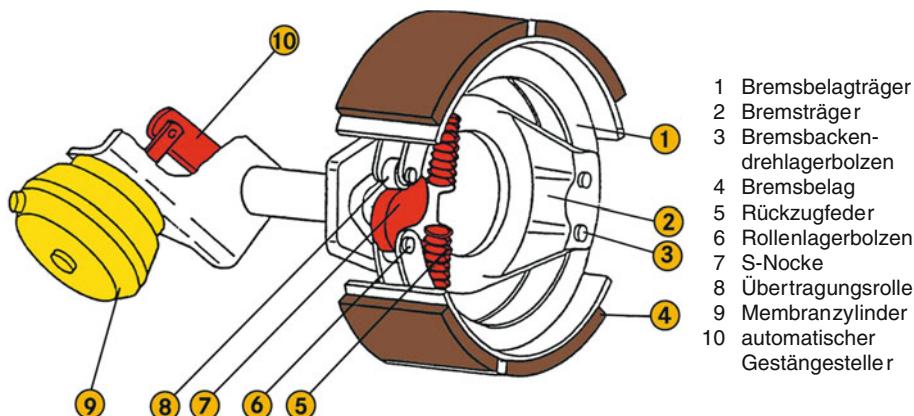
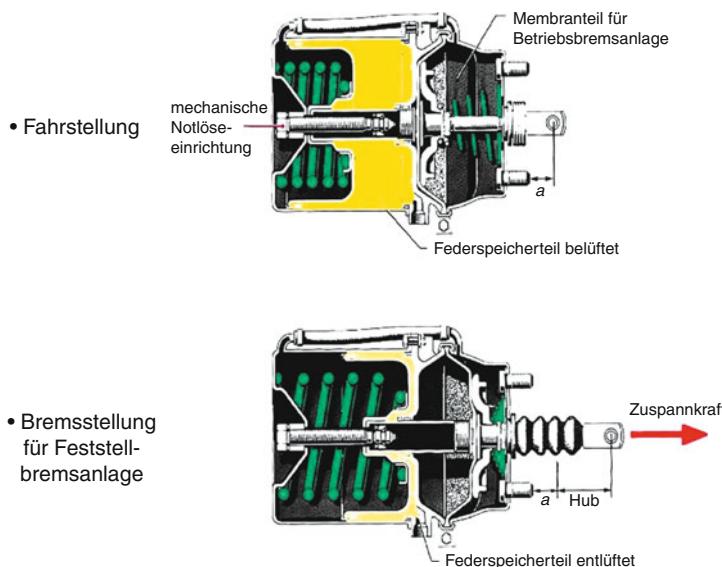


Abb. 8.16 Prinzipieller Aufbau einer Druckluft betätigten Simplex-Trommelbremse mit S-Nocken-Zuspannung

## 8.2 · Bremsanlagen für mittlere und schwere Nutzfahrzeuge



■ Abb. 8.17 Membran-Federspeicher-Kombinationszylinder für die Feststellbremsanlage

Ein wesentlicher Baustein bei der Bremskraftaktivierung ist die automatische Nachstellung der Radbremsen, die der Bremsanlage hohe Betriebssicherheit gibt. Sie ist in Nutzfahrzeugen Standard und sorgt z. B. bei S-Nocken-Trommelbremsen dafür, dass die Bremsbacken immer im korrekten Lüftspiel-Abstand zur Trommel stehen, indem sie die Wege, die durch Belagverschleiß, thermische Aufheizung oder Elastizitäten in der Radbremse entstehen, kompensiert.

Aktiviert werden die Radbremsen über Membranzylinder, die an der Hinterachse als Kombinationsbremszylinder konzipiert sind, um mit Hilfe eines Federspeicherzylinders auch die Feststellbremswirkung sicherstellen zu können (Abb. 8.17). In Lösestellung sind die Vorratsbehälter der Betriebsbremsanlage über das Vierkreis-Schutzventil und das Handbremsventil mit dem Federkompressionsraum verbunden, wodurch die Feder gespannt gehalten wird. Durch Betätigen des Handbremsventils wird der Druck im Kompressionsraum abgesenkt und damit die Radbremse „festgestellt“.

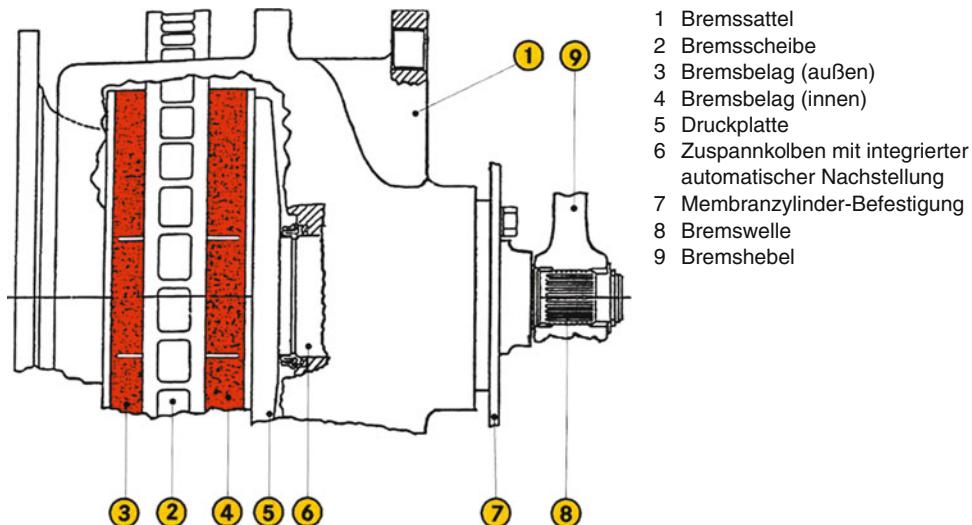
In einem Quervergleich zwischen Trommel- und Scheibenbremsen sollen die Vor- und Nachteile beider Radbremssysteme beschrieben werden. Dazu wird eine Simplex-Trommelbremse in ihrer Leistungsfähigkeit mit einer Scheibenbremse

(Abb. 8.18) verglichen. Die Scheibenbremse wird mit einer Drehbewegung über den Bremshebel 9 aktiviert. Die automatische Nachstellung ist im Zuspannkolben 6 integriert.

Bei den Ausgangsbedingungen vor Bremsbeginn „Temperatur = 100 °C“ und „Geschwindigkeit = 80 km/h“ ist kein signifikanter Leistungsunterschied zwischen beiden Bremsenbauarten zu erkennen (s. Abb. 8.19). Werden diese Ausgangsbedingungen vor Bremsbeginn auf „Temperatur = 300 °C“ und „Geschwindigkeit = 100 km/h“ geändert, dann ergibt sich eine Differenz zwischen den beiden Radbremssystemen im spezifischen Bremsmoment von ca. 30 % zugunsten der Scheibenbremse. Mit zunehmender Aufheizung der Trommelbremse nimmt diese Differenz dramatisch zu.

Ergebnisse des Quervergleichs „Scheibenbremsen/Trommelbremsen“ [9]:

- Scheibenbremsen erreichen unter gleichen Bedingungen höhere Temperaturen als Trommelbremsen. Dichtungen, Manschetten, etc. der Scheibenbremsen müssen für diese höheren Temperaturen geeignet sein.
- Es ist kein Unterschied zwischen beiden Bremsenbauarten in der Bremswirkung bei niedrigen Bremsentemperaturen zu erkennen (Abb. 8.19).



8

Abb. 8.18 Prinzipieller Aufbau einer Druckluft betätigten Scheibenbremse

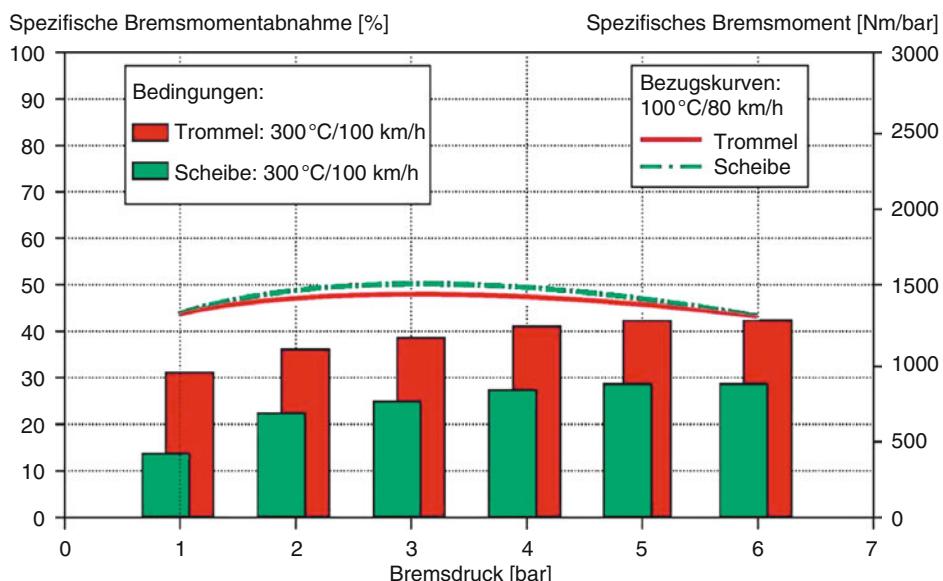


Abb. 8.19 Vergleich Trommel-/Scheibenbremsen – Bremsmomentabnahme durch Aufheizung

- Scheibenbremsen sind gegenüber Verschleiß empfindlich.
- Wirkungsgrad und Hysterese heutiger Scheibenbremsen sind gegenüber den Werten der Trommelbremsen günstiger und
- Scheibenbremsen zeigen gute Bremseigenschaften bei hoher thermischer Belastung.

### 8.3 Dauerbremsanlagen

Die in Nutzfahrzeugen verwendeten Radbremsen sind nicht für einen Dauereinsatz ausgelegt. Bei längerer, permanenter Benutzung der Radbremsen können Überhitzungsscheinungen auftreten,

### 8.3 · Dauerbremsanlagen

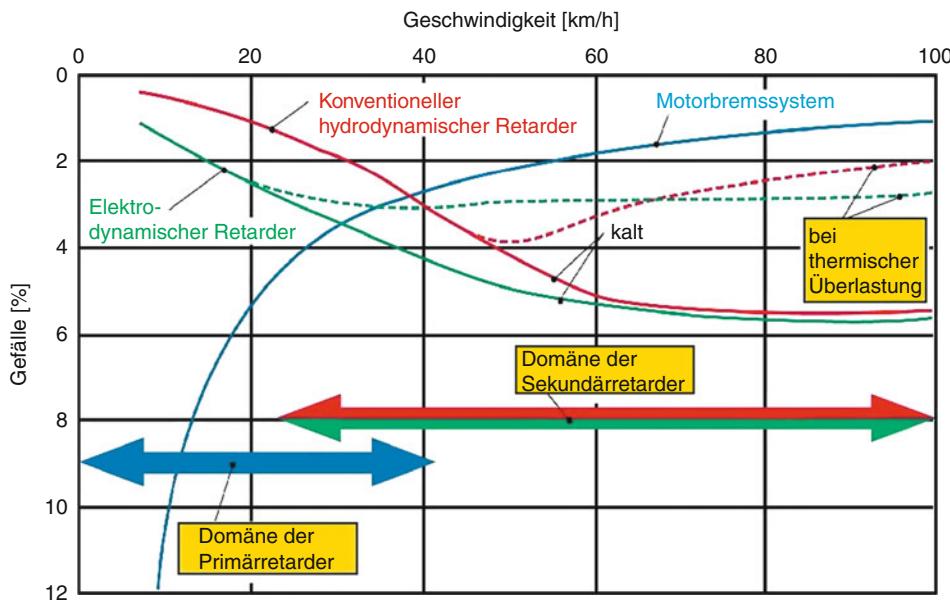


Abb. 8.20 Arbeitsbereiche von konventionellen Motorbremssystemen und Retardern in einem 40-t-Lastzug

die ein Absinken der Bremsfähigkeit bewirken. Im Extremfall versagt dabei die Bremsanlage völlig. Bei mittleren und schweren Nutzfahrzeugen und Zügen mit hohen Gesamtgewichten werden deshalb für die Dauerbeanspruchung bei Gefällefahrt und für Anpassungsbremsungen sehr oft von den Radbremsen unabhängige, verschleißfreie Dauerbremsanlagen eingebaut. Es gibt zwei Arten von Dauerbremsanlagen: Motorbremssysteme und Retarder [10].

Die Domänen dieser verschleißfreien Dauerbremssysteme, die man in Primär- und Sekundärretarder einteilen kann, können Abb. 8.20 entnommen werden. Primärretarder werden vor dem Getriebe, Sekundärretarder werden hinter dem Getriebe in den Antriebstrang eingebaut.

#### 8.3.1 Motorbremssysteme

Bei konventionellen Motorbremssystemen führt eine Auspuffdrossel (oder eine Verstellung der Steuerzeiten) zur Verzögerung des Fahrzeugs durch den geschleppten Motor. Abb. 8.21 zeigt ein „Auspuffklappen-Bremssystems“, wie es seit

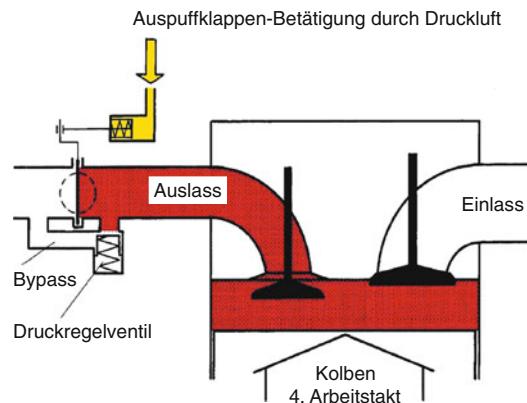


Abb. 8.21 Motorbremssystem mit Auspuffklappe

vielen Jahren millionenfach in aller Welt eingesetzt wird. Es nutzt die im 4. Arbeitstakt erzeugte Energie zum Bremsen, indem gegen den geschlossenen Auslass Druck aufgebaut wird. Das System kann mit einem Fußschalter betätigt oder direkt in die Betriebsbremsanlage integriert werden. Ein Regelventil vermeidet Motorbeschädigungen durch Überdrücke.

Eine andere Art von Motorbremssystemen sind z. B. die Dekompressionsbremsysteme. Ein ty-

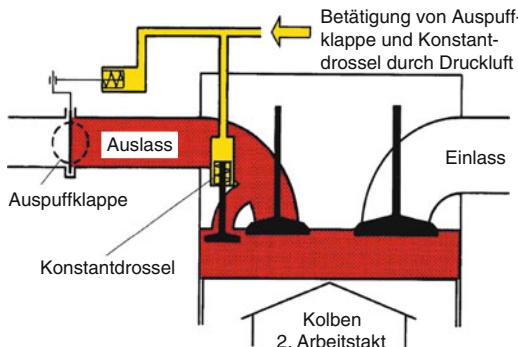


Abb. 8.22 Motorbremsystem mit Auspuffklappe und Konstantdrossel

pisches Beispiel eines solchen Dekompressionsbremssystems ist die „Konstantdrossel“ (Abb. 8.22).

Durch (konstantes) Öffnen des Drosselventils im 2. Arbeitstakt – also beim Kompressions- takt – wird zusätzlich an Bremsleistung gegenüber dem Auspuffklappen-Bremssystem gewonnen. In zukünftigen Fahrzeuggenerationen werden Primärretarder (z. B. über die Kurbelwelle angetriebene Wasserpumpe mit integriertem Retarder, am Abgasturbolader integrierter Retarder etc.), die neben

hohen Bremsleistungen (ca. 450 kW) auch noch große Gewichtsvorteile bringen, den Sekundärretardern erheblich Konkurrenz machen.

### 8.3.2 Retarder

Sekundärretarder gliedern sich in hydrodynamische und elektrodynamische Retarder.

Beim hydrodynamischen Retarder wird die mechanische Energie der Antriebswelle über einen Rotor in kinetische Energie einer Flüssigkeit umgewandelt. Diese kinetische Energie wird von einem Stator in Wärme umgesetzt. Dazu ist eine Kühlung der Betriebsflüssigkeit z. B. über einen Wärmetauscher mit dem Motorkühlungssystem notwendig. Die Bremsleistung des Retarders kann über die Flüssigkeitsmenge im Arbeitsraum gesteuert werden, die mit Druckluft in diesen Arbeitsraum gepresst wird. Diese Art von Retarder bringt vor allem bei hohen Gelenkwellendrehzahlen große Bremsmomente.

Abb. 8.23 zeigt einen so genannten „Hochtriebretarder“

Mit Hilfe eines Stirnradantriebes und einer Übersetzung von maximal ca. 1 zu 2 ist das Brems-

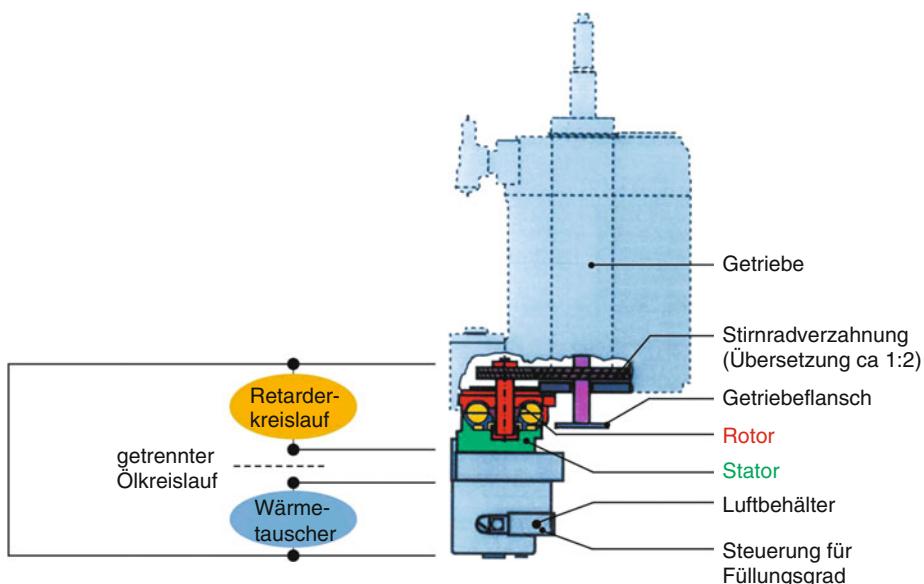


Abb. 8.23 Prinzipieller Aufbau eines Hochtriebretarders

### 8.3 · Dauerbremsanlagen

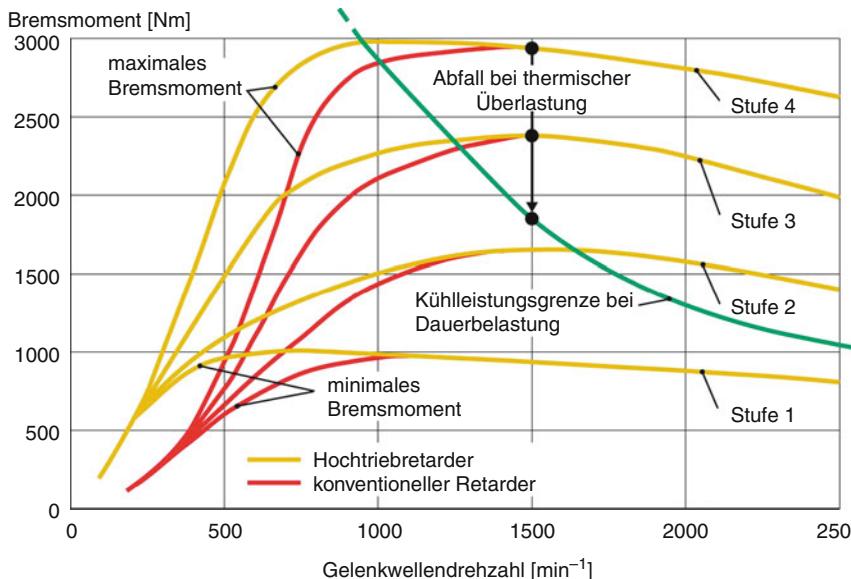


Abb. 8.24 Arbeitsbereich hydrodynamischer Sekundärretarder

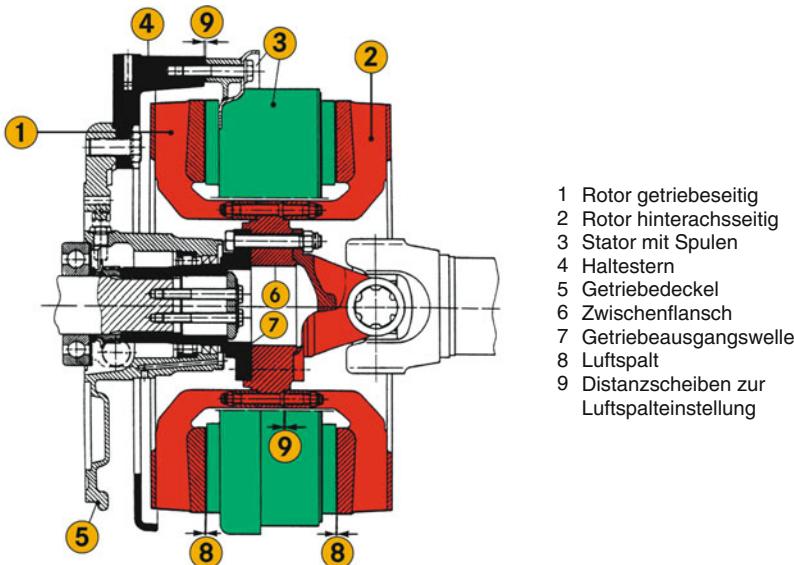


Abb. 8.25 Prinzipieller Aufbau eines elektrodynamischen Retarders

moment auch bei kleinen Gelenkwellendrehzahlen bereits erheblich (Abb. 8.24). Das maximale Bremsmoment kann allerdings nicht permanent aufrechterhalten werden, da die Kühlleistung eines modernen Nutzfahrzeugmotors mit etwa 300 kW einen solchen Dauereinsatz nicht zulässt. Eine integrierte thermische Regelung nimmt die Brems-

leistung des Retarders bei zu hoher thermischer Belastung des Motorkühlkreislaufs zurück. Im Extremfall kann nur noch ca. 40 % der ursprünglichen Bremsleistung aufgebracht werden.

Die Wirkungsweise eines elektrodynamischen Retarders, auch „Wirbelstrombremse“ genannt, zeigt Abb. 8.25: an einer als Stator ausgebilde-

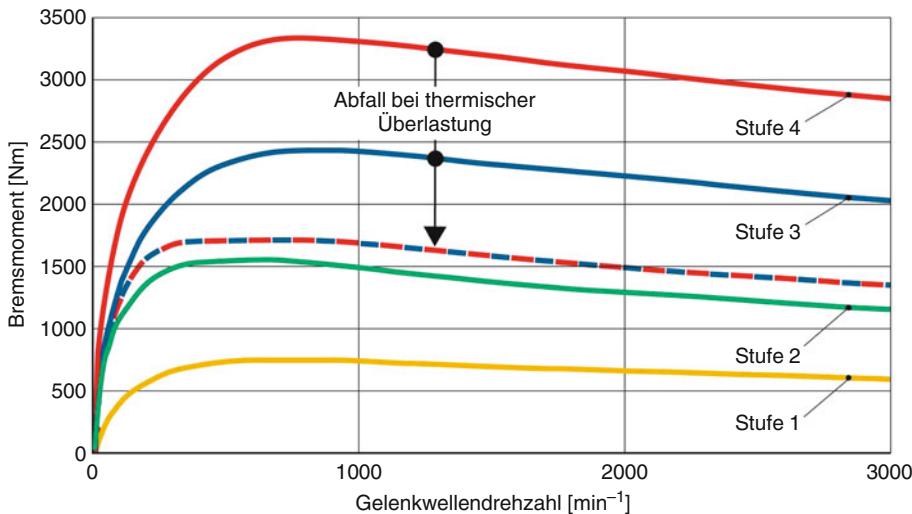


Abb. 8.26 Arbeitsbereich elektrodynamischer Sekundärretarder

ten Scheibe sind Erregerspulen befestigt. Auf der durchgehenden Antriebswelle ist beiderseits des Stators je ein Rotor angeordnet, der zur besseren Wärmeabfuhr verripipt ist. Zum Bremsen werden die Erregerspulen mit Strom gespeist und erzeugen so ein magnetisches Feld.

Rotieren die Brems scheiben durch dieses Feld, so werden in ihnen Wirbelströme induziert, die zu einem Bremsmoment führen, dessen Größe von der Erregung der Statorspulen und der Drehzahl der Rotoren abhängig ist.

Die Leistungscharakteristik einer Wirbelstrombremse zeigt Abb. 8.26. Bei hoher thermischer Belastung muss die Bremsleistung durch Abschalten der Erregerspulen zurückgenommen werden. Es steht dann nur noch etwa das halbe Bremsmoment zur Verfügung [10].

Bremsen zu erhalten und gleichzeitig die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn optimal für die Verzögerung zu nutzen. Das ABS besteht aus induktiven Stabsensoren, verzahnten Polrädern, einer elektronischen Steuereinheit sowie Magnetregelventilen für Druckabbau, Druckaufbau und Druck halten.

Eine Sicherheitsschaltung überprüft permanent die Anlage, d. h., Sensoren, Regelventile, Elektronik und Verkabelung. Sie signalisiert dem Fahrer gegebenenfalls auftretende Fehler durch rote Kontrollleuchten – je eine für Zug- und Anhängefahrzeug – und schaltet im Fehlerfalle die Anlage oder Teile der Anlage ab. Das konventionelle Bremssystem oder zumindest wesentliche Teile dieses Bremssystems bleiben dabei voll funktionsfähig.

Aus den vielen Schaltungsmöglichkeiten und Systemvarianten bei der Auslegung von Antiblockiersystemen hat sich für mittlere und schwere Nutzfahrzeuge das Vierkanal-Regelsystem mit „Modifizierter Individualregelung an der Vorderachse (MIR)“ und „Individualregelung an der Hinterachse (IR)“ als bester Kompromiss herausgestellt. Bei Fahrzeugen mit 3 Achsen werden z. B. die linken bzw. rechten Räder der 2. und 3. Achse jeweils durch ein Regelventil gemeinsam geregelt. Man spricht dann von einer „Folgeregelung (FR)“. Möglichkeiten zur Ausrüstung von mehrachsigen Fahrzeugen

## 8.4 Brems- und Antriebsschlupf-Regelsysteme

### 8.4.1 Antiblockiersysteme

Die Aufgabe eines Antiblockiersystems (ABS) ist es, auch für ungeübte Fahrer auf allen Fahrbahnoberflächen Fahrstabilität und Lenkfähigkeit beim

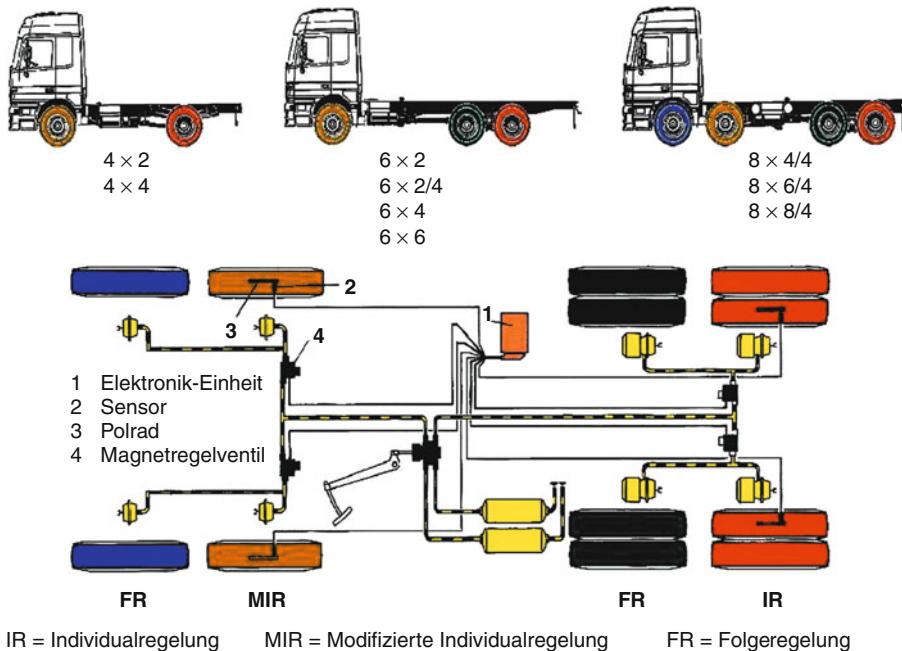


Abb. 8.27 ABS – Schaltungsmöglichkeiten (Baukastenprinzip)

mit den Regelphilosophien MIR, IR und FR zeigt Abb. 8.27. Auf die Antriebsräder wirkende Dauерbremsanlagen werden vom ABS erfasst und entsprechend ihrer technischen Möglichkeiten in die Regelung einbezogen [11].

Das ABS arbeitet mit Verzögerungs-, Schlupf- und Beschleunigungssignalen, die durch die Sensoren an den Rädern gewonnen werden. Durch eine Verknüpfung dieser Regelsignale auf elektronischem Wege wird ein Regelverhalten mit hoher Güte bei allen Fahrbahnbedingungen (selbst auf nassem Eis mit Kraftschlussbeiwerten unter  $\mu = 0,1$ ) erreicht. Der Arbeitsbereich der Regelung reicht von Schrittgeschwindigkeit bis zur Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs. Bei Blockierneigung eines Rades spricht die Regelung an und senkt durch schnelles elektrisches Ansteuern des jeweiligen Regelventils den vom Fahrer vorgegebene Bremsdruck auf einen niedrigeren Druck rasch ab, hält ihn und erhöht ihn wieder stufenweise. Dabei wird der Bremsdruck 3- bis 5mal pro Sekunde den Erfordernissen angepasst.

Besondere Beachtung verdient das Leistungsvermögen eines ABS auf so genannten „ $\mu$ -split-

oder  $k$ -split-Fahrbahnen“, d. h. bei großen Kraftschlussunterschieden zwischen rechten und linken Rädern. Hier kann durch eine modifizierte Individualregelung (MIR) an den Vorderrädern – d. h. Begrenzung der möglichen Bremskraftdifferenz zwischen linkem und rechtem Rad auf einen bestimmten Wert bei Beginn der Bremsung – und eine individuelle Regelung der Hinterräder (IR) ein Optimum zwischen maximaler Verzögerung, Lenkfähigkeit und Richtungsstabilität erreicht werden. Zusätzlich zum Geschwindigkeits- und Druckauf- sowie Druckabbauperhalten der Räder wird in Abb. 8.28 auch die Wirkung der modifizierten Individualregelung (MIR) gezeigt.

Hier wird bis ca. 1 Sekunde nach Bremsbeginn an allen Rädern der Vorderachse nach dem Prinzip „Select Low“ gearbeitet, d. h. es wird so getan, als ob beide Vorderräder auf kleinem Kraftschlussbeiwert (in Abb. 8.28: Eis, nass) bremsen. Dadurch wird dem Fahrer eine Reaktion gegenüber der entstehenden Lenkmomentendifferenz am Lenkrad ermöglicht. Nach ca. 1 Sekunde setzt die individuelle Regelung auch an der Vorderachse ein [12, 13].

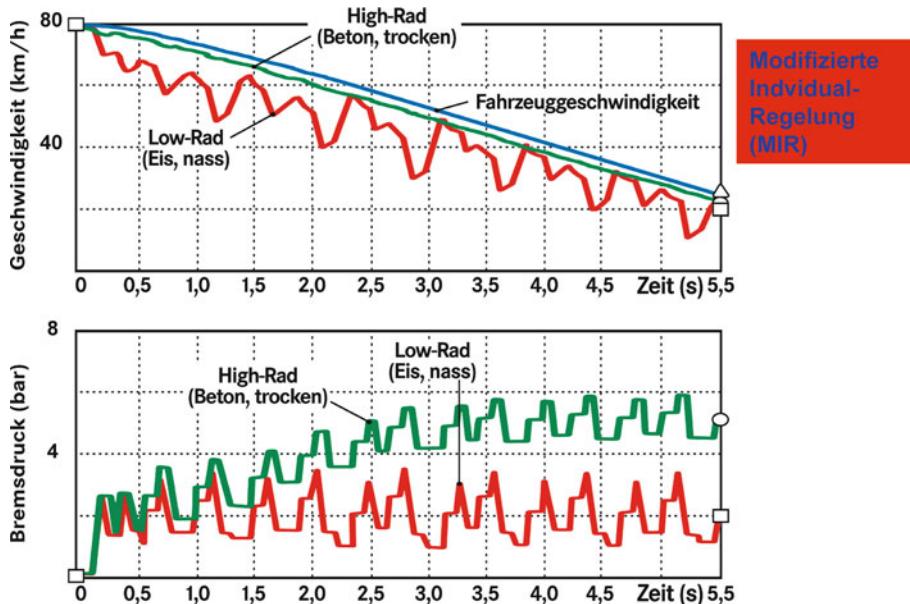


Abb. 8.28 ABS-Regelungsphilosophie (MIR) am Beispiel der Vorderachsräder bei Bremsung auf  $\mu$ -split-Fahrbahn

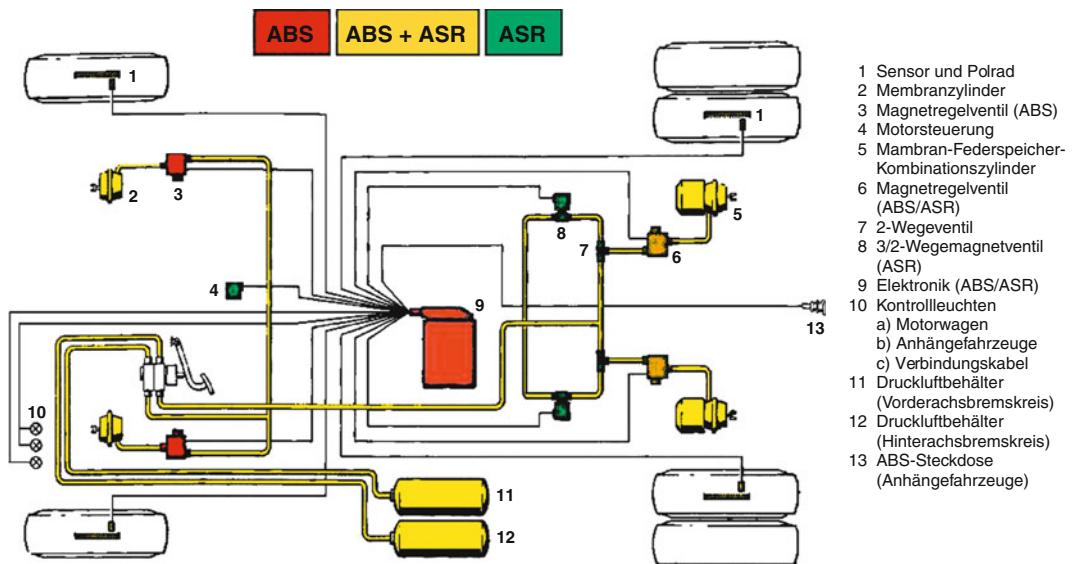


Abb. 8.29 Antiblockiersystem (ABS) und Antriebsschlupfregelung (ASR) für ein konventionell gebremstes Nutzfahrzeug

#### 8.4.2 Traktionsregelung

Da die Übertragungskriterien für Tangentialkräfte zwischen Reifen und Fahrbahn nicht nur Bremskräfte, sondern auch Antriebskräf-

te betreffen, war die Weiterentwicklung des ABS in Richtung Antriebsschlupfregelung (ASR) konsequent, da ein Großteil der ABS-Komponenten mit verwendet werden konnten (Abb. 8.29).

## 8.4 · Brems- und Antriebsschlupf-Regelsysteme

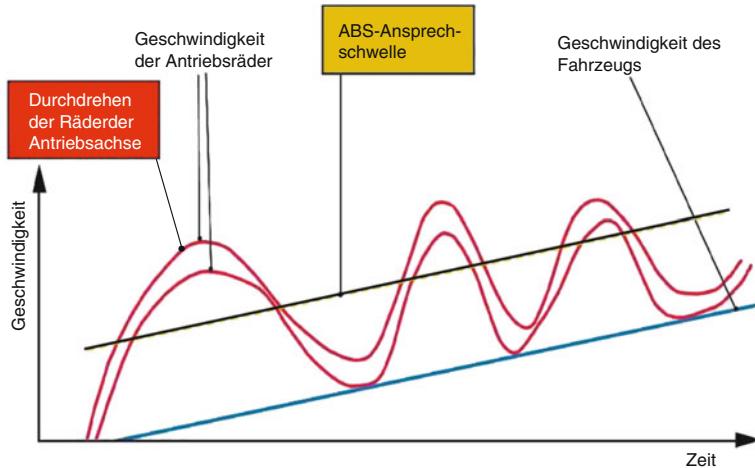


Abb. 8.30 Antriebsschlupfregelung (ASR) – Motorregelung auf vereister Fahrbahn

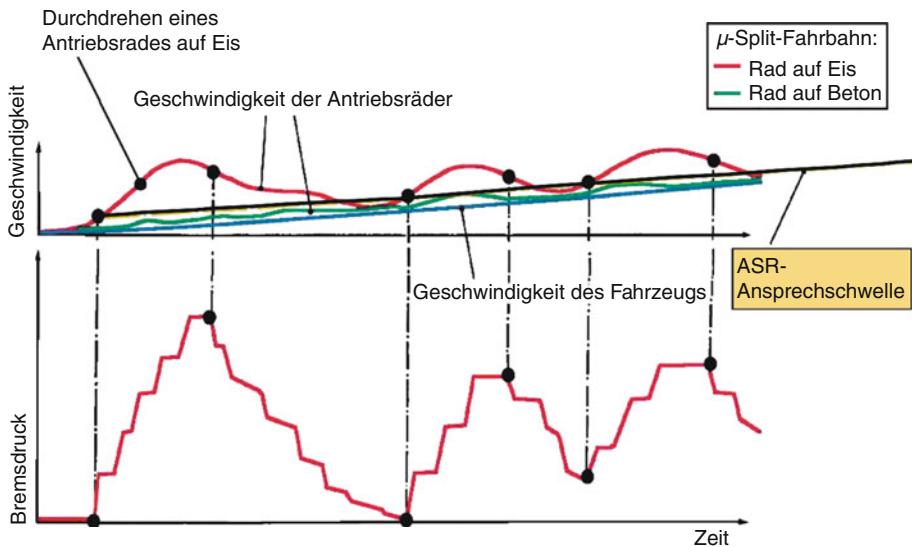


Abb. 8.31 Antriebsschlupfregelung (ASR) – Differenzialbremsregelung

Bei ASR-Betrieb gibt es zwei Regelungsmöglichkeiten: Motorregelung und Differenzialbremsregelung.

Wenn beide Räder einer Achse durchdrehen, wird der Motor über die Steuerelektronik so geregelt, dass die durchdrehenden Räder wieder in niedrigen Schlupf kommen, um optimale Antriebskräfte übertragen zu können (Abb. 8.30).

Die Wirkungsweise der Differenzialbremsregelung zeigt Abb. 8.31. Bei einseitig durchdrehendem Rad wird dieses Rad durch Bremsdruckaufbau wieder in den optimalen Antriebsschlupfbereich zurückgebracht.

## 8.5 Elektronisches Bremsenmanagement

Die Ende des letzten Jahrhunderts durchgeführten Entwicklungen zur Elektronifizierung der Fahrzeuge (Abb. 8.32) führten zunächst zu einer weiteren Optimierung der Leistungsfähigkeit der mechanischen Systeme, die an ihre Grenzen gekommen waren. Durch diese Optimierung konnte eine erheblichen Erhöhung der Fahrzeugsicherheit, aber auch eine Erhöhung des Fahrzeugkomforts und damit eine deutliche Entlastung des Fahrers erreicht werden.

Zuerst lag die Betonung der elektronischen Systementwicklungen bei den Komponenten des Fahrwerks (Abb. 8.33). Um die fahrdynamischen Möglichkeiten der Fahrzeuge zu verbessern, wurden dabei die Fahrwerkskomponenten der Nutzfahrzeuge, wie z. B. Lenkung (Abb. 8.34), Achsaufhängung (Abb. 8.35) und Bremsanlage (Abb. 8.37), durch den Einsatz elektronischer Intelligenz signifikant in ihrer Leistungsfähigkeit verbessert.

Insbesondere die Arbeiten zum Thema „Optimierung der Bremsleistungsfähigkeit von Nutzfahrzeugen“, wie z. B. die Einführung moderner Scheibenbremsen, höherer Arbeitsdruck des Betriebsbremssystems und das elektronische Brems-

system EBS hatten positiven Einfluss auf die Bremsfähigkeit der Nutzfahrzeuge und damit auf die Sicherheit im Straßenverkehr, wie das in den in Abb. 8.36 aufgeführten Beispielen zur Bremswegreduzierung bei einer Bremsung aus 90 km/h auf trockener Fahrbahn deutlich erkennbar ist.

Das elektronische Bremssystem EBS besteht aus einer zweikreisig aufgebauten, ECE R13 konformen Betriebsbremsanlage, der eine elektronische Aktivierung der Bremskräfte überlagert ist. Den Radbremsen an Vorder- und Hinterachsen werden Druckregelkreise zugeordnet, mit denen die im Steuergerät ermittelten Drucksollwerte in reale Bremsdrücke umgesetzt werden. Antiblockiersystem ABS und Antriebsschlupf-regelung ASR sowie alle anderen fahrdynamischen Fahrerassistenzsysteme sind in dieser Konfiguration keine „Stand-alone-Systeme“ mehr, wie bei konventionellen Bremsanlagen, sondern sie sind direkt in die Bremssystemlogik integriert. Mit Hilfe einer intelligenten Differenzschlupfregelung wird sichergestellt, dass immer die optimale Bremskraftverteilung für den jeweiligen Beladungszustand vorhanden ist. Durch das gegenüber der konventionellen Bremsanlage schnellere Ansprechen der Radbremsen sind zudem Bremswegverkürzungen realisierbar. Mit dem elektronischen Bremssystem EBS kön-

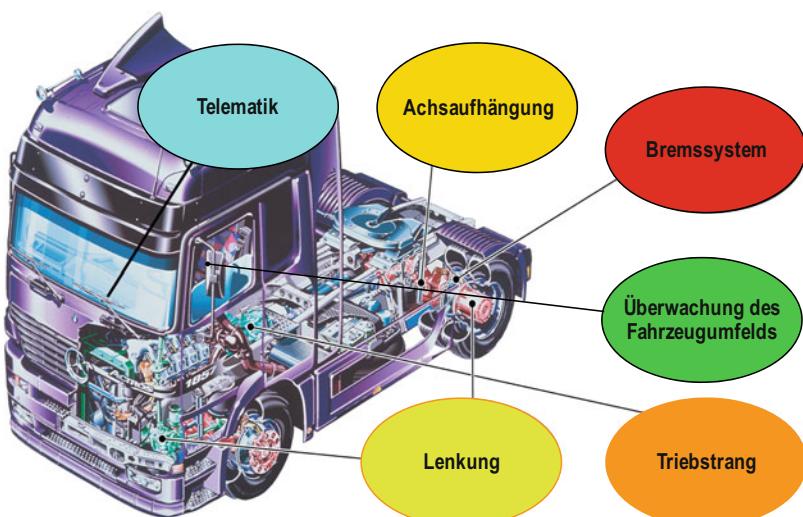


Abb. 8.32 Wesentliche Entwicklungsbereiche für mechatronische Fahrerassistenzsysteme

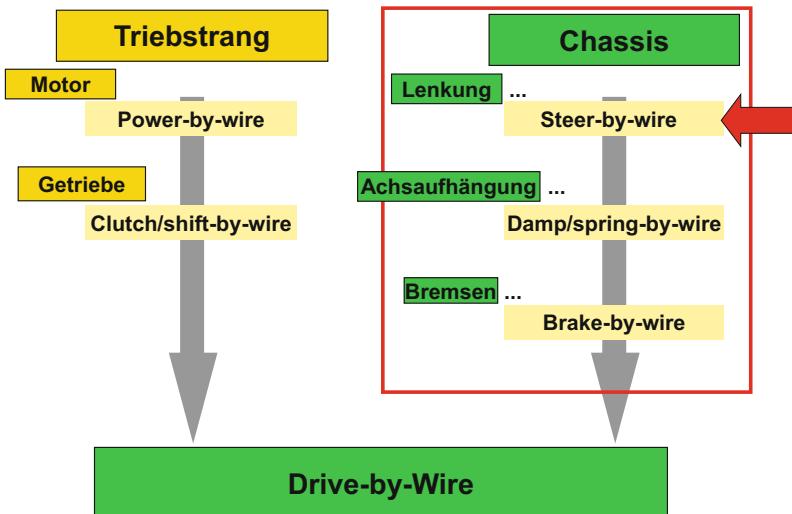


Abb. 8.33 Ausrüstung der Fahrzeuge mit mechantronischen Drive-by-Wire Systemen

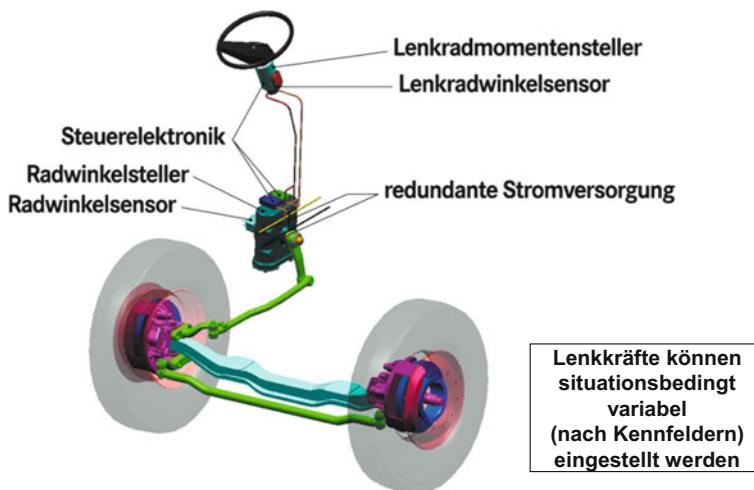
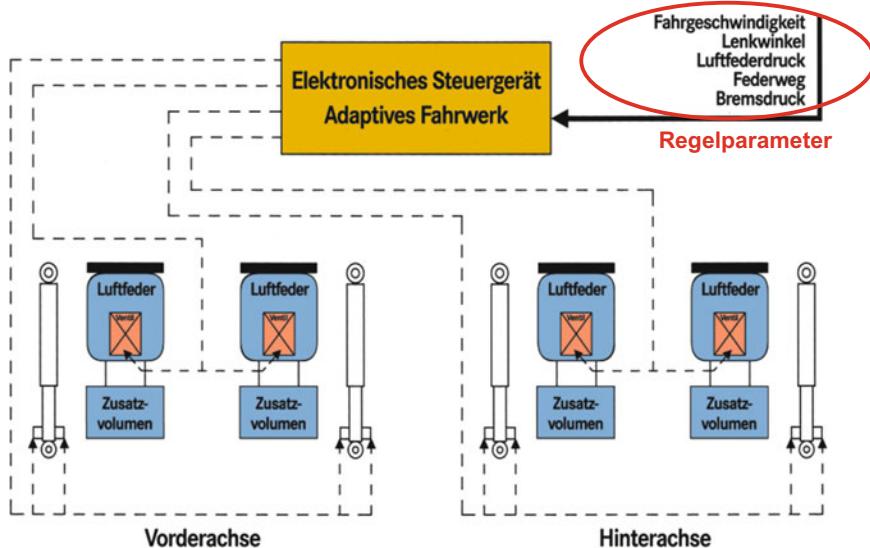


Abb. 8.34 Elektronische Lenkung (Steer-by-Wire)

nen deshalb hohe Fahrstabilität, gute Lenkfähigkeit und hohe Verzögerungen der Nutzfahrzeuge realisiert werden, sofern sichergestellt ist, dass die Reifen die entsprechend höheren Seitenführungs- und Bremskräfte auch auf die Strasse übertragen können (siehe auch ▶ Abschn. 8.7).

Abb. 8.37 zeigt beispielhaft die ursprüngliche Konfiguration eines elektronischen Bremssystems EBS in einem zweiachsigen LKW aus den Anfangsjahren der Entwicklung solcher Systeme, die allerdings auch heute noch Gültigkeit hat. Ge-

genüber der konventionellen Betriebsbremsanlage (siehe auch Beispiele in Abb. 8.15 und Abb. 8.29) werden das konventionelle Betriebsbremsventil, das automatisch-lastabhängige Bremskraftsteuerventil ALB und die Ventile von ABS und ASR durch die Komponenten des elektronischen Bremsystems ersetzt. Der Bremswunsch des Fahrers wird über das Bremspedal und einen elektrischen Bremswertgeber an die Elektronik übertragen. Die Rad-drehzahlen werden durch die ABS-Sensoren erfasst.



## 8

Abb. 8.35 Elektronisch geregelter Fahrwerk (Damp/Spring-by-Wire)

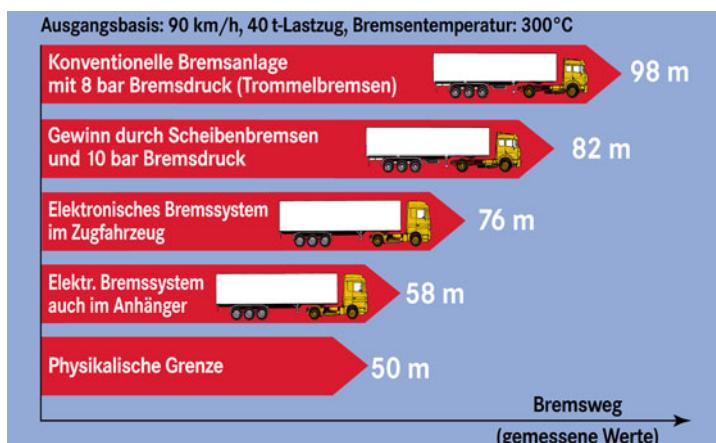


Abb. 8.36 Optimierungsschritte zur Bremswegverkürzung

Mit Hilfe der oben genannten Differenzschlupfregelung werden über die elektronischen Drucksteuermodule die Bremsdrücke an den Radbremsen der Vorder- und Hinterachse(n) des Fahrzeugs – entsprechend der jeweiligen Fahrersituation – eingeregt und dadurch eine optimale Bremskraftverteilung erreicht.

Nach Erkennen einer Überbremsungstendenz an einer Achse erfolgt eine Umverteilung der Bremsdrücke an Vorder- und Hinterachse(n), um

die Differenzdrehzahlen der Räder an den einzelnen Achsen zu minimieren und den Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn wieder optimal zu nutzen. Zur Erzielung einer guten Stufbarkeit der Bremswirkung ist eine Verzögerungsregelung im Gesamtsystem implementiert. Dadurch entspricht ein bestimmter Pedalweg immer einer bestimmten Verzögerung, unabhängig von der Beladung oder der Fahrbahnneigung.

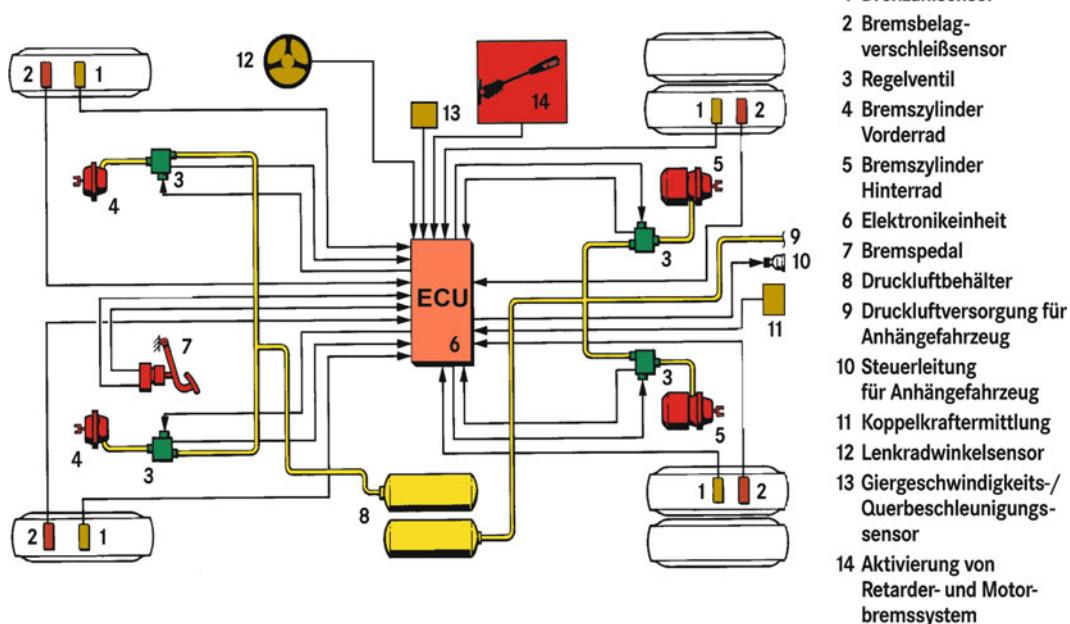
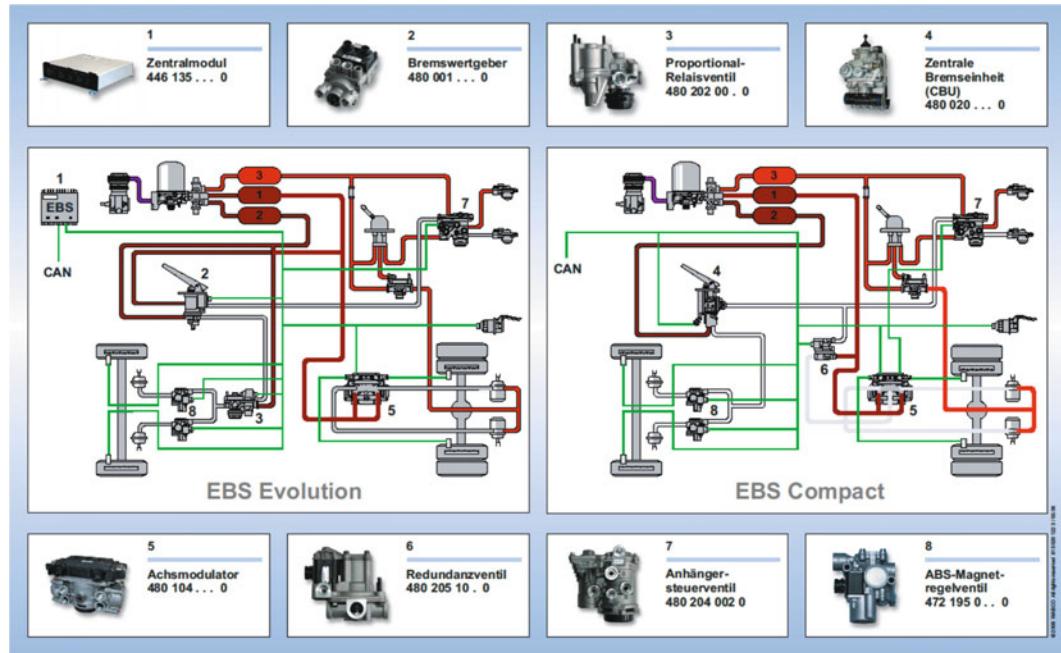


Abb. 8.37 Prinzip der elektronischen Nutzfahrzeug-Bremsanlage EBS (Brake-by-Wire)

EBS ist bei Nutzfahrzeugen die notwendige Basis für das Aufschalten von fahrdynamischen Systemen, zu deren Entwicklung weltweit viele Aktivitäten laufen. Mit Hilfe des oben beschriebenen Basisbremssystems können die Vorteile des elektronischen Bremsenmanagements durch die Implementierung von Fahrerassistenzsystemen voll ausgeschöpft werden [15–18].

Ein Großteil der unten aufgeführten Systeme ist bereits im Markt verfügbar:

- Elektronisches Bremssystem EBS als Plattform für Fahrerassistenzsysteme, bei vielen Fahrzeugen weltweit bereits mit Integration von ABS und ASR sowie Retarder- und/oder Motorbremssystem, einschließlich Stabilitätsregelung EVSC mit integrierter Kippverhinderung RSC als Minimalausstattung,
- Regelung der Koppelkräfte zwischen Zug- und Anhängefahrzeug
- Bremsbelagverschleißregelung,
- Rückrollsperre (Anfahrregelung am Berg),
- Intelligente Reifenüberwachung mit Reifendruckkontrollsystem TPMS, auch mit Informationen z. B. über Größe, Reifentemperatur, Verschleißzustand, Bremsleistungsfähigkeit, etc.,
- Bremsassistent,
- Intelligentes Notbremssystem AEBS (Radar-/Lidar-System kombiniert mit Video-Kamera, ggf. in Kombination mit Stop-and-Go-Automatisierung),
- Spurassistent LDWS (auch Müdigkeitsassistent),
- Fußgänger-, Radfahrer- und Verkehrszeichenerkennung,
- Überwachung des gesamten Fahrzeugumfelds (Kreuzungs- und Abbiegeassistent, Rückwärtsfahr- und Totwinkelüberwachung),
- Kompensation von Seitenwindeineinfluss,
- Regensensor (als Information zum Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn) sowie Information über die Außentemperatur,
- Parkassistent (Einparken und Rangieren, auch von außerhalb des Fahrzeugs),
- Aktiver Fahrersitz und Augenkontrolle des Fahrers (Überwachung und Bekämpfung der



## EBS Truck - 2. Generation

**WABCO**

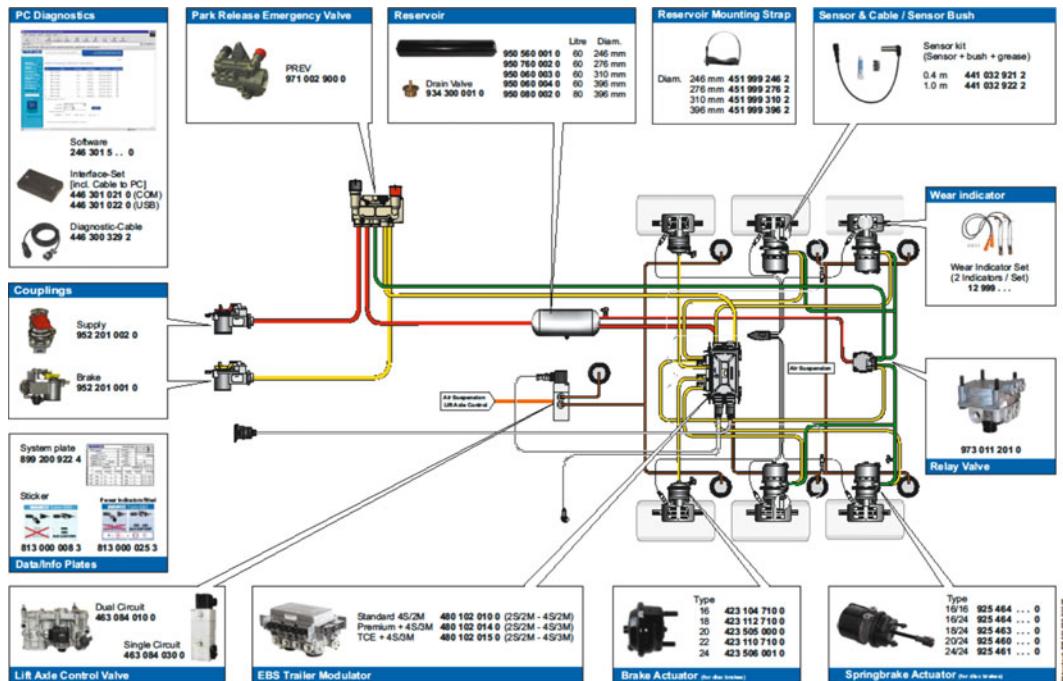
Abb. 8.38 Elektronische Bremsanlage für Zugfahrzeuge

- Ermüdung, Minimierung der Ablenkung, Aufmerksamkeitskontrolle, etc.),
- Verkehrshinweise basierend auf Informationen des Navigationssystems,
- Verkehrshinweise basierend auf Kommunikation zwischen entgegenkommenden Fahrzeugen und der Infrastruktur,
- Systeme zur Verbesserung der Sicht (kurven- und kreuzungsabhängige Beleuchtung, Fernlichtassistent mit Objekterkennung, Laserfernlicht, Nachtsichthilfen, etc.),
- Vorausschauende Kraftschlussermittlung zwischen Reifen und Fahrbahn,
- Assistenzsysteme mit automatischem Lenk- und Bremseingriff im Vorgriff auf das automatisierte Fahren, sowie
- Hochautomatisiertes Fahren, z. B. mit Autopilot und elektronischer Deichsel (Platooning), mit Hilfe von vernetzten X-by-Wire Systemen.

Heutige elektronische Bremsanlagen für Zug- und Anhängefahrzeuge (Abb. 8.38 und Abb. 8.39) sind zusätzlich mit entsprechender Sensorik ausgestattet, die es erlaubt, kritische Situationen rechtzeitig für den Fahrer zu erkennen und ggf. bereits Gegenmaßnahmen einzuleiten, bevor der Fahrer zeitlich überhaupt reagieren kann (Abb. 8.40). Diese Sensorik beobachtet permanent das Fahrzeugumfeld im Nah- und Fernbereich und kommuniziert mit weiteren Informationsgebern (z. B. andere Fahrzeuge oder externe Informationsquellen) und allen relevanten Fahrzeugsystemen, um ggf. aus diesen Informationen kritische Situationen zu detektieren (Abb. 8.41).

Ab Baujahr 2015 sind für mittlere und schwere, neu in den Markt kommende Nutzfahrzeuge die Fahrerassistenzsysteme „Spurassistent LDWS“, „Stabilitätssystem EVSC“, und „Notbremssystem AEBS“ gesetzlich vorgeschrieben. Die Gesetzge-

## 8.5 · Elektronisches Bremsenmanagement



**Semi-trailer with Single Lift Axle and D Series EBS**  
Pneumatic system and Components

**WABCO**

Abb. 8.39 Elektronische Bremsanlage für Anhängefahrzeuge

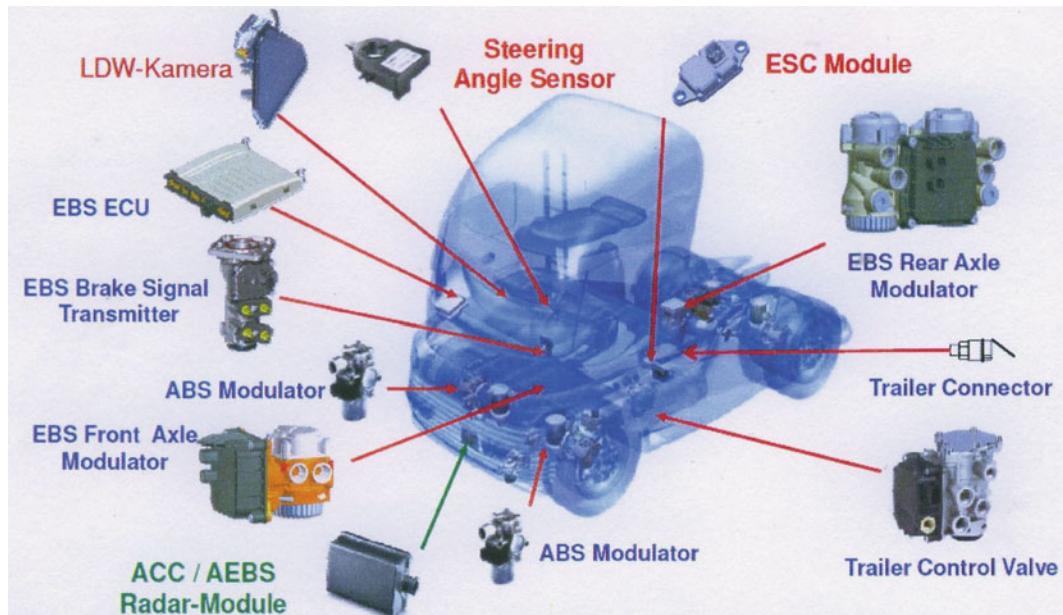


Abb. 8.40 Komponenten einer elektronischen Nutzfahrzeug-Bremsanlage (Quelle: WABCO)

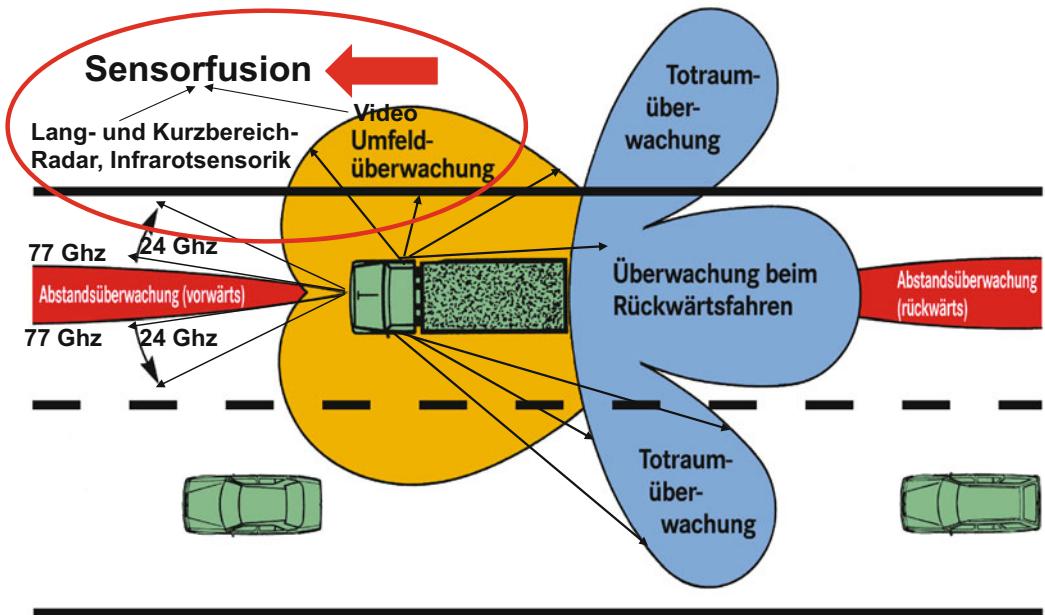


Abb. 8.41 Überwachung des Fahrzeugumfelds durch entsprechende Sensorik

bung (EU und ECE) beabsichtigt, diese Systeme zukünftig für alle Nutzfahrzeuge gesetzlich vorzuschreiben.

Im Folgenden werden hauptsächlich die Fahrerassistenzsysteme beschrieben, die vernetzte Lenk- und/oder Bremssysteme für die Optimierung des Fahr- und Bremsverhaltens von Nutzfahrzeugen benötigen.

### 8.5.1 Integration von Dauerbremsanlagen

Die zusätzlichen Bremskräfte von Dauerbremsanlagen, wie z. B. Retarder- und/oder Motorbremsysteme an der(n) Hinterachse(n), verändern die installierte Bremskraftverteilung. Sie haben vor allem Einfluss auf die Fahrstabilität des Fahrzeugs bei Regen, Schnee und Eis. Deswegen muss das Zusammenwirken von Dauerbremsanlagen und Betriebsbremsanlage vom elektronischen Bremsenmanagement überwacht und optimal geregelt werden.

Abb. 8.42 zeigt dazu ein Beispiel aus der Praxis: Bei Bremsbeginn baut zunächst die Betriebsbremsanlage die Verzögerung des Fahrzeugs auf.

Danach schaltet sich z. B. ein Retarder (siehe ► Abschn. 8.3) dazu und übernimmt im Laufe der Bremseung die Verzögerungswirkung von der Betriebsbremsanlage, sodass der Bremsdruck in der Betriebsbremsanlage zurückgefahren werden kann. Dadurch wird die Betriebsbremsanlage thermisch entlastet und der Bremsbelagverschleiß kann signifikant minimiert werden. Das elektronische Bremsystem EBS benutzt dabei teilweise nur Anteile der Bremswirkung der Betriebsbremsanlage und der Dauerbremsysteme (sog. „Blending“).

### 8.5.2 Stabilitätsregelung mit integrierter Kippverhinderung (EVSC)

Die Stabilitätsregelung EVSC (auch unter dem Namen ESP bekannt) ist als ein Subsystem in das elektronische Bremssystem EBS integriert.

Zur Erfassung des gewünschten Fahrzeugverhaltens durch den Fahrer werden Lenkradwinkel, Raddrehzahlen und Querbeschleunigung gemessen (Abb. 8.43). Die Erfassung des tatsächlichen Fahrzeugverhaltens erfolgt über die zusätzliche Mes-

## 8.5 · Elektronisches Bremsenmanagement

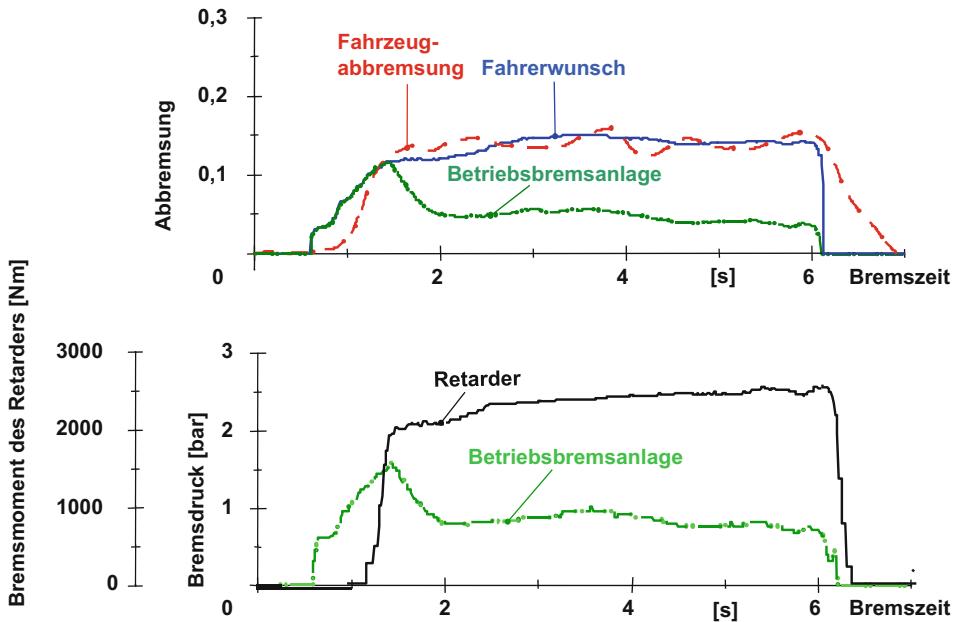


Abb. 8.42 Integration von Dauerbremsanlagen in die Betriebsbremsanlage (Quelle: IVECO)

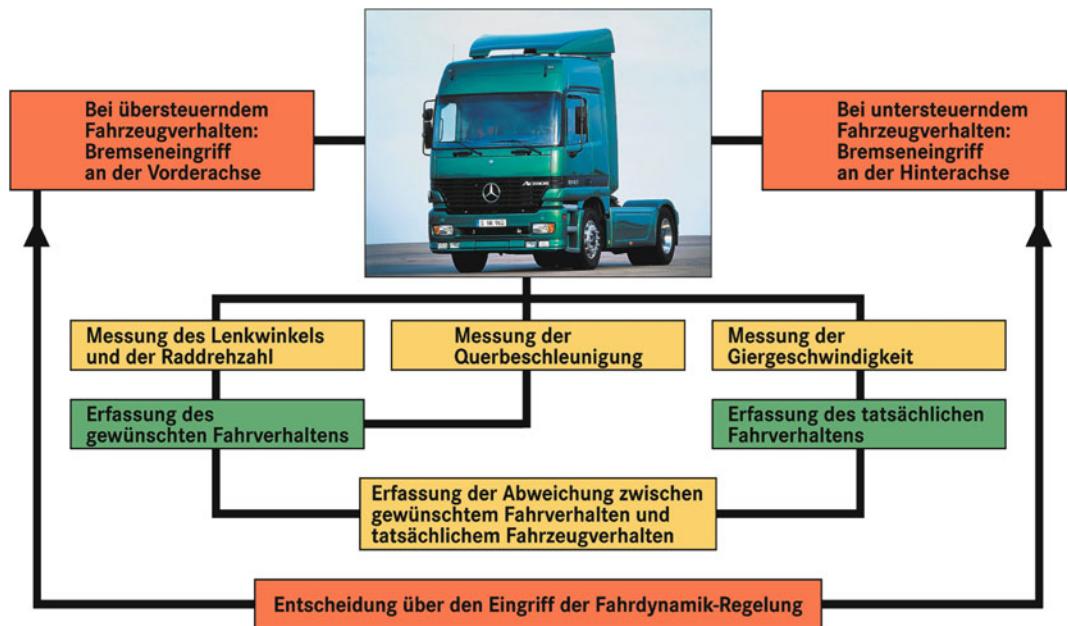
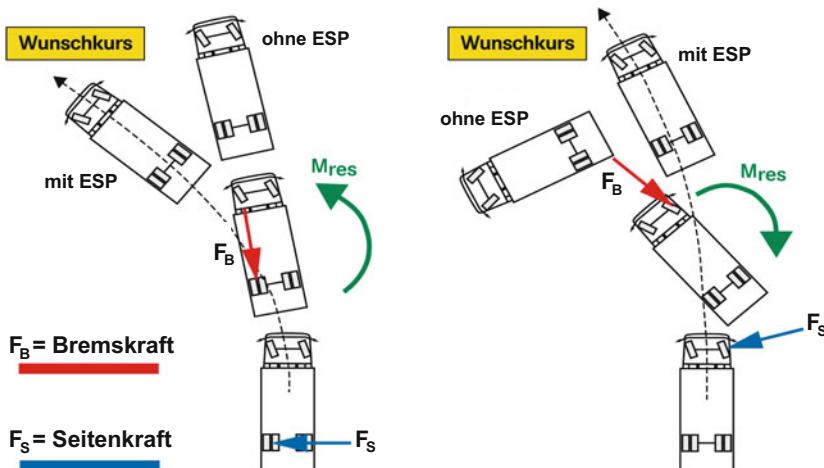


Abb. 8.43 Stabilitätsregelung EVSC (ESP) am Beispiel einer Kurvenfahrt



**Abb. 8.44** Wirkungsweise der Stabilitätsregelung (EVSC) am Beispiel einer Kurvenfahrt

sung der Giergeschwindigkeit. Abweichungen beim Quervergleich „Gewünschtes Fahrzeugverhalten zu tatsächlichem Fahrzeugverhalten“ haben einen sofortigen Eingriff der Stabilitätsregelung zur Folge. Bei untersteuerndem Fahrzeugverhalten ist ein Bremseneingriff an der Hinterachse notwendig, bei übersteuerndem Fahrzeugverhalten ein Bremseneingriff an der Vorderachse.

**Abb. 8.44** zeigt diese Eingriffe der Bremsanlage, die ohne Einwirken des Fahrers erfolgen, an den jeweiligen Vorderachs- und Hinterachsbremsen sowie das daraus resultierende Fahrzeugverhalten des Fahrzeugs. EVSC steuert nach Erfassung der momentanen Radlast die jeweils relevante Radbremse über die Betriebsbremsanlage individuell an und bringt das Fahrzeug wieder auf den vom Fahrer gewünschten Kurs, bevor der Fahrer überhaupt auf die Störung reagieren kann. Dadurch ist es möglich, auch kritische Fahrsituationen zu kompensieren, bei denen der Fahrer keine Chance zur Stabilisierung des Fahrzeugs mehr gehabt hätte.

Eine weitere, sicherheitsrelevante Leistung der Stabilitätsregelung EVSC ist die Vermeidung eines Kippvorganges in Kurven beim Fahren mit hoher Querbeschleunigung insbesondere auf trockener Fahrbahn. Mit Hilfe des Subsystems „Roll Stability Control RSC (oft auch Roll Over Protection ROP genannt)“ wird z. B. oberhalb einer bestimmten Querbeschleunigung jedes Rad durch einen entsprechenden, kurzzeitigen Bremsdruck-

aufbau überprüft, ob es wegen Abhebens vom Boden in hohen Schlupf gerät. Ist dies so, dann werden durch sofortige Aktivierung des Betriebsbremsystems Geschwindigkeit und Querbeschleunigung drastisch abgebaut und damit der Kippvorgang verhindert. Dadurch kann ein deutlicher Sicherheitsgewinn in kritischen Fahrsituationen insbesondere für Nutzfahrzeuge mit hoher Schwerpunktbelastung, in denen der Fahrer kaum eine Chance hat, das Fahrzeug oder die Fahrzeugkombination durch eigene Lenk- und/oder Bremsmanöver auf sicheren Kurs zurückzubringen, erreicht werden.

### 8.5.3 Optimierung der Kompatibilität zwischen Zug- und Anhängefahrzeug

Die Abstimmung der Bremswirkung der einzelnen Zugteile aufeinander, insbesondere bei häufig wechselnden Fahrzeugkombinationen, kann mit konventionellen Hilfsmitteln nicht zufriedenstellend gelöst werden, d.h. eine Kompatibilität der Bremswirkung zwischen Zugfahrzeug und Anhängefahrzeug ist faktisch nicht vorhanden. Das führt im täglichen Betrieb sehr oft zu kritischen Situationen, vor allem, wenn die Straße nass oder mit Schnee und Eis bedeckt ist.

**Abb. 8.45** zeigt die inkompatiblen Kräfte zwischen Zug- und Anhängefahrzeug beim Bremsen,

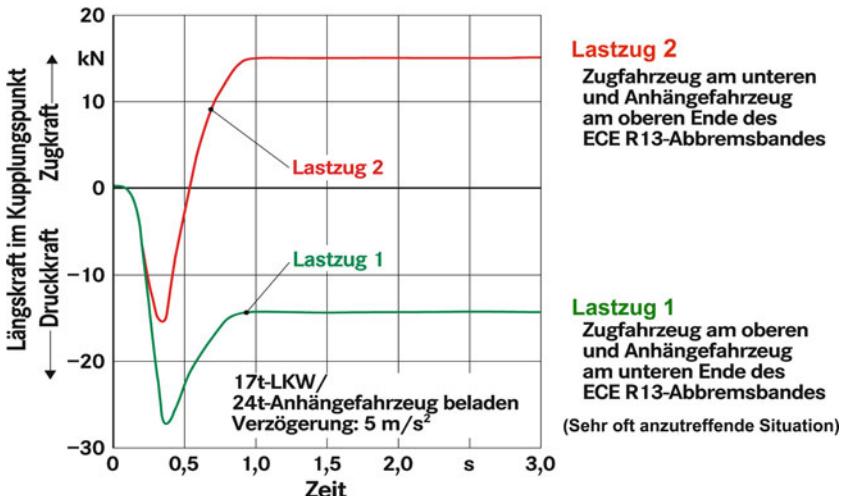


Abb. 8.45 Zeitlicher Verlauf von Koppelkräften zwischen Zug- und Anhängefahrzeug

die im Idealfall Null sein sollten. Um diese Kräfte zwischen Zugfahrzeug und Anhängefahrzeug zu minimieren, wird mit Hilfe elektronischer Intelligenz eine gewisse Kompatibilität durch die richtige Abstimmung der Bremswirkungen zwischen Zug- und Anhängefahrzeug erreicht, indem eine angemessene Beteiligung des Anhängefahrzeugs an der Bremsarbeit des Zuges sichergestellt wird. Soweit die durch die Gesetzgebung definierten Grenzen dies erlauben, werden Koppelkräfte zwischen Zug- und

Anhängefahrzeugen entweder mit Hilfe einer intelligenten Anhängefahrzeugsteuerung oder mit einer in die elektronische Bremsanlage integrierten Kompatibilitätsregelung eliminiert oder zumindest so weit geregelt, dass eine negative Beeinflussung der Stabilität des Zuges ausgeschlossen werden kann.

Der Bremsdruck wird im Anhängefahrzeug entsprechend nachgeführt (Abb. 8.46), ohne jedoch die gesetzlich festgelegten Grenzen zu verletzen [18].

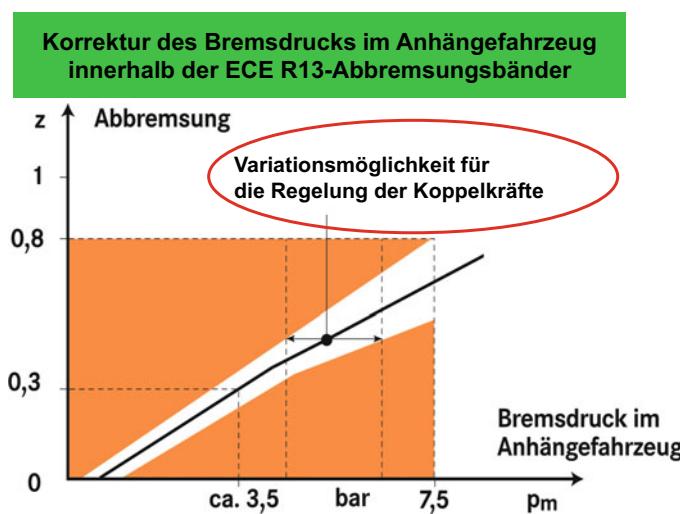


Abb. 8.46 Koppelkraftregelung zwischen Zug- und Anhängefahrzeug

## 8.5.4 Bremsassistent

Das elektronische Bremsystem EBS bietet die Möglichkeit, einen so genannten „Bremsassistent“ zu installieren, der ein eventuelles Fahrerfehlverhalten durch zu geringe Aktivierung des Bremsdrucks im Fall einer situativ notwendigen Vollbremsung kompensiert.

Dies kann durch eine entsprechende Software-Integration in das EBS dargestellt werden. Die Erkennung der Situation „Panikbremsung“ erfolgt durch die Sensierung der Bremspedal-Betätigungs geschwindigkeit. Die bei normalen Bremsaktivierungen übliche Charakteristik „Verzögerung über Pedalweg“ wird im Falle einer Notbremsung verlassen (siehe Abb. 8.47). Die für die vorliegende Gefahrensituation notwendige schnelle Bremsdruckerhöhung erfolgt dann durch automatische Aktivierung des maximalen Speicherdrucks des Betriebsbremsystems. Der Fahrer kann durch Rücknahme des Bremspedals die Dauer des Einsatzes des Bremsassistenten selbst bestimmen und die Vollbremsung ggf. auch abbrechen.

## 8.5.5 Rückrollsperre

Die Zielsetzung einer Rückrollsperre ist die Entlastung des ungeübten Fahrers beim Anfahren am Berg. Dabei werden die Radbremsen der Hinterachse durch „Einsperren eines entsprechenden Brems-

drucks, der notwendig ist, um das Fahrzeug in der Steigung zu halten“ mit Hilfe der ABS-Ventile aktiviert. Das Fahrzeug/die Fahrzeuggkombination kann damit in der Steigung ohne Rückrollen festgehalten werden. Der Abbau des Bremsdrucks wird durch den Einkuppelvorgang oder durch Gasgeben ausgelöst. Der Komfort bei der Aktivierung des Systems kann mit Hilfe einer vorhandenen Neigungs-, sowie Vorwärts- und Rückwärtsgangerkennung durch entsprechend gestuften Bremsdruckabbau noch zusätzlich optimiert werden.

## 8.5.6 Bremsbelagverschleißregelung

Bremstemperatur und Bremsbelagstärke werden bei diesem System mit Hilfe von Sensoren permanent gemessen. Es wird ein gleichmäßiger Bremsbelagverschleiß an allen Achsen angestrebt, indem man bei kleinen Abbremsungen nur die Radbremsen aktiviert, die noch die größte Bremsbelagreserven haben. Muss eine Vollbremsung eingeleitet werden, dann werden wieder alle Räder gleichmäßig voll gebremst. Durch diese Art der Bremsbelagverschleißregelung ist es möglich – unter Beibehaltung aller aktiven Sicherheits-aspekte – die Servicekosten des Fahrzeugs signifikant zu minimieren.

Abb. 8.48 zeigt die Harmonisierung des Bremsbelagverschleißes im Zugfahrzeug bei konventionell gebremstem Anhängefahrzeug. Wenn das Anhängefahrzeug auch mit einer elektroni-

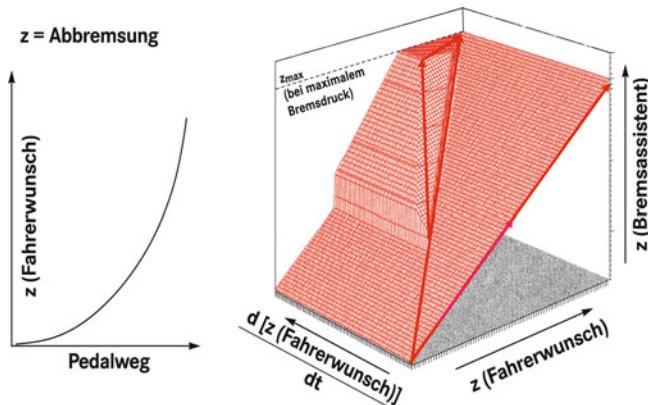


Abb. 8.47 Arbeitsprinzip des Bremsassistenten

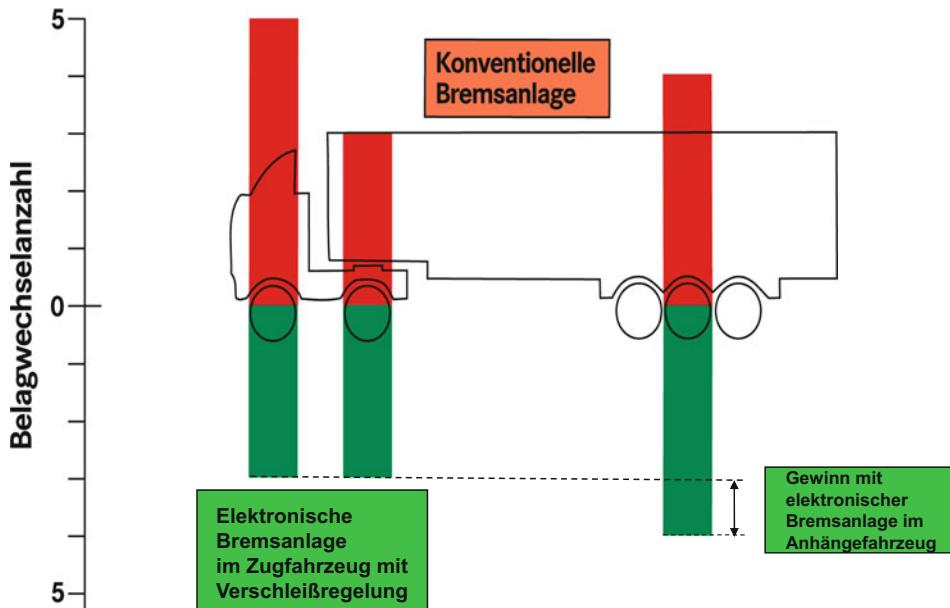


Abb. 8.48 Harmonisierung des Bremsbelagverschleißes

schen Bremsanlage EBS und einer integrierten Bremsbelagverschleißregelung ausgerüstet ist, ist nochmals eine Steigerung der Gesamtwirtschaftlichkeit des Zuges möglich. Dadurch ergeben sich gleiche Service- und Belagwechselzeitpunkte für den gesamten Zug.

Die elektronische Bremsanlage EBS gibt dem Fahrer und dem Flottenmanagement zusätzlich die Möglichkeit, permanent über den Zustand der Bremsanlage und der Radbremsen informiert zu sein, auch um frühzeitig Servicetermine einplanen zu können.

### 8.5.7 Totwinkelüberwachung und Abbiegeassistent

Ein wichtiger Teil der Rückraumüberwachung ist die Überwachung des Totwinkels. Sensoren erfassen den Raum neben und hinter dem Fahrzeug und warnen vor einer Kollision, wenn z. B. ein Wechsel der Fahrspur vorgenommen werden soll, die Fahrspur aber nicht frei ist.

Besonders beim Abbiegen von Nutzfahrzeugen ergeben sich häufig kritische Situationen vor

allem mit Zweiradfahrern, die geradeaus weiterfahren wollen. Da der Fahrzeuglenker diese kritische Situation im Rückspiegel aufgrund der Totwinkel, die die vielen Spiegelsysteme mit sich bringen, und auch wegen der starken Verkleinerung des Verkehrsszenarios in den Spiegelsystemen sehr oft nicht korrekt erkennt, bestand hier seit langem hoher Handlungsbedarf, um Systeme zu entwickeln, die solche kritischen Situationen verhindern können.

Mit Hilfe einer Bilderfassung, die einen Blickwinkel von ca. 170 Grad abdeckt (Abb. 8.49), ist es für den Fahrer möglich, Zweiradfahrer rechtzeitig in Monitoren, die in Zukunft mehr und mehr die Rückspiegel der Fahrzeuge ersetzen werden, vergrößert zu erkennen. Der Fahrer wird vor der sich anbahnenden Konfliktsituation auch akustisch gewarnt.

Zukünftige Systeme werden neben der Warnung auch automatisch das Fahrzeug/die Fahrzeugkombination abbremsen, um dem Fahrer ein noch rechtzeitiges Anhalten vor einer Kollision zu ermöglichen.

Ein weiterer Vorteil dieses Assistenzsystems ist die Möglichkeit, auch die Schleppkurve eines Zuges



Abb. 8.49 Abbiegeassistent: Totwinkelerfassung



Abb. 8.50 Abbiegeassistent: Schleppkurvenüberwachung

zu bestimmen. Dadurch kann für den Fahrer ermittelt werden, ob das Heck des Zuges eventuell im Weg stehende Gegenstände, wie Verkehrszeichen, Ampeln, etc. touchiert (Abb. 8.50). Bei Notwendigkeit erhält der Fahrer einen Hinweis auf diese Gefahr. Auch hier ist bei zukünftigen Fahrzeugen ein Abbremsvorgang und ggf. eine automatische Lenkkorrektur vorgesehen.

### 8.5.8 Abstandsregeltempomat (ACC)

Mit Hilfe eines Radarsensors, der den Abstand und die Geschwindigkeit des vorausfahrenden Fahrzeugs bestimmt, kann ein vom Fahrer manuell eingestellter Sicherheitsabstand mit Hilfe einer intelligenten Regelalgorithmik konstant eingehalten werden.

Wird aus irgendeinem Grunde der Abstand zu gering, dann greift die Elektronik in die Geschwindigkeitsregelung ein, indem sie entweder das Motorbremssystem, den Retarder oder gegebenenfalls auch die Betriebsbremsanlage für kleinere Abbremsungen aktiviert. Bei eventuell notwendigen höheren Verzögerungen wird der Fahrer akustisch aufgefordert, das Betriebsbremssystem entsprechend zu betätigen. Notbremssysteme (siehe ▶ Abschn. 8.5.10) aktivieren selbständig eine gegebenenfalls notwendige Vollbremsung.

Gesetzlich geforderte Abstände, die für NFZ bei bestimmten Fahrsituationen z. B. mit 50 m vorgeschrieben sind, können mit diesem System mühelos eingehalten werden, ohne dass der Fahrer den Abstand permanent korrigieren muss.

Der „Abstandsregeltempomat ACC“ benutzt die Beschleunigung, die Geschwindigkeiten der be-

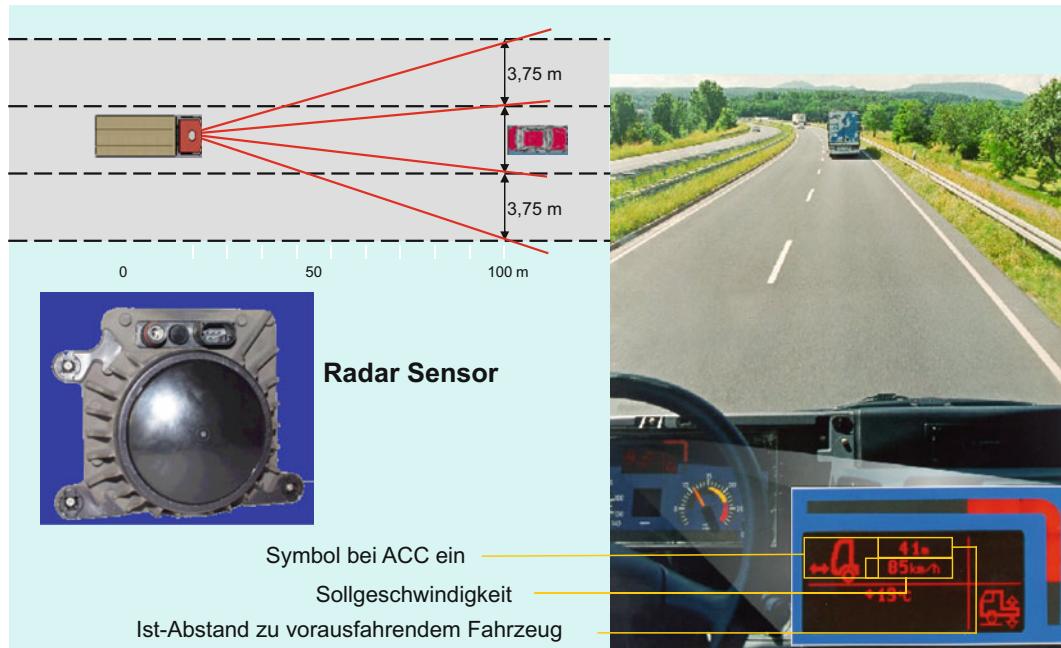


Abb. 8.51 Abstandsregeltempomat ACC

teiligen Fahrzeuge, den Abstand zwischen den beiden Fahrzeugen, sowie das Motor- und/oder Retarderbremsmoment und ggf. auch den Bremsdruck der Betriebsbremsanlage als Regelungsbasis. Der Radarsensor arbeitet im Bereich von ca. 77 GHz und aktiviert über die elektronische Regelung Antriebstrang und Bremsanlage(n). Das Radarmodul sendet laufend Radarsignale aus und erfasst dabei – je nach Konfiguration – mobile Objekte in einer Entfernung bis ca. 250 m (Abb. 8.51). Der Abstandsregeltempomat arbeitet im Geschwindigkeitsbereich bis ca. 120 km/h. Schlechte Witterung beeinflusst die Funktion des ACC nicht. Für die Erfassung von Objekten im Nahbereich werden oft auch zusätzlich Geräte, die im Frequenzbereich von ca. 24 GHz arbeiten, eingesetzt (siehe auch Abb. 8.41).

### 8.5.9 Spurassistent (LDWS)

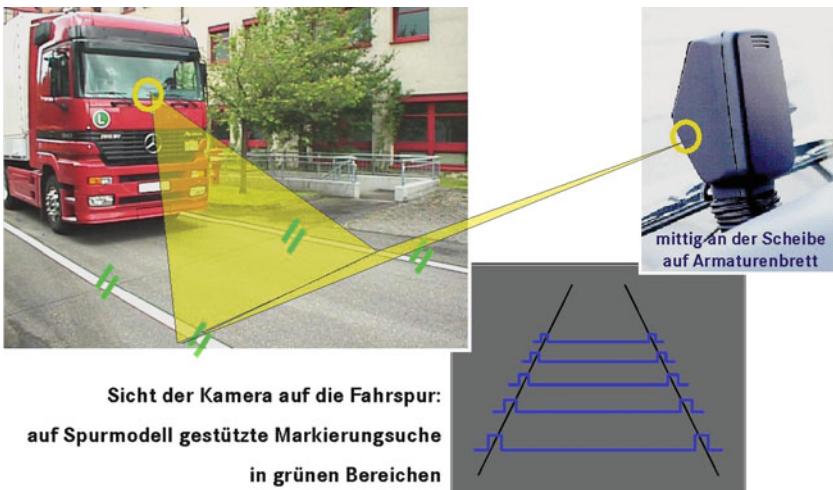
Mit Hilfe einer Videokamera werden Fahrbahnmarkierungen erkannt (Abb. 8.52).

Aus den Fahrdaten (Lenkradwinkel, Geschwindigkeit, etc.) wird der Weg des Fahrzeugs ermittelt und definiert, ob das Fahrzeug in der Fahrspur bleibt oder ob ggf. der berechnete Pfad aufzeigt, dass das Fahrzeug die Fahrspur verlassen wird (Abb. 8.53). Der Fahrer wird durch entsprechende optische, akustische oder haptische Signale vor der Gefahr des Verlassens der Spur gewarnt.

Neueste Ausführungen solcher Fahrspureinhaltungssysteme, die im Zuge des automatisierten Fahrens entwickelt wurden (siehe auch Abschn. 8.6), korrigieren automatisch über einen Brems- oder Lenkeingriff das Fehlverhalten des Fahrers, auch dann, wenn er z. B. über den Blinker das Fahrspureinhaltungssystem LDWS ausgeschaltet hat, aber der Totwinkelsensor ein überholendes Fahrzeug erkennt.

### 8.5.10 Notbremsassistentensystem (AEBS)

Auffahrunfälle von schweren Nutzfahrzeugen an Stauenden infolge von Unaufmerksamkeit und Ab-



8

Abb. 8.52 Spurassistent: Videoerfassung der Fahrspurbegrenzung

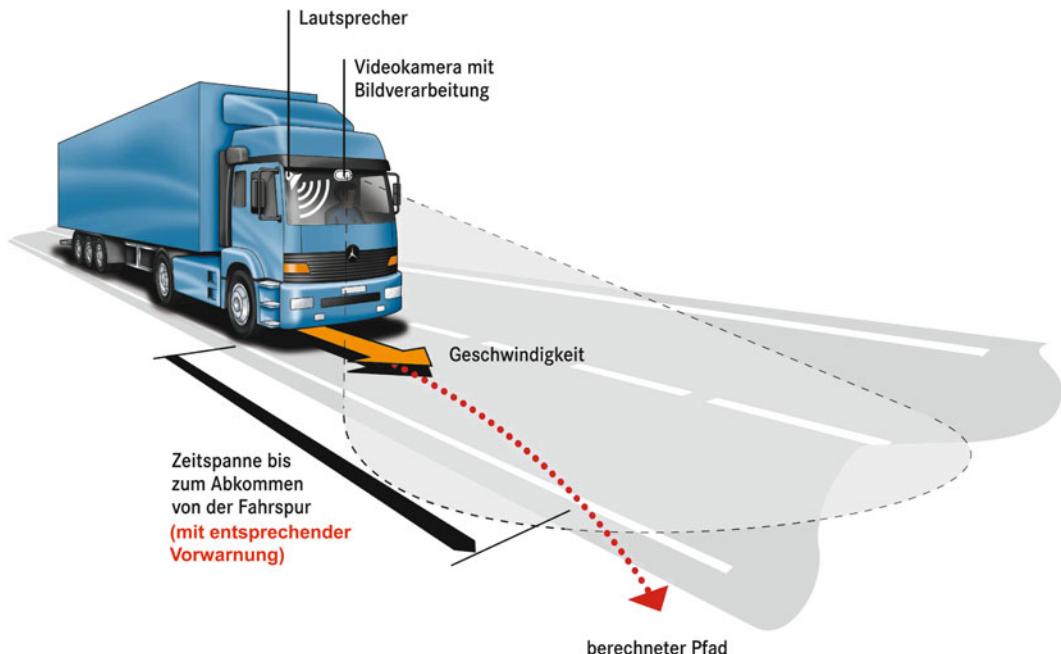


Abb. 8.53 Funktionsprinzip eines Spurhalteassistenten (LWDS)

lenkung des Fahrers, zu geringen Abständen oder nicht angepasster Geschwindigkeit können schwere Personen- und Sachschäden sowie umfangreiche volkswirtschaftliche Schäden hervorrufen.

Die weltweite Gesetzgebung hat deshalb Regelungen und Verordnungen erlassen (UN/ECE R131

und EU-Verordnung 347/2012/EC), die die Einführung von Notbremsystemen für neu zugelassene Nutzfahrzeuge ab 8 t vorschreiben. Die derzeitigen gesetzlichen Leistungsanforderungen an Notbremsysteme sind aber noch viel zu niedrig, zumal existierende Systeme auf dem Markt bereits signifi-

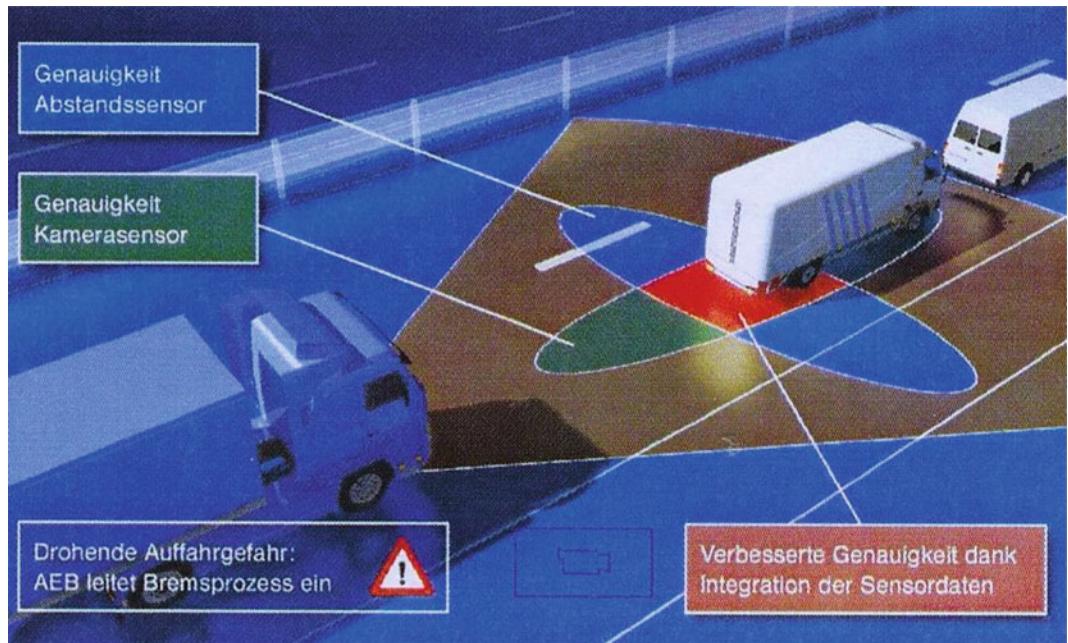


Abb. 8.54 Präzise Erkennung stehender Objekte durch Sensorfusion (Quelle: WABCO)

kant höhere Leistungen erbringen können als von der Gesetzgebung gefordert wird. So ist es derzeit (im Jahre 2017) noch erlaubt, dass ein aus 80 km/h bremsendes Nutzfahrzeug mit einem gesetzlich zugelassenen Notbremssystem mit 60 km/h auf ein stehendes Hindernis/Fahrzeug auffährt.

Notbremssysteme sollen dem Fahrer helfen, kritische Auffahrsituationen rechtzeitig zu erkennen, ihn sofort akustisch und/oder optisch zu warnen (sog. Collision Forward Warning) und ggf. bei nicht ausreichender Reaktion des Fahrers eine autonome Bremsung dergestalt einzuleiten, dass zumindest auf trockener Strasse ein Auffahren auf eine bewegte oder stehende Kolonne verhindert werden kann oder selbst bei geringem Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn zumindest die Kollisionsenergie signifikant gemindert werden kann.

Um Fehlwarnungen zu vermeiden und frühzeitig bewegte und stationäre Fahrzeuge präzise erkennen zu können, sind verbesserte Radarsensoriksysteme und auf dual-mode Fern- und Nahbereich-Scanning optimierte Systeme entwickelt worden. Dazu werden auch Sensorfusionen von Radarsystemen und Kameraaufzeichnungen durchgeführt

(Abb. 8.54), um vor allem stehende Fahrzeuge zuverlässig detektieren zu können. Auch die Bewertung des Fahrer- und Fahrzeugverhaltens in diesen Situationen wird mit Hilfe von Sensorinformationen wie Lenkradwinkel, Fahrzeuggeschwindigkeit, Querbeschleunigung, Giergeschwindigkeit etc. immer wieder neu bewertet und in die angestrebte Fahrzeugreaktion eingebunden [19].

Nähert sich ein schnell fahrendes Nutzfahrzeug mit AEBS einer Fahrzeugkolonne, so läuft die in Abb. 8.55 gezeigte AEBS-Kaskade ab. Da mitunter bei erschwerter Sicht, zu geringen Fahrzeugabständen und hohen Verzögerungen der Fahrer dennoch überfordert ist, muss ggf. die autonome Vollbremse bereits parallel zur Warnphase begonnen werden. Außerdem sollte dem Fahrer eine permanente Abstandsinformation zu vorausfahrenden oder ggf. stehenden Objekten gegeben werden.

Für Notbremsungen werden generell ein hohes Verzögerungspotenzial der Bremsanlage und ein guter Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahnoberfläche vor allem bei nasser Fahrbahn benötigt. Die unterste Grenze für die Übertragbarkeit der Bremswirksamkeit muss die Klasse C im Reifen-

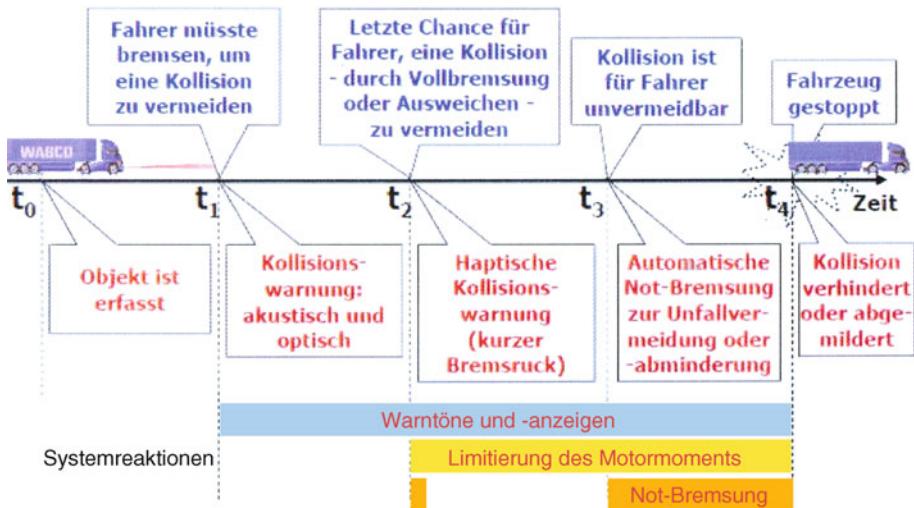


Abb. 8.55 Beispielhafter AEBS-Bremsablauf (Quelle: WABCO)

label der EU-Festlegungen sein ([19], siehe auch ► Abschn. 8.7).

Da das Notbremssystem AEBS automatisch in die jeweilige Fahrsituation eingreift, ist es notwendig, die fahrdynamischen Parameter dieser Situation und die korrekte Funktion des Gesamtsystems mit einem Event Data Recorder (EDR) aufzuzeichnen, um ggf. Unfallsituationen sachlich richtig beurteilen zu können [22].

Die immer schneller voranschreitende Entwicklung der elektronischen Intelligenz und die immer intensivere Kenntnis der fahrdynamischen Zusammenhänge im täglichen Fahrbetrieb erlauben es bereits heute, intelligente Fahrzeugsysteme zu konzipieren und in die Serie einzuführen, die die aktive Sicherheit von Nutzfahrzeugen deutlich steigern können. Durch die Hinzunahme weiterer Subsysteme, die als Software-Packages dem elektronischen Bremssystem EBS zugeschaltet werden, ergeben sich immer mehr Möglichkeiten, fahrdynamische Assistenzsysteme einzuführen, die dem Fahrer in kritischen Situationen helfen, seine Fehler zu korrigieren und ihn damit auch stark entlasten können.

Die Einführung vernetzter elektronischer Systeme mit hoher künstlicher Intelligenz insbeson-

dere für das hoch automatisierte Fahren wird in Zukunft die Arbeit des Fahrers erheblich erleichtern und ihm mehr Möglichkeiten für die Beobachtung des Umfelds eröffnen. Der Fahrer wird von allen Aufgaben, die ihn stark ablenken oder stark belasten, entlastet werden. Dabei kann ihm auch ein sog. Head-up-display stark unterstützen, das wichtige Informationen (z. B. Geschwindigkeit, Navigationshinweise, Warnmeldungen, Verkehrszeichen, Abstand zum vorausfahrenden Fahrzeug, Tankinhalt, Restlenkzeit, etc.) direkt in das Sichtfeld des Fahrers projiziert (► Abb. 8.56). Mit Hilfe des Head-up-Display ist der Fahrer nicht mehr gezwungen, die Fokussierung der Augen laufend vom Fernbereich (Strasse) auf den Nahbereich (Kombiinstrument) zu verändern, was ihn stark ermüdet [23].

Durch die Einführung der vorgenannten Fahrerassistenzsysteme wird die aktive Sicherheit von Nutzfahrzeugen und seiner Partner im täglichen Verkehr in hohem Maße gesteigert und eine signifikante Reduktion der Unfälle ermöglicht, was den Forderungen der Europäischen Kommission nach deutlicher Unfallreduktion sehr entgegenkommt.



Abb. 8.56 Head-up Display (Quelle: Continental AG)

## 8.6 Systeme zur automatisierten Fahrzeugführung, Systemvernetzung

Systeme zur automatisierten Fahrzeugführung werden derzeit in der Fahrzeugindustrie intensiv entwickelt. Mit Hilfe von Radarsensoren und intelligenter Bildverarbeitung wird ein Autopilot angesteuert, der Fahrzeuge, Fahrbahnmarkierungen, Verkehrszeichen und Verkehrsteilnehmer (Passanten, Radfahrer, etc.) erkennen kann. Für das automatisierte Fahren werden viele der in ► Abschn. 8.5 beschriebenen EBS-Subsysteme benötigt, weil sie helfen, den Fahrer im täglichen Betrieb erheblich zu unterstützen und zu entlasten. Außerdem können diese Systeme die Sicherheit von Fahrzeugen und deren Umfeld signifikant verbessern.

Um die Vision der automatisierten Fahrzeugführung realisieren zu können, muss neben einer ECE R13 konformen Bremsanlage zudem noch ein ECE R79 konformes Lenkungssystem (einschließlich der derzeit diskutierten Erweiterung in Richtung „Automatisch korrigierende Lenkfunktion ACSF“) adaptiert werden.

Nach den gemeinsamen Überlegungen des Deutschen Verkehrssicherheitsrats DVR, der Bundesanstalt für Straßenwesen BASt, des Verbandes der Deutschen Automobilindustrie VDA und weiteren an dieser Studie beteiligten Firmen und In-

stitutionen sind die einzelnen Stufen bis zum voll automatisierten Fahren wie folgt zu definieren:

- Als Basis für die Skala des Automatisierungsgrades wird das Fahrzeug ohne irgendwelche Fahrer-assistenzsysteme festgelegt. Hier führt der Fahrer alle Längs- und Querbewegungen des Fahrzeugs selbst durch.
- Automatisierungsstufe 1:  
Das Fahrzeug ist mit einem oder mehreren Fahrerassistenzsystemen ausgerüstet. Hier führt der Fahrer entweder die Quer- oder die Längsbewegung des Fahrzeugs durch. Die jeweils andere Fahrbewegung wird von einem Fahrerassistenzsystem durchgeführt.
- Automatisierungsstufe 2:  
Das Fahrzeug ist mit Systemen zum Fahren mit Teilautomatisierung ausgerüstet. Das Fahrerassistenzsystem führt dabei die Quer- und Längsbewegungen des Fahrzeugs durch. Dauernde Überwachung durch den Fahrer ist notwendig. Bei Aufforderung muss der Fahrer die Steuerung des Fahrzeugs wieder übernehmen.
- Automatisierungsstufe 3:  
Das Fahrzeug ist mit Systemen zum hoch automatisierten Fahren ausgerüstet. Das Fahrerassistenzsystem führt die Längs- und Querbewegungen des Fahrzeugs selbstständig durch. Der Fahrer braucht das System nicht mehr dauerhaft überwachen, muss aber

nach Aufforderung des Systems die Fahrzeugführung innerhalb einer noch zu definierenden Zeitspanne (in der Diskussion: ca. 10 Sekunden) wieder übernehmen.

■ Automatisierungsstufe 4:

Das Fahrzeug fährt voll automatisiert.

Das Assistenzsystem steuert die Längs- und die Querbewegungen des Fahrzeugs vollständig.

Das System kann im spezifischen Anwendungsfall alle Situationen beherrschen.

■ Automatisierungsstufe 5:

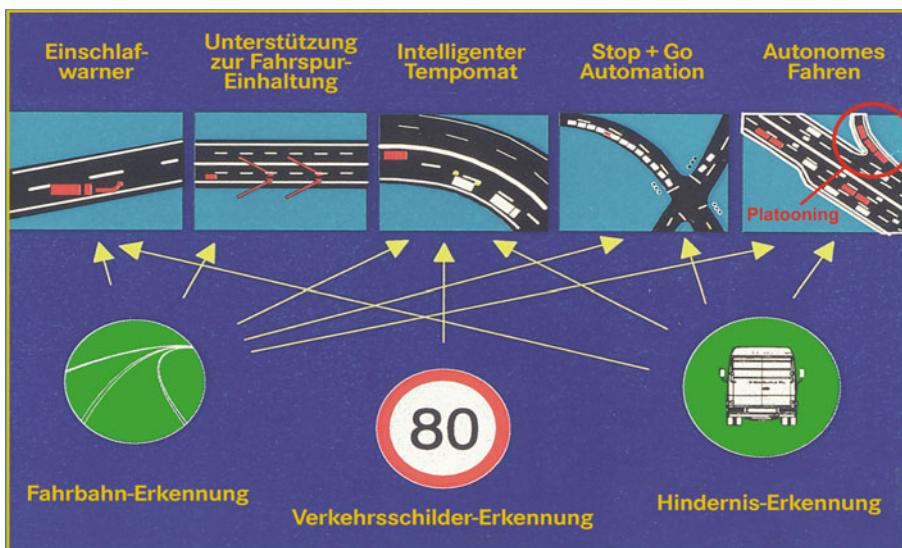
Das System übernimmt die Fahraufgabe vollenfänglich bei allen Straßentypen, Geschwindigkeitsbereichen und Umweltbedingungen.

Eine weitere Einsatzmöglichkeit der automatisierten Fahrzeugführung ist die so genannte „Elektronische Deichsel“ (auch „Platooning“ genannt), bei der zwei oder mehrere Nutzfahrzeuge hintereinander in Kolonne elektronisch miteinander verbunden sind und von einem einzigen Fahrer gesteuert werden. Hier erlaubt ein aktives Informationsverarbeitungssystem, im Verbund mit entsprechenden Sensoriksystemen, selbst kleinste Abstands- und Richtungsänderungen zu erkennen und auf Störungen im Verkehr entsprechend rechtzeitig zu reagieren. Der Zugriff auf Lenkung und Bremsanlage wird elektronisch sichergestellt (z.B. mit entsprechenden Steer- und Brake-by-Wire Systemen).

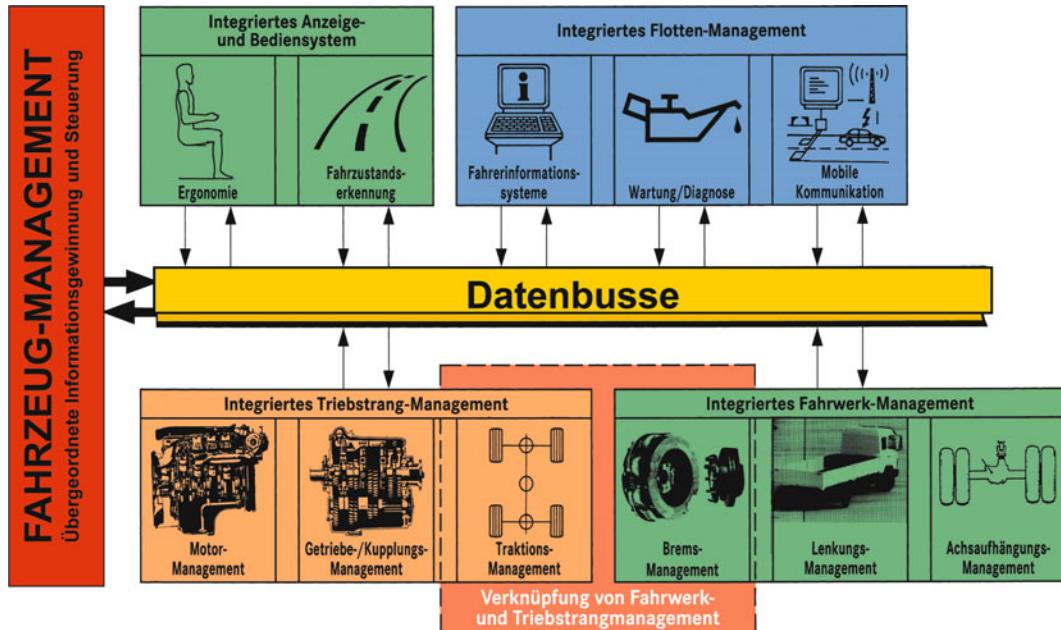
Ein zusätzlicher Vorteil des Platooning ist – neben dem Platz sparenden Fahren – eine Verringerung des Luftwiderstandes der Zugformationen und damit eine Verringerung des Kraftstoffverbrauchs. Für solche Fahrzeugsysteme sollten aber spezielle Fahrspuren vorgesehen werden.

Eine alte Studie zur Entwicklung von Fahrerassistenzsystemen bis hin zum automatisierten Fahren aus dem Jahre 1999 ([Abb. 8.57](#)) zeigt deutlich auf, dass die damals vorgeschlagenen Fahrerassistenzsysteme bis heute zügig umgesetzt wurden.

Beim automatisierten Fahren ist es – wie beim Notbremsassistent AEBS – dringend notwendig, dass die jeweiligen Fahrsituationen präzise mit einem Event Data Recorder (EDR) festgehalten werden, um in Unfallsituationen klar nachweisen zu können, welche Systeme wie reagiert haben und ob die Fahrzeugkontrolle nach Aufforderung durch das System vom Fahrer rechtzeitig übernommen wurde [22].



**Abb. 8.57** Denkbare Fahrerassistenzsysteme zur Fahrzeugführung (Vorschläge aus einem Lastenheft von 1999, Quelle: Daimler)



■ Abb. 8.58 Elektronische Vernetzungen von intelligenten Fahrzeugsystemen (Vorschlag aus dem Jahre 1999)

In zukünftigen Fahrzeuggenerationen werden alle elektronischen Systeme untereinander vernetzt sein.

Basis für eine solche Vernetzung ist ein leistungsfähiges und sicherheitsrelevantes Rechner-Kommunikationssystem, das alle Fahrzeugsysteme intelligent überwacht. Dieses Netzwerk muss mit standardisierten Systemarchitekturen arbeiten und muss eine störungsfreie Übertragung von sicherheitsrelevanten Informationen bezüglich Bremsen, Lenkung, Fahrwerk und Triebstrang sicherstellen. Die Vernetzung der Systeme erfolgt über Highspeed- und Lowspeed-CAN-Busse.

Die korrekte Zusammenarbeit der Einzelsysteme untereinander wird von einem Mastersystem überwacht. Dieses Mastersystem (hier „Metamanagement“ genannt) regelt die einzelnen Subsysteme mit hoher künstlicher Intelligenz (Abb. 8.58, Auszug aus einem Lastenheft von 1999).

## 8.7 Reifentechnische Grundvoraussetzungen für den Einsatz von fahrdynamischen Fahrerassistenzsystemen, insbesondere für das automatisierte Fahren

Der Wirkungsgrad von Fahrerassistenzsystemen, die mit dem Beschleunigen, Lenken und Bremsen eines Fahrzeugs zu tun haben, ist stark von der Leistungsfähigkeit der verwendeten Reifen abhängig. Es muss daher sichergestellt werden, dass immer Reifen mit hoher Brems- und Seitenführungsfähigkeit am Fahrzeug montiert sind, um hohe Verzögerungen und die Stabilität des Fahrzeugs in allen Fahrsituationen sicherstellen zu können und damit die Sicherheit der Verkehrsteilnehmer im täglichen Verkehr zu gewährleisten.

Dies setzt voraus, dass alle im Fahrzeug verwendeten Reifen keine großen Leistungsunterschiede im Brems- und Seitenführungsverhalten haben und in der Lage sind, hohe Verzögerungen erzielen können. Die gesetzlichen Voraussetzungen dafür sind bis heute (im Jahr 2017) dafür nur ansatzweise vorhanden [20].

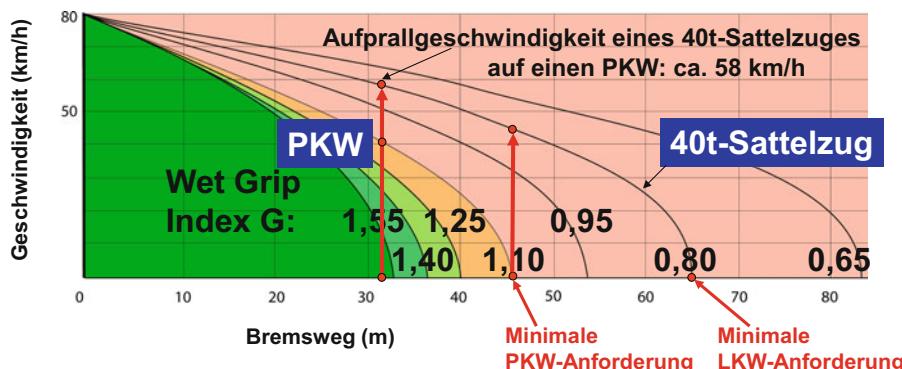


Abb. 8.59 Bremswege aus 80 km/h auf nasser Fahrbahn nach ECE R117

Vor dem Jahre 2000 hatten die Fahrzeughersteller festgelegt, welche Reifen – nach vielen fahrdynamischen Untersuchungen und Analysen – aus sicherheitstechnischen Überlegungen am besten für ihre Fahrzeuge geeignet sind. Aufgrund eines Beschwerdeverfahrens der Europäischen Kommission gegen die Bundesrepublik Deutschland „zur Beseitigung unnötiger Handelshemmnisse im Markt“, musste auf das Festschreiben von Reifenfabrikaten für Fahrzeuge durch die Fahrzeughersteller verzichtet werden. Dadurch war es seit dem Jahre 2000 möglich und legitim, im Fahrzeug Reifen mit stark unterschiedlichen Leistungsfähigkeiten zu installieren, weil entsprechende Gesetzesvorschriften für die Brems- und Seitenführungsfähigkeiten der Reifen nicht vorhanden waren [21].

Die Fahrzeughersteller – aber auch viele europäischen Institutionen, die sich mit der Fahrzeugsicherheit beschäftigen – hatten mehrfach eindringlich vor den Konsequenzen dieses EU-Beschlusses aus dem Jahr 2000 auf die Lenk- und Bremsfähigkeit von Fahrzeugen gewarnt. Die EU Institutionen hatten diese Problematik zwischenzeitlich auch erkannt und deshalb die ab November 2014 gültige Reifenlabel-Verordnung (EU 1235/2011), die sich auf die UN/ECE-Regelung 117 bezieht, gesetzlich vorgeschrieben.

In der UN/ECE R117 sind neben vielen anderen Anforderungen auch die minimalen Anforderungen an Reifen beim Bremsen auf nasser Fahrbahn aus 80 km/h über den sog. Wet Grip Index G für PKW (C1-Reifen,  $G = 1,1$ ), für leichte Nutzfahrzeuge (C2-Reifen,  $G = 0,95$ ) und für schwere

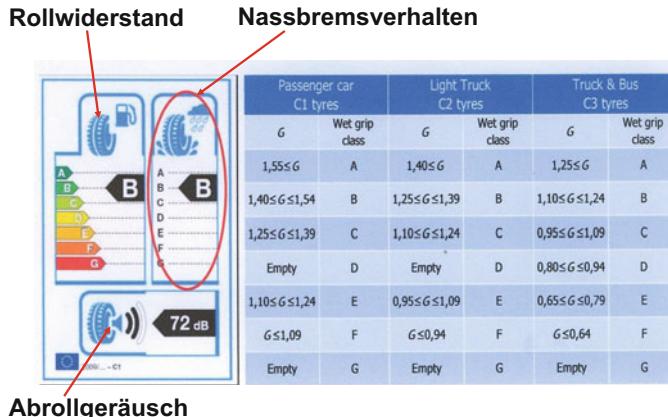
Nutzfahrzeuge (C3-Reifen,  $G = 0,8$ ) festgelegt.

Wenn Reifen mit deutlich geringeren Seitenführungs- und Bremsleistungsfähigkeiten an das gleiche Fahrzeug montiert werden, das zuvor mit Reifen hoher Leistungsfähigkeit (sog. „Premiumreifen“) ausgerüstet war, dann kann sich das Fahr- und Bremsverhalten dieses Fahrzeugs stark verändern. Ein ursprünglich im Fahr- und Bremsverhalten gutmütiges Fahrzeug kann durch den Einsatz von Reifen mit deutlich geringeren Bremsleistungsfähigkeiten – vor allem beim alleinigen Einsatz dieser Reifen an der/den Hinterachse(n) – abrupt instabil werden. Insbesondere beim Bremsen auf nasser Straße zeigen manche Reifen große Leistungsunterschiede gegenüber Premiumreifen. Das führt zu deutlich längeren Bremswegen und damit zu einer Verringerung der Verkehrssicherheit [21].

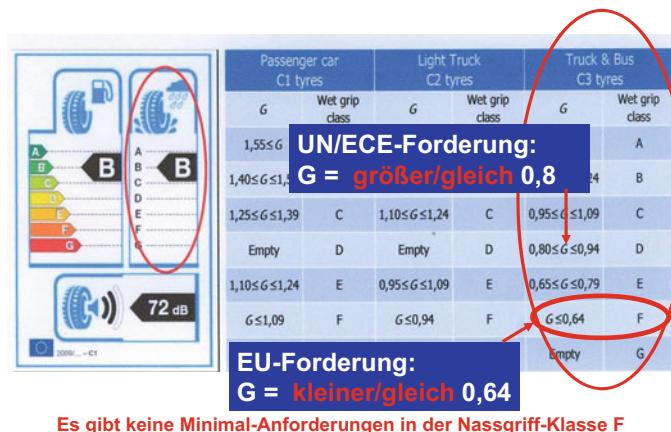
Die Gesetzgebung UN/ECE R117 erlaubt dabei Bremswegunterschiede aus 80 km/h allein bei den PKW-Reifen von mindestens 13 Meter, was für einen PKW mit Reifen, die nur die Minimalanforderungen erfüllen, eine Aufprallgeschwindigkeit von ca. 40 km/h auf ein bereits stehendes Fahrzeug mit Premiumreifen bedeutet (siehe Abb. 8.59).

Zwischen PKW mit Premiumreifen und schweren Nutzfahrzeugen mit Reifen, die den gesetzlich vorgeschriebenen Mindestanforderungen genügen, liegt die Bremswegdifferenz bei über 30 Meter, wenn aus 80 km/h auf nasser Fahrbahn gebremst wird. Das schwere Nutzfahrzeug, ausgerüstet mit Reifen mit deutlich geringeren (aber erlaubten) Bremsleistungsfähigkeiten, fährt in dieser Situati-

## 8.7 · Reifentechnische Grundvoraussetzungen für den Einsatz von fahrdynamischen Fahrerassistenzsystemen



■ Abb. 8.60 EU-Reifen Label für Pkw, leichte Lkw sowie schwere Lkw und Busse (Forderungen zum Nassbremsverhalten)



Es gibt keine Minimal-Anforderungen in der Nassgriff-Klasse F

■ Abb. 8.61 ECE- und EU-Forderungen an das Nassbremsverhalten für Pkw und leichte sowie schwere Lkw und Busse

on mit ca. 58 km/h in einen bereits stehenden PKW (oder in einen dort stehenden Fußgänger, Radfahrer, Baum, etc., siehe Abb. 8.59).

Elektronische Fahrerassistenzsysteme können mangelnde Brems- und Seitenführungsfähigkeiten der Reifen nicht kompensieren, da dann nur geringere Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn übertragen werden können. Reifen mit deutlich geringeren Brems- und Seitenführungsfähigkeiten beeinflussen deshalb auch die Leistungsfähigkeit von fahrdynamischen Fahrerassistenzsystemen (also z. B.: ABS, ASR, Stabilitätssystem EVSC, Notbremssystem AEBS, Autopilot, etc.) negativ.

Die Gesetzgebung der EU in Form des Reifenlabels (Abb. 8.60) enthält Forderungen zum Roll-

widerstand, zum Abrollgeräusch und zur Bremsfähigkeit auf nasser Fahrbahn. Sie enthält keine Forderungen oder Hinweise auf andere wichtige Einflussfaktoren, wie z. B. Seitenführungsfähigkeit (die Einfluss auf die Fahrstabilität des Fahrzeugs hat), Aquaplaning, Brems- und Antriebsfähigkeit auf trockener oder winterglatter Fahrbahn, etc., also alles Informationen, die vor allem Notbremssysteme und Systeme zum automatisierten Fahren im täglichen Betrieb benötigen.

Ein Beispiel zum Reifenlabel für PKW-Reifen: wird der Rollwiderstand heutiger Reifen verringert, dann verringert sich auch das Bremsvermögen auf nasser Strasse und umgekehrt, d.h.:

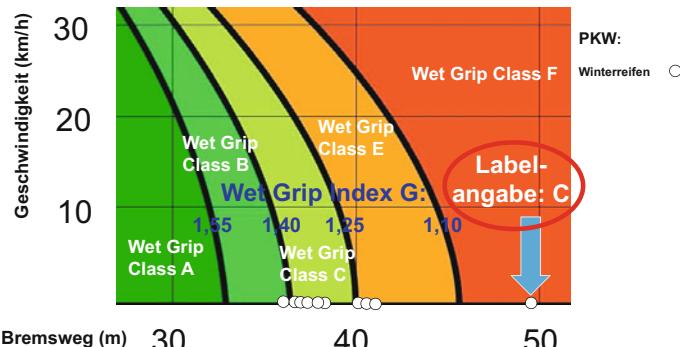


Abb. 8.62 Vergleich der Bremswege auf nasser Fahrbahn aus 80 km/h (Pkw mit C1-Winterreifen)

- 8 wenn man sich auf der Rollwiderstandsseite im EU-Reifenlabel z. B. um eine Klasse verbessert, dann kann man dadurch beim Kraftstoffverbrauch ca. 0,1 Liter pro 100 km sparen.
- wenn man sich auf dem Gebiet der Bremsfähigkeit auf nasser Strasse im EU-Reifenlabel z. B. um eine Klasse verschlechtert, dann erhöht sich in der jeweiligen Fahrzeugklasse der Bremsweg aus 80 km/h bis zu 6 Meter.

Die von der EU festgelegten Anforderungen an die Bremsleistungen von Reifen auf nasser Fahrbahn in der Verordnung EU 1235/2011 sind partiell noch geringer als die Forderungen der UN/ECE R117 beim Bremsen auf nasser Fahrbahn. Aufgrund der geringen Anforderungen für den Nassgrifffindex G in der Klasse F entsprechend der EU-Verordnung 1235/2011 wären sogar kleinste Kraftschlussausnutzungen zwischen Reifen und Fahrbahn zulässig.

Abb. 8.61 zeigt einen Quervergleich zwischen den UN/ECE- und EU-Forderungen zum Nassbremsverhalten [21].

Die heutigen, gesetzlich geforderten Werte in der EU für den Nassgrifffindex G sind zumindest teilweise deutlich zu niedrig und behindern damit das erklärte Ziel der EU, die Zahl der Toten und Schwerverletzten auf den Strassen drastisch zu reduzieren.

Problematisch ist bei der Diskussion der Werte im EU-Reifenlabel auch, dass die angegebenen Reifenlabelwerte durch Selbstzertifizierung der ein-

zelnen Reifenhersteller ermittelt und veröffentlicht werden. Abb. 8.62 zeigt, dass ein in Reifenklasse C gelabelter Reifen nach einer Bremsung aus 80 km/h auf nasser Strasse in der Realität nur ein F gelabelter Reifen mit einer Bremswegverlängerung gegenüber der Firmenangabe von ca. 10 m ist. Es ist deshalb dringend zu fordern, dass nationale Prüforganisationen die von den Firmen angegebenen Werte neutral auf Richtigkeit überprüfen.

Hinsichtlich des Bremsverhaltens der Reifen auf nasser Fahrbahn ist es dringend notwendig, dass der jeweilige Mindestwert für den Nassgrifffindex G in der Gesetzgebung aus Gründen der Verkehrssicherheit signifikant angehoben wird.

Abb. 8.63 zeigt die Forderungen der UN/ECE R117 und die vom Deutschen Verkehrssicherheitsrat DVR aufgrund vieler Fahrzeugversuche erarbeiteten Gegenforderungen im Quervergleich.

Die Forderungen des deutschen Verkehrssicherheitsrats DVR [20] für den minimal erlaubten Nassgrifff-Index G lauten für

- Reifen für PKW:  $G = 1,25$
- Reifen für leichte Nutzfahrzeuge:  $G = 1,1$
- Reifen für schwere Nutzfahrzeuge und Busse:  $G = 0,95$ .

Insbesondere für Notbremsysteme und für das automatisierte Fahren sind diese Forderungen nach einem Mindestleistungsniveau der Reifen beim Bremsen auf nassen Fahrbahnen von hoher Bedeutung und unverzichtbar.

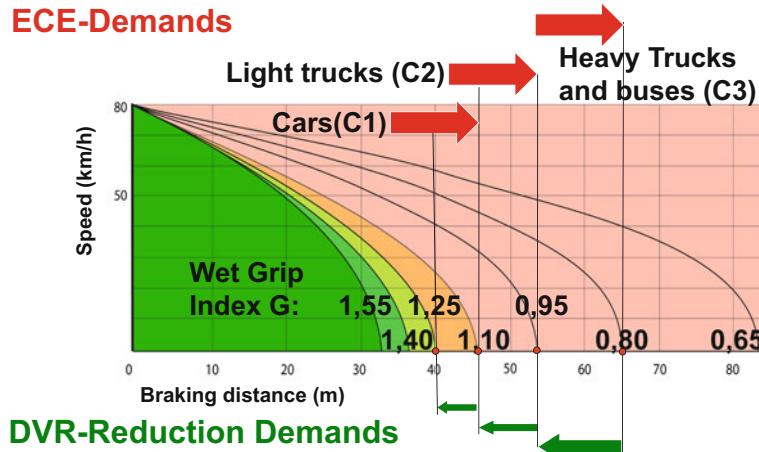


Abb. 8.63 Forderungen des Deutschen Verkehrssicherheitsrats (DVR) an die UN/ECE zu Bremswegreduktionen

## Literatur

1. von Glasner, E.C.: Beitrag zur Auslegung von Kraftfahrzeugbremsanlagen, Dissertation, Universität Stuttgart (1973)
2. Göhring, E., von Glasner, E.C., Pflug, H.C.: Contribution to the Force Transmission Behavior of Commercial Vehicle Tires, SAE-Paper Nr. 912692
3. Burckhardt, M., von Glasner, E.C.: Evaluation of the Braking Performance of Passenger Cars with Fixed and „Kinked“ Braking-Force Distribution, IMechE-Konferenz, Loughborough (1976)
4. von Glasner, E. C., Povel, R., Wüst, K.: Influence of the Braking Force Distribution on the Directional Stability of Commercial Vehicles, Truck and Commercial Vehicle International (1996)
5. Burg, H., von Glasner, E.C.: Kennwertschwankungen in Bremsen und ihr Einfluss auf die Bremskraftverteilung, JUMV-Konferenz, Bled (1979)
6. von Glasner, E.C.: Einbeziehung von Prüfstandsergebnissen in die Simulation des Fahrerhaltens von Nutzfahrzeugen, Habilitation, Universität Stuttgart (1987)
7. von Glasner, E.C.: Consequences for Two-Wheel Dual Braking Systems due to Intensification on Safety Regulations in the USA, SAE-Kongress, Detroit (1972)
8. Todorovic, J., von Glasner, E.C.: Evaluation of the Efficiency of Heavy-Duty Drum Brakes and their Influence on the Braking Performance, FISITA, Belgrad (1986)
9. Martens, E., von Glasner, E.C., Quinger, C.: Drum Brakes/Disc Brakes – A Comparison, JUMV-Konferenz, Belgrad (1989)
10. von Glasner, E.C.: Continuous Braking Systems and their Influence on the Braking Behaviour of Commercial Vehicles, IMechE-Konferenz, London (1993)
11. Göhring, E., von Glasner, E.C., Bremer, C.: The Impact of Different ABS-Philosophies on the Directional Behavior of Commercial Vehicles, SAE-Paper Nr. 892500
12. Essers, U., von Glasner, E.C.: The Braking Performance of Commercial Vehicles while Cornering with and without an Anti-lock System, SAE-Paper Nr. 88 1823
13. Göhring, E., von Glasner, E.C.: Tractor/Semitrailer Anti-Lock Performance and Compatibility as seen by the Commercial Vehicle Manufacturer, IMechE-Konferenz, London (1985)
14. Göhring, E., von Glasner, E.C.: Fundamental Remarks on the Present Status and on Further Development of Braking Systems of Modern European Commercial Vehicles. JSAE-Paper Nr. 911011
15. Povel, R., von Glasner, E. C., Wüst, K.: Electronic Systems Designed to Improve the Active Safety of Commercial Vehicles, SAE do Brazil-Konferenz, São Paulo (1998)
16. Povel, R., von Glasner, E. C.: Advanced Control Systems for Commercial Vehicles, Konferenz AVEC'98, Nagoya (1998)
17. Pflug, H. C., von Glasner, E. C., Povel, R., Wüst, K.: The Compatibility of Tractor Trailer Combinations during Braking Maneuvers, SAE-Paper Nr. 97 3282
18. von Glasner, E. C.: Intelligent Braking System Management for Commercial Vehicles, Konferenz Braking 2002, Leeds (2002)
19. Petersen, E.: Notbrems-Assistenzsysteme für Nutzkraftwagen – Wissenspapier AEBS, Landesverkehrswacht Niedersachsen, Hannover (2016)
20. Deutscher Verkehrssicherheitsrat: Vorstandsbeschuß zum Thema „Leistungsfähigkeit von Reifen“, DVR, Bonn (2013)

21. Ahlgrimm, J., Burg, H., Kasanicky G., Micke S., Schal, S., Steffan, H., von Glasner, E.C.: Problems of the Legislation Concerning the Braking Ability of Tyres on Wet Roads, FISITA, Maastricht (2014)
22. Petersen, E.: Event-Data-Recorder EDR bzw. Unfall-Daten-Speicher – Umfeld, Definition, system- und datentechnische Ansätze – Wissenspapier EDR, Landesverkehrswacht Niedersachsen, Hannover (2013)
23. Continental AG: Unfallfreies Fahren – Technologien von Continental machen Nutzfahrzeuge sicherer, Presseveröffentlichung zur IAA Nutzfahrzeuge (2016)

# Nutzfahrzeugbremsen

*Hans Baumgartner, Eduard Gerum, Wolfgang Pahle, Alf Siebke und Michael Pehle*

- 9.1 Bauarten von druckluftbetätigten NFZ-Bremsen – 235**
  - 9.1.1 Trommelbremsen – 235
  - 9.1.2 Scheibenbremsen – 235
- 9.2 Aufbau und Wirkungsweise der druckluftbetätigten Schiebesattel-Scheibenbremse – 236**
  - 9.2.1 Betätigungssystem – 237
  - 9.2.2 Automatisches Verschleißnachstellsystem – 237
  - 9.2.3 Nachstellverhalten – 239
  - 9.2.4 Bedeutung des Lüftspiels – 239
  - 9.2.5 Zusammenwirken Bremse/Radnabe – 240
- 9.3 Leistungs- und Lebensdauererverhalten – 242**
- 9.4 Reibkörper – 245**
  - 9.4.1 Bremsbeläge – 245
  - 9.4.2 Bremsscheibe – 245
- 9.5 Entwicklung und Erprobung von Bremse und Reibkörpern – 250**
  - 9.5.1 Berechnungsannahmen – 250
  - 9.5.2 Erprobung – 251
- 9.6 Anhängerbremsen – 251**
  - 9.6.1 Anhängerspezifische Besonderheiten – 253
  - 9.6.2 Anhängerspezifische Vorschriften – 256
  - 9.6.3 Anhängerspezifische Bremsanlagen – 256

- 9.7 Kompatibilität in Zügen – 258**
  - 9.7.1 Gesetzgebung – 259
  - 9.7.2 Zugabstimmung – 259
  - 9.7.3 Ursachen und Folgen unzureichender Kompatibilität – 259

**Literatur – 259**

## 9.1 · Bauarten von druckluftbetätigten NFZ-Bremsen

In Westeuropa hat die druckluftbetäigte Scheibenbremse in schweren Lkw und Omnibussen die Trommelbremse weitgehend verdrängt. Auch bei Anhängefahrzeugen besteht eine zunehmende Tendenz zur Anwendung der Scheibenbremse. Für spezielle Anwendungen im Lkw und in Anhängefahrzeugen werden noch S-Nocken-Trommelbremsen benutzt. Andere Trommelbremsbauarten wie die spreizkeilbetätigten Simplex- und Duplex-Bremsen kommen bei Neufahrzeugen nur noch in geringem Umfang zur Anwendung (Abb. 9.1).

## 9.1 Bauarten von druckluftbetätigten NFZ-Bremsen

### 9.1.1 Trommelbremsen

Trommelbremsen weisen je nach Bauart eine unterschiedlich starke Selbstverstärkung auf, die im Bremsenkennwert  $C^*$  zum Ausdruck kommt. Der Bremsenkennwert gibt das Verhältnis von Bremskraft zu Spannkraft der Bremse an und wird durch den Reibbeiwert und die innere Übersetzung der Bremse bestimmt. Da der Reibbeiwert mit Geschwindigkeit, Bremskraft und Bremsentemperatur veränderlich ist, werden auch diese Streuungen bei selbstverstärkenden Bremsen zusätzlich verstärkt. Dies ist ein prinzipieller Nachteil der Trommelbremsen.

Die automatische Verschleißnachstellung wird bei S-Nocken-Trommelbremsen durch den in den Bremshebel integrierten Gestängesteller bewirkt. Bei Spreizkeilbremsen ist die Nachstellervorrichtung im Spreizkeilmechanismus enthalten.

### 9.1.2 Scheibenbremsen

Typische Bauarten von NFZ-Scheibenbremsen zeigen Abb. 9.2 und Abb. 9.3.

Diese Bauarten fanden Anwendung in schweren Lkw und Omnibussen sowie Sonderfahrzeugen und wurden in den letzten Jahren weitgehend abgelöst durch die in Abb. 9.4 dargestellte Bauart mit innen liegendem Bremshebel, integrierter Nachstellvorrichtung und direkt angebautem Bremszylinder.

Druckluftbetäigte Scheibenbremsen weisen gegenüber Trommelbremsen eine Reihe prinzipbedingter Vorteile auf, welche zu ihrer verbreiteten Anwendung geführt haben, nachdem bei neueren Entwicklungen auch die Herstellkosten und Verschleißlebensdauer derjenigen von Trommelbremsen mindestens ebenbürtig sind.

### Vorteile der druckluftbetätigten Scheibenbremse

- *Geringe Selbstverstärkung*  
geringe Verstärkung von Reibwertunterschieden

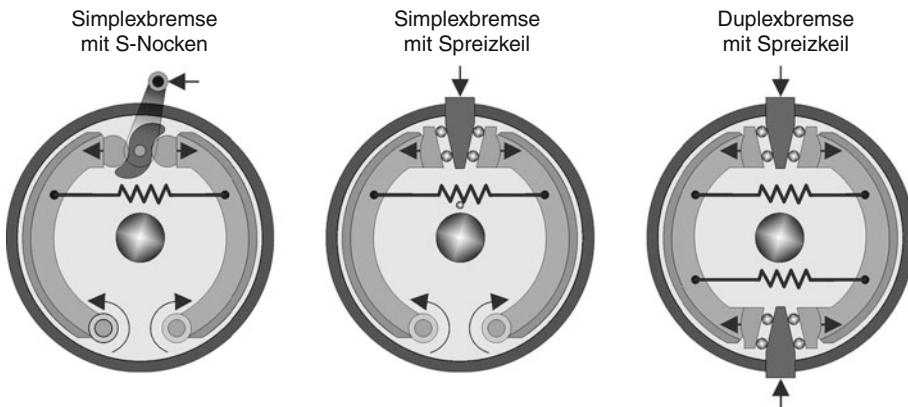
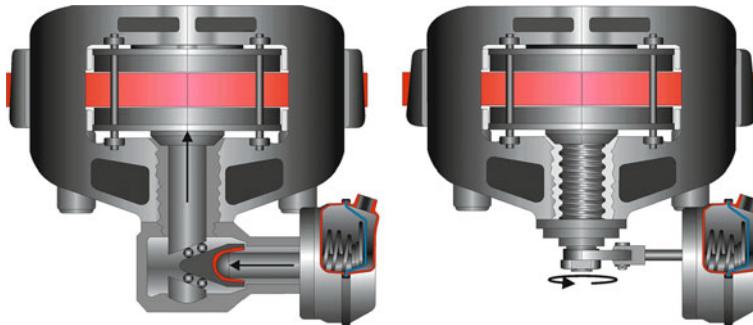


Abb. 9.1 Beispiele für Trommelbremsen-Bauarten



■ Abb. 9.2 Hydraulisch betätigte Scheibenbremse in Schwenksattel- und Festsattelbauart, Betätigung über Druckluft-Vorspannzylinder



■ Abb. 9.3 Druckluftbetätigte Spreizkeil-Scheibenbremse und Scheibenbremse mit Drehbetätigung und außen liegendem Bremshebel. Bei der letzteren Bauart kann als Kraftüber-

setzungsmechanismus eine Spindel in Kombination mit einem Gestängesteller angewendet werden oder ein Kugel-Rampen-System mit integriertem Nachstellmechanismus

#### ■ Geringes Fading

Auch bei Erwärmung und radialer Ausdehnung der Bremsscheibe bleibt der ebene Kontakt in den Reibflächen erhalten

#### ■ Hohe thermische Belastbarkeit

Innenbelüftete Bremsscheiben verfügen über eine effiziente Wärmeabfuhr. Es können hohe Dauerbremsleistungen erbracht werden.

#### ■ Gute Abstufbarkeit

Der hohe Wirkungsgrad des Betätigungsmechanismus vermeidet Hystereseerscheinungen, wodurch eine sensible Wirkung der Bremse erzielt werden kann.

#### ■ Servicefreundlichkeit

Im Vergleich zu Trommelbremsen erfordern Scheibenbremsen nur einen Bruchteil der Servicezeit zum Bremsbelagwechsel.

### Nachteile der druckluftbetätigten Scheibenbremse

Infolge der Kompaktbauweise mit integriertem Bremszylinder ist im Vergleich zu S-Nocken-Trommelbremsen eine geringere Einbauflexibilität gegeben.

## 9.2 Aufbau und Wirkungsweise der druckluftbetätigten Schiebesattel-Scheibenbremse

Der Aufbau und die Wirkungsweise werden nachfolgend anhand einer typischen Bauart mit innenliegender Hebelübersetzung und koaxial angebautem Bremszylinder beschrieben (■ Abb. 9.4).

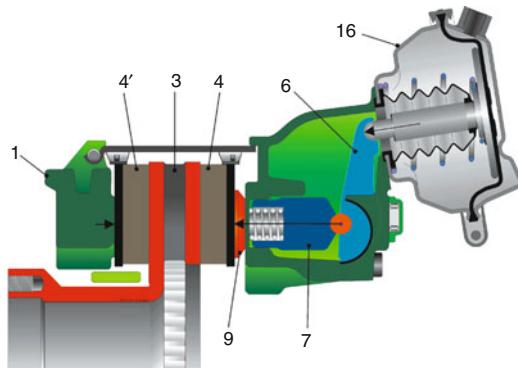


Abb. 9.4 Wirkungsweise Betriebsbremse

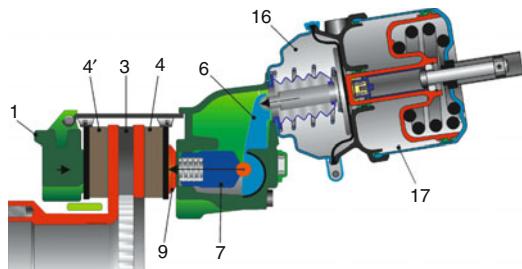


Abb. 9.5 Wirkungsweise Feststellbremse

### 9.2.1 Betätigungsysteem

Das Betätigungsysteem besteht aus dem direkt an die Bremse angeschraubten Bremszylinder sowie dem Bremshebel und dem Druckkolben, die im Inneren der Bremse angeordnet sind. Der Bremshebel dient zur Verstärkung der vom Bremszylinder erzeugten Betätigungs Kraft. Die üblichen Übersetzungsverhältnisse liegen im Bereich von 10 : 1 bis 18 : 1. Zur Vermeidung von Reibungsverlusten und Hystereseerscheinungen ist der Bremshebel an der Rückwand des Bremssattels mit Wälzlagern abgestützt.

#### Betriebsbremse

Beim Belüften des Bremszylinders (16) wird durch dessen Kolbenstange der exzentrisch gelagerte Hebel (6) betätigt. Die Bremszylinderkraft wird entsprechend der Hebelübersetzung auf die Kolbenkraft verstärkt und über die Brücke (7) und die eingeschraubten Gewindespindeln mit Stempel (9) auf den Bremsbelag (4) übertragen. Dabei stützt sich der Bremsbelag (4) an der Bremsscheibe (3) ab.

Die jetzt am Bremssattel entstehende Reaktionskraft wird auf den gegenüberliegenden Bremsbelag (4') übertragen, sodass dieser mit gleicher Kraftwirkung an die Bremsscheibe angepresst wird. Die erzeugte Bremsbetätigungs Kraft ist abhängig von dem am Bremszylinder (16) eingesteuerten Bremsdruck, von der Bremszylindergröße und vom Übersetzungsverhältnis am Bremshebel (6).

#### Feststell- und Hilfsbremse

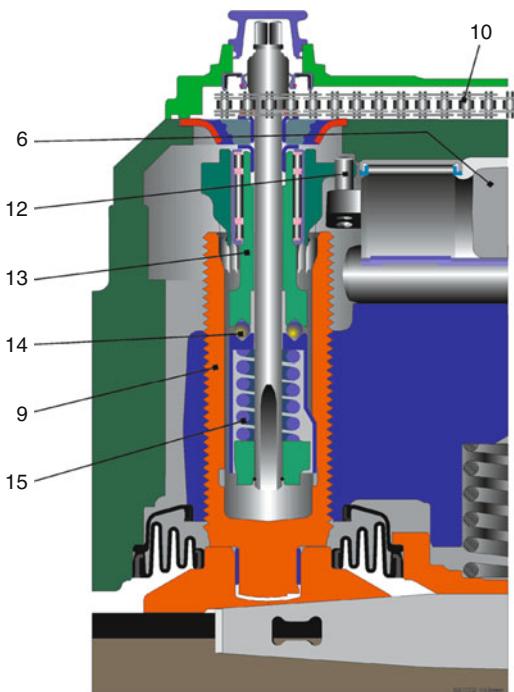
Beim Entlüften des Federspeicher-Zylinders (17) (Abb. 9.5) wird die Kraft der Vorspannfeder freigegeben, diese bewegt darauf über den Federspeicherkolben den Kolben und den Stößel des Betriebsbremszylinders (16) zur Betätigung des Bremshebels (6).

Zur Feststellbremsbetätigung wird der Druck im Federspeicherzylinder vollständig abgebaut und damit auch die Kraft der Vorspannfeder zur Erzielung einer maximalen Bremswirkung vollständig freigegeben.

Im Falle der Hilfsbremse kann der Federspeicherzylinder über das Handbremsventil abgestuft entlüftet werden, sodass die Kraft der Vorspannfeder nur zur Erzielung der gewünschten Bremswirkung freigegeben wird.

### 9.2.2 Automatisches Verschleißnachstellsystem

Druckluftbetätigte Scheibenbremsen sind üblicherweise mit integrierten automatischen Verschleißnachstellsystemen ausgerüstet (Abb. 9.6). Trotz unterschiedlicher Bauarten ist die grundsätzliche Wirkungsweise der marktüblichen Nachstellvorrichtungen gleich. Ein Nachstellvorgang erfolgt nur beim Betätigen der Bremse im Bereich des Leerhubes derselben, Abb. 9.7. Sobald die Gewindespindeln (9) über die Stempel eine Betätigungs Kraft auf den Bremsbelag (4) übertragen, wird jede Nachstellbewegung gestoppt. Die Nachstellung ist



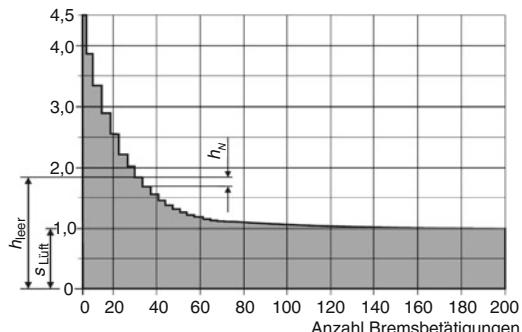
■ Abb. 9.6 Automatischer Verschleißnachsteller (s. auch  
■ Abb. 9.8 Gesamtschnitt der Bremse)

von der Bremskraft und dem Betätigungs weg des Bremszylinders unabhängig.

Der Betrag des Lüftspiels wird dadurch bestimmt, dass bei Beginn jeder Bremsbetätigung ein vorgegebener Bremshebelweg ausgeführt wird ohne dass dabei ein Antrieb der Nachstellvorrichtung erfolgt. Das Nachsteller-Antriebselement des Bremshebels wirkt erst nach diesem vorgegebenen Leerweg antreibend auf die Nachstellvorrichtung ein. Der während dieses Leerweges ausgeführte Kolbenhub wird als das „konstruktive Lüftspiel“ bezeichnet und ist durch exakte geometrische Größen im Nachsteller-Antriebsmechanismus vorgegeben.

Die automatische Nachstellvorrichtung selbst besteht im Wesentlichen aus zwei Kupplungssystemen:

Eine Einwegkupplung (Freilauf), welche üblicherweise direkt vom Schwenkhub des Hebels angetrieben wird, überträgt diese Antriebs-Drehbewegung im Betätigungs hub der Bremse über ihre einsinnige Sperrwirkung auf eine Drehachse.



■ Abb. 9.7 Zeigt einen Messschrieb des Nachstellverhaltens einer druckluftbetätigten Scheibenbremse. Der Nachstellfaktor dieser Bremse beträgt 0,2 mm/mm Überhub

Beim Rückhub der Bremse ist die Sperrwirkung des Freilaufes aufgehoben und es erfolgt keine Bewegungsübertragung.

Eine Überlastkupplung, welche in der Drehachse des Freilaufes diesem nachgeschaltet angeordnet ist, überträgt die vom Freilauf weitergeleitete Drehbewegung nur bis zu einem vorgegebenen Grenzdrehmoment auf die Gewindespindeln.

Die Wirkungsweise der Nachstellvorrichtung wird nachfolgend anhand einer typischen, ausgeführten Konstruktion erläutert (■ Abb. 9.6):

Der automatische Verschleißnachsteller befindet sich in einer der beiden, mit der Synchronisationskette (10) verbundenen rohrförmigen Gewindespindeln (9). Bei jeder Bremsung wird vom Hebel (6) über die Schaltgabel (12) eine Antriebs-Drehbewegung auf die Nachstellvorrichtung ausgeübt. Die hier erzeugte Drehbewegung wird auf die Innenhülse (13) des Freilaufs und über die Kugelrampenkupplung (14) auf die Gewindespindeln (9) übertragen. Durch Verdrehen dieser Spindeln wird ein zu großes Lüftspiel verringert. Bei korrektem Lüftspiel werden die Gewindespindeln bereits mit Zuspakkraft beaufschlagt bevor ein Verdrehen über die Schaltgabel (12) erfolgt. Die durch den Hebel (6) an der Innenhülse des Freilaufs (13) erzeugte Drehbewegung wird nun durch die Kugelrampen-Überlastkupplung aufgenommen. Bei der hier dargestellten zweistempeligen Bremsenbauart wird durch die Kette (10) eine synchrone Nachstellung beider Gewindespindeln und damit ein gleichmäßiger Belagverschleiß bewirkt.

### 9.2.3 Nachstellverhalten

Eine Nachstellbewegung erfolgt nur im Leerhub der Bremse und erst wenn der Hebel einen dem konstruktiven Lüftspiel entsprechenden Schwenkhub ausgeführt hat. D.h. bei jeder Betätigung der Bremse wird eine Nachstellbewegung ausgeführt, die dem Differenzbetrag Leerhub – konstruktives Lüftspiel proportional ist. Dieser Differenzbetrag wird als Überhub bezeichnet.

$$h_N = f_N (h_{leer} - s_{lüft}) \quad (9.1)$$

$h_N$  = ausgeführter Nachstellweg

$f_N$  = Nachstellfaktor der Bremse

$h_{leer}$  = Leerhub der Bremse

$s_{lüft}$  = konstruktives Lüftspiel

$$(h_{leer} - s_{lüft}) = \text{Überhub} \quad (9.2)$$

Bei marktüblichen Scheibenbremsen liegt der o.g. Nachstellfaktor zwischen 0,12 und 0,2. Sein Betrag ist ein Maß für die Geschwindigkeit, mit der ein vergrößertes Lüftspiel korrigiert werden kann und damit ein wichtiges Qualitätsmerkmal der Bremse.

### 9.2.4 Bedeutung des Lüftspiels

Um ein ständiges Schleifen der Bremse bei freier Fahrt zu vermeiden ist ein Mindestabstand zwischen den Reibflächen von Bremsbelag und Bremsscheibe erforderlich. Dieses Lüftspiel muss so groß bemessen sein, dass auch ein leichter Taumelschlag der Bremsscheibe nicht zu ungleicher Abnutzung derselben mit der möglichen Folge von Bremsmomentschwankungen führen kann. Insbesondere muss das Lüftspiel jedoch so groß bemessen sein, dass ein als Folge der Erwärmung der Bremse auftretendes Dickenwachstum von Bremsscheibe und Bremsbelägen nicht zu einem vollständigen Verzehr des Lüftspiele führen kann. Da die Gewindespindeln des mechanischen Verschleißnachstellsystems nicht wie die Betätigungs Kolben einer hydraulischen Scheibenbremse vor dem sich ausdehnenden Bremsbelag zurückweichen können, führt ein Dickenwachstum von Bremsbelägen und Bremsscheibe welches größer ist als das Lüftspiel zum ständigen Schleifen und ggf. Heißlaufen der Bremse.

Das Betrieblüftspiel muss deshalb so bemessen sein, daß alle möglichen Betriebsbedingungen von Fahrzeug und Bremse, die ein Wachsen von Bremsbelägen und Bremsscheibe zur Folge haben können, abgesichert sind.

Üblich sind bei druckluftbetätigten Scheibenbremsen Lüftspiele von 0,5 bis 1,1 mm bei kalter Bremse.

Andererseits ist die thermische Formstabilität der Bremsbeläge ein Auswahlkriterium, da diese den notwendigen Betrag des Lüftspieles, das Ansprechverhalten der Bremse, den Bauraumbedarf der Betätigungszyylinder und den Druckluftverbrauch der Bremsanlage maßgeblich beeinflusst.

### Die Schiebesattelbremse

Zur Übertragung der Reaktionskraft sowie des Verschleißausgleiches auf die der Bremsbetätigung abgewandte Seite der Bremsscheibe ist bei Bremsen der Bauart mit einseitiger Betätigung und fest an die Radnabe montierter Bremsscheibe eine Ausgleichsbewegung des Bremssattels erforderlich.

Aus Bauraumgründen ist bei Druckluftbetätigung nur eine einseitige Betätigung möglich. Ebenso hat sich zur Erzielung der Ausgleichsbewegung das Schiebesattelprinzip bei druckluftbetätigten Bremsen als die ausschließlich verwendete Bauart durchgesetzt.

Die Schiebesattelbremsen (Abb. 9.8) bestehen aus zwei wesentlichen Komponentengruppen:

Der Bremssattel (1) nimmt das Betätigungs system und die Nachstelleinrichtung auf, trägt den

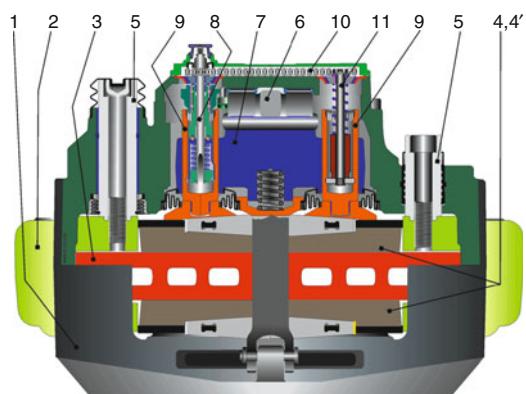


Abb. 9.8 Schiebesattelprinzip

Bremszylinder (s. □ Abb. 9.4 und □ Abb. 9.5(16)) und leitet die Zuspannkraft auf die Bremsbeläge (4, 4') beiderseits der Bremsscheibe (3) ein.

Der Bremsrahmen (2), der fest mit dem Achskörper verbunden ist, trägt axial verschieblich den Bremssattel (1) über die Schiebeführungen (5) und nimmt die Bremsbeläge (4, 4') auf, wobei er die auf diese wirkenden Umfangskräfte abstützt und auf den Achskörper ableitet.

Bei jeder Bremsbetätigung wird der Bremssattel (1) durch die auf der Betätigungsseite wirksam werdende Reaktionskraft so weit verschoben, dass auf der der Betätigung abgewandten Seite der Bremsscheibe das Lüftspiel überwunden wird und die als Folge der Zuspannkraft entstehenden elastischen Verformungen von Bremssattel (1) und Bremsbelag (4') ausgeglichen werden. Nach Beendigung der Bremsung nimmt der Bremssattel (1) wieder seine kraftfreie Ausgangsposition ein.

Beim Auftreten von Verschleiß verschiebt der Bremssattel (1) unter Einwirkung des Verschleißnachstellsystems allmählich seine Ausgangsposition so, dass auf der der Betätigung abgewandten Seite stets ein gleichmäßiges und geringes Lüftspiel zwischen Bremsbelag (4') und Bremsscheibe (3) vorliegt.

### Arten der Verschleißsensierung

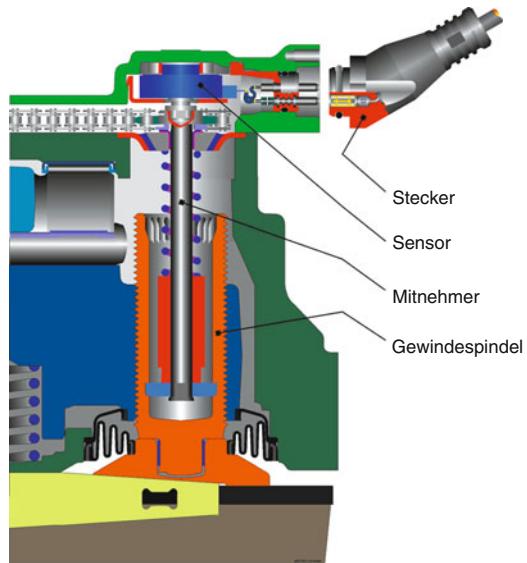
Für druckluftbetäigte Scheibenbremsen sind die nachfolgend beschriebenen Arten von Verschleißindikatoren gebräuchlich:

#### Visuelle Verschleißanzeige

Muss ohne Raddemontage bei visueller Begutachtung der Bremse eine Beurteilung des Verschleißzustandes ermöglichen. Ist gesetzlich vorgeschrieben und auch erforderlich wenn elektrische Verschleißsensoren eingesetzt werden. Wird in der Regel auf einfachste Weise durch die Verschiebeposition von Bauteilen des Bremssattels zu Bauteilen des achsfesten Bremsträgers realisiert.

#### Elektrische Endverschleißanzeige

Gibt ein elektrisches Warnsignal wenn sich die Bremsbeläge dem Endverschleißmaß nähern. Durch das Warnsignal wird eine Warnanzeige zur Fahrerinformation geschaltet.



□ Abb. 9.9 Kontinuierliche Verschleißsensierung

#### Kontinuierliche Verschleißsensierung

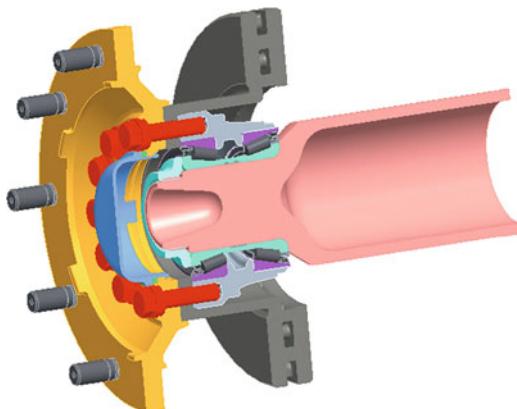
Gibt zu jedem Zeitpunkt eine genaue Information über den aktuellen Verschleißzustand der Bremse. Diese Information wird im elektronischen Bremsystem (EBS) und in bordintegrierten Service-Informationssystemen ausgewertet. Anwendungen sind z. B. die elektronische Verschleißangleichung von Vorder- und Hinterachse sowie die Vorausplanung von Serviceintervallen.

Ein typischer Aufbau der kontinuierlichen Verschleißanzeige ist in □ Abb. 9.9 dargestellt. Im Inneren der Bremse ist ein Sensor installiert der den von den Nachstellspindeln zurückgelegten Hub überwacht. Der Sensor ist mit dem EBS-System verbunden wo die Signalauswertung erfolgt und die Verschleißinformation an andere Bordsysteme, wie z. B. das Servicesystem weitergeleitet wird.

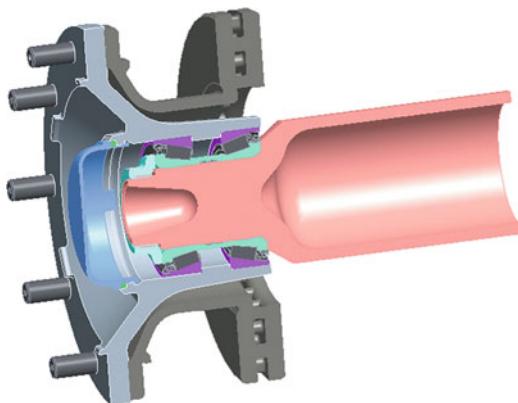
### 9.2.5 Zusammenwirken Bremse/Radnabe

Die Radnabe hat neben der Lagerung und Führung des Fahrzeugrades auch die Aufgabe, die von der Bremsscheibe aufgenommene Reibkraft auf das Fahrzeugrad zu übertragen. Zu

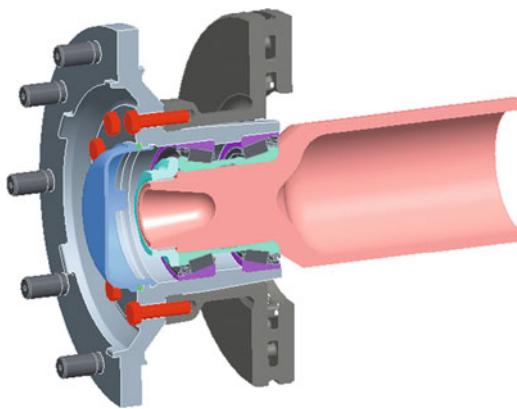
## 9.2 · Aufbau und Wirkungsweise der druckluftbetätigten Schiebesattel-Scheibenbremse



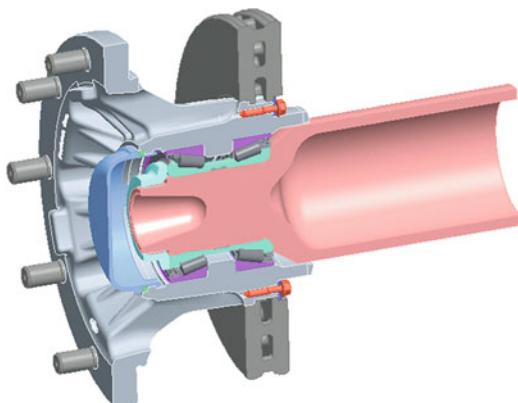
- Abb. 9.10 Kompaktradlager mit Topfbremsscheibe
- Schneller Bremsscheibenwechsel möglich
- Zweiteilige Radnabe
- Durch den Topfflansch der Bremsscheibe ist die Wärmeabfuhr aus dem Lagerbereich zum Radträgerflansch behindert



- Abb. 9.12 Gussradnabe mit Radbolzenbefestigung der Bremsscheibe
- Verbesserte Wärmeabfuhr aus dem Radlagerbereich
- Durch weit herausgezogenen Flansch reduzierte Wärmespannungen in der Bremsscheibe verbunden mit erhöhtem Gewicht derselben
- Spannungen im Radflansch werden auf die Bremsscheibe übertragen.



- Abb. 9.11 Gussradnabe mit Schraubbefestigung der Bremsscheibe
- Verbesserte Wärmeabfuhr aus dem Radlagerbereich



- Abb. 9.13 Gussradnabe mit Kompakt-Radlager und zahngebundener Bremsscheibe
- Durch freie radiale Ausdehnung der Bremsscheibe minimierte Wärmespannungen der Bremsscheibe
- Vermeidung von Bremsscheibendeformationen bei Wärmeeinwirkung
- Gewichtseinsparung durch Entfall der Flanschverbindung
- An der Zahnanbindung wärmeleitender Kontakt zwischen Bremsscheibe und Radnabe
- Freie wärmeabgebende Oberfläche der Radnabe

diesem Zweck ist der Bremsrotor auf der Radnabe zentriert und an dieser zur Übertragung von Bremskräften befestigt. Neben der Beanspruchung durch die zu übertragenden Bremskräfte erfährt die Radnabe mit der darin aufgenommenen Radlagerung auch thermische Belastungen als Folge der Erwärmung des Bremsrotors. Diese, je nach Fahrzeugbauart und Einbausituation unterschiedlichen Anforderungen müssen bei der Gestaltung des Rotorkonzeptes berücksichtigt

werden. Für Nutzfahrzeuganwendungen typische Radnaben und Bremsscheibenkonstruktionen sind in den ■ Abb. 9.10 bis ■ Abb. 9.13 dargestellt.

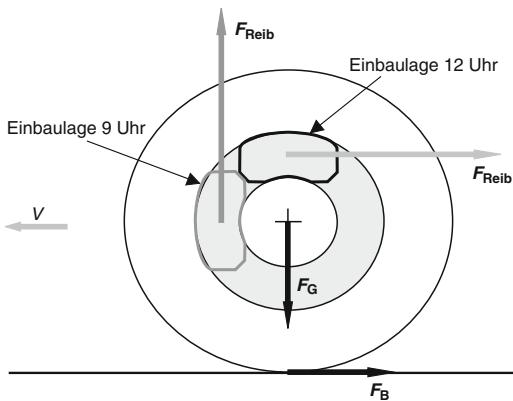


Abb. 9.14 Radialkräfte am Fahrzeugrad

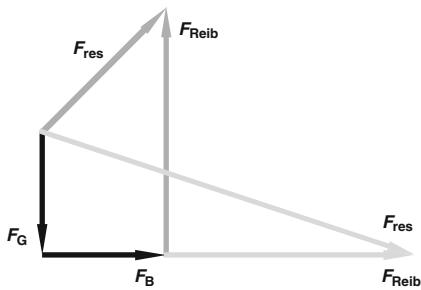


Abb. 9.15 Kräftediagramm: radiale Radkräfte

## Kraftwirkungen der Bremse

Im Gegensatz zu Trommelbremsen, bei denen die gegenüberliegenden Bremsbacken ein Kräftepaar erzeugen, ergibt sich bei Teilbelagscheibenbremsen durch die einseitig angeordnete Bremsbacke eine Reaktionskraft, welche über das Radlager auf die Achse abgeleitet wird. Diese Reaktionskraft entspricht der an der Bremsscheibe wirkenden Umfangskraft und beträgt bei Vollbremsungen ein Mehrfaches der Radlast. Je nach Einbaupositionen ergeben sich aus der Radaufstandskraft, der am Radumfang wirkenden Bremskraft und der an der Bremsscheibe auftretenden Reibkraft nach Betrag und Richtung unterschiedliche Gesamtreaktionskräfte am Radlager (Abb. 9.14 und Abb. 9.15).

## Thermische Belastungen der Radlagerung

Reibungsverluste der Wälzkörper und Dichteelemente des Radlagers sind eine im Lager selbst vor-

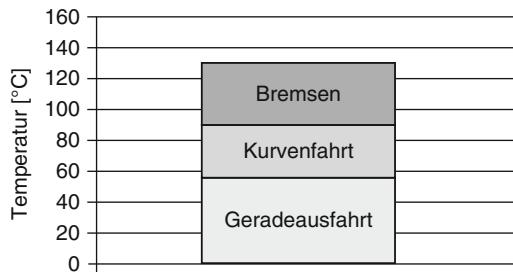


Abb. 9.16 Temperatur im Radlager

handene Wärmequelle, welche in Abhängigkeit von Radlast, Fahrgeschwindigkeit und Kurvenfahrt- Anteil Wärmeleistungen von bis zu einem Kilowatt pro Rad annehmen kann. Zudem überträgt die Bremsscheibe aufgrund der Anordnung an der Radnabe und der Befestigung an derselben einen Teil ihrer Erwärmung auf Radnabe und Radlager.

Abb. 9.16 zeigt die Temperaturen in der Fettkammer des Radlagers bei Geradeausfahrt, bei Fahrt auf kurvenreicher Strecke jeweils ohne Bremsbelastung und schließlich Fahrt auf kurvenreicher Strecke mit zusätzlicher normaler Bremsbeanspruchung. Bei extremer Beanspruchung der Bremsen, z. B. bei nicht angepasster Fahrweise auf gebirgigen Strecken, kann die zusätzliche Erwärmung durch die Bremse im Radlager Temperaturen bewirken, welche bereits die Schmierfähigkeit des Fettes herabsetzen. Häufiges Auftreten solcher Überhitzungszustände kann die Lebensdauer des Radlagers reduzieren.

## 9.3 Leistungs- und Lebensdauerverhalten

### Auslegungsdaten

Bei der Dimensionierung einer NFZ-Radbremse wird eine Optimierung folgender Anforderungen angestrebt:

- erzielbares Bremsmoment
- Dauerhaltbarkeit
- erzielbare Dauerbremsleistung
- Wirtschaftlichkeit
- verfügbarer Einbauraum

## 9.3 · Leistungs- und Lebensdauerverhalten

**Tabelle 9.1** Festigkeitsprüfprogramm mit Moment am Prüfstand

Reihe	Anzahl	Zylinderdruck (bar)	Bremsmoment	Summe	Bemerkung
1	18	2,5	6000	18	
2	1	3,5	8000	19	
3	1	5,0	11.000	20	
4				1600	80 mal wiederholen von Reihe 1–3
5	2	9,0	20.000	1602	
6	14	2,5	6000 (R)	1616	
7	1	3,5	8000 (R)	1617	
8	1	5,0	11.000 (R)	1618	
9				80.900	50 mal wiederholen von Reihe 1–8
10	1	9,0	20.000 (R)	90.901	
11				1.618.020	20 mal wiederholen von Reihe 1–10

(R) = Rückwärtsfahrt

Die Abhängigkeit des Bremsmomentes von den bestimmenden Einflußgrößen ist in Gl. (9.7) dargestellt.

$$M_{B,\max} = \text{max. erzielbares Bremsmoment}$$

$$F_{\text{Kolben},\max} = \text{max. Kolbenkraft}$$

$$F_{\text{Kolben},\max} = F_{\text{Zyl},\max} \cdot i \cdot \eta_{\text{mech}}$$

$$F_{\text{Zyl},\max} = \text{max. Bremszylinderkraft}$$

$$F_{\text{Zyl},\max} = A_{z,\max} \cdot p_{\max} \quad (9.4)$$

$$i = \text{Hebelübersetzungsverhältnis der Bremse}$$

$$\eta_{\text{mech}} = \text{Wirkungsgrad der inneren Bremsmechanik}$$

$$A_{\text{Zyl}} = \text{Wirkfläche des Bremszylinders}$$

$$P_{\max} = \text{max. Bremsdruck (Überdruck)}$$

$$C^* = \text{Bremsenkennwert von Scheibenbremsen}$$

$$C^* = 2 \cdot \mu \quad (9.5)$$

$$\mu = \text{Reibwert Bremsbelag/Bremsscheibe}$$

$$r_{\text{eff}} = \text{wirksamer Reibradius}$$

$$M_{B,\max} = F_{\text{Kolben},\max} \cdot C^* \cdot r_{\text{eff}} \quad (9.6)$$

mit (9.3), (9.4) und (9.6) folgt:

$$M_{B,\max} = A_{\text{Zyl}} \cdot P_{\max} \cdot i \cdot \eta_{\text{mech}} \cdot C^* \cdot r_{\text{eff}} \quad (9.7)$$

Die Anpassung der Bremsenauslegung zur Erzielung des erforderlichen Bremsmomentes erfolgt über die Bremszylindergröße (Wirkfläche  $A_{\text{Zyl}}$ ), da die weiteren Parameter nur in relativ engen Grenzen variabel sind.

### Dauerhaltbarkeit

Das maximal zu erreichende Bremsmoment  $M_{B,\max}$  sowie die hierzu erforderliche Kolbenkraft  $F_{\text{Kolben},\max}$  bestimmen die Anforderungen an die Strukturfestigkeit der Bremsenbauteile.

Ein typisches Prüfstands-Erprobungs-Lastkollektiv für eine Druckluft-Scheibenbremse für 22,5-Zoll-Räder in der Lkw-Anwendung ist in **Tab. 9.1** gegeben.

Die Maximalbeanspruchung des Bremssattels wird im Lastüberlagerungstest **Abb. 9.17** durch Addition der max. Betätigungskräfte von Betriebs- und Feststellbremse erzeugt.

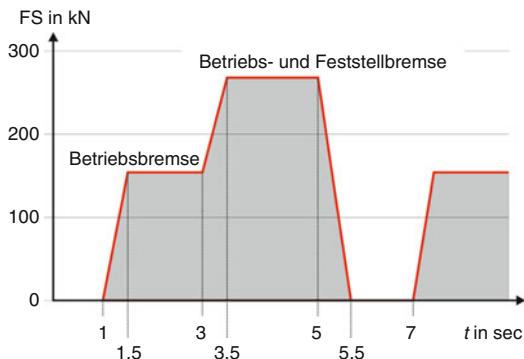


Abb. 9.17 Lastdiagramm

#### Dauerbremsleistung

Die dauerhafte Beanspruchbarkeit der Reibungsbremsen z. B. bei langandauernden oder in kurzen Zeitabständen wiederholten Gefällefahrten ist ein wesentliches Qualitätskriterium für Nutzfahrzeugscheibenbremsen.

Durch derartige dauerhafte Beanspruchung darf kein übermäßiges Nachlassen der Bremswirkung eintreten. In der Praxis ist bei Nutzfahrzeugscheibenbremsen die nutzbare Dauerbremsleistung

dadurch begrenzt, dass infolge dauerhaft hoher Bremstemperaturen hoher Bremsverschleiß eintritt und temperaturempfindliche Bauteile der Bremse, wie z. B. Dichtmanschetten, geschädigt werden können.

D. h., es gibt eine Grenze für die wirtschaftlich sinnvolle Nutzung der Druckluft-Scheibenbremse als Dauerbremse.

Im Vergleich zu Trommelbremsen bieten druckluftbetätigte Scheibenbremsen jedoch ein weitaus höheres Dauerbremspotential, da Scheibenbremsen über eine effiziente Wärmeabfuhr verfügen und die Druckluftbetätigung temperaturunempfindlich ist.

Abb. 9.18 zeigt den Temperaturverlauf der Bremsscheiben eines mit 10 Scheibenbremsen bestückten 40 t Lastzuges bei einer Gefällefahrt.

Nach 900 s Bremsdauer d. h. nach einer Fahrstrecke von 20 km wird eine Bremsscheibentemperatur von 450 °C erreicht. Diese Beanspruchung der Radbremsen ist unbedenklich. Bei wiederholten, derartigen Beanspruchungen muss jedoch die notwendige Abkühlzeit der Bremsen berücksichtigt werden, sowie der bei Temperaturen oberhalb 200 °C drastisch ansteigende Bremsbelagverschleiß

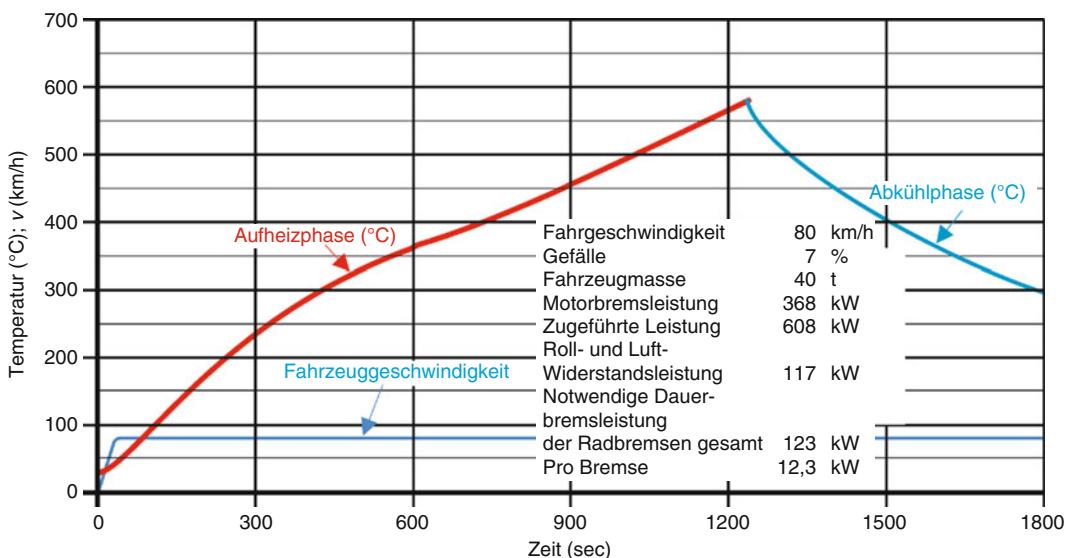


Abb. 9.18 Bremstemperaturen bei Gefällefahrt

## 9.4 · Reibkörper

und die mögliche thermische Alterung von Dichtelementen der Bremse.

### 9.4 · Reibkörper

#### 9.4.1 · Bremsbeläge

Neben dem Reib- und Verschleißverhalten sind auch eine Reihe weiterer Eigenschaften der Bremsbeläge (Abb. 9.19) für die Funktion der Bremse von Bedeutung.

##### Kompressibilität

Hohe Kompressibilität (= niedriger E-Modul) bewirkt gleichmäßige Druckverteilung, erhöht den notwendigen Arbeitshub der Bremszylinder und dämpft Bremsenschwingungen.

##### Wärmedurchgang

Gute Wärmeleitung kann die Bremsscheibe thermisch entlasten, führt jedoch zu hohen Temperaturen der Bremsenbauteile.

#### Wärmeausdehnung

Die Wärmeausdehnung bestimmt das notwendige Mindestlüftspiel der Bremse und hat damit Auswirkungen auf das Ansprechverhalten und den Hubbedarf der Bremse.

#### Rückverformung

Die Rückverformung soll auch nach langer Druckbeanspruchung der Bremse (Parkbremse) elastisch sein. Ein langsames Zurückkriechen der Beläge auf die ursprüngliche Dicke (Memory-Effekt) kann zu unzulässiger Lüftspielverkleinerung führen, da die Nachstellvorrichtung zwischenzeitlich bei Bremsbetätigungen aktiviert wird.

#### 9.4.2 · Bremsscheibe

##### Bauarten von Bremsscheiben

Die Bremsscheibe hat die Aufgabe zusammen mit den Bremsbelägen ein Bremsmoment zu erzeugen. Dieses Bremsmoment überträgt die Bremsscheibe auf die Radnabe und von dort auf die Felge. Die Ge-

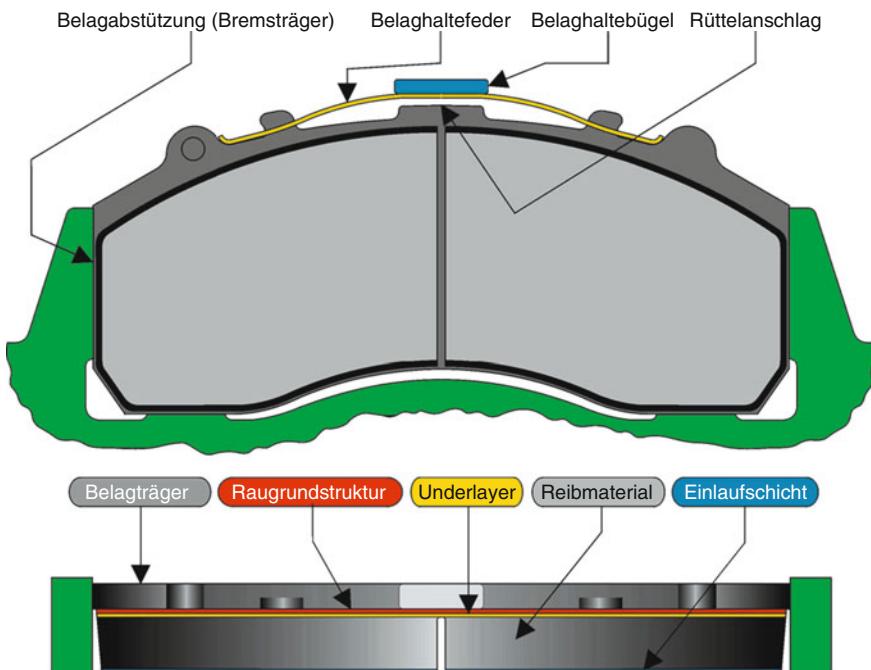
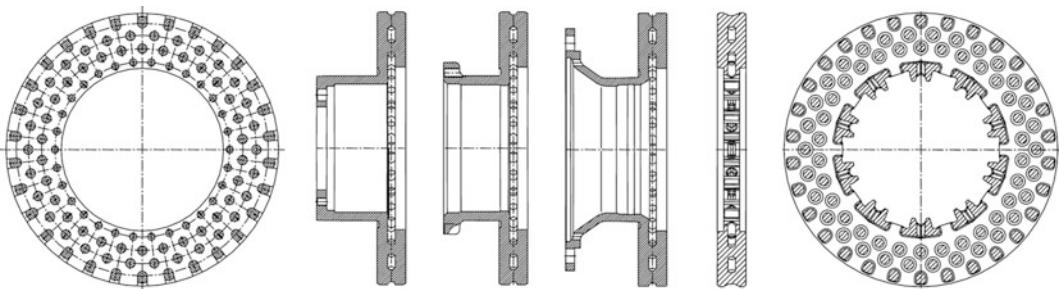
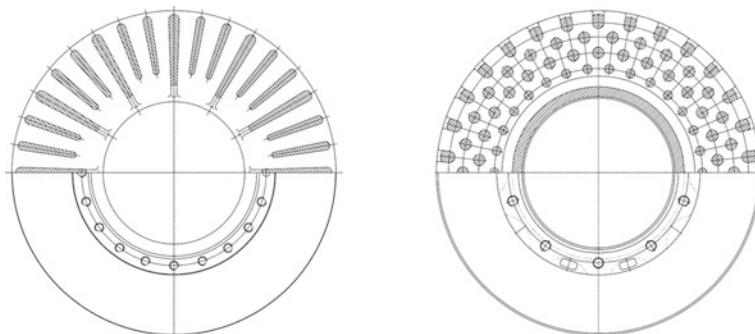


Abb. 9.19 Aufbau eines Nutzfahrzeug – Bremsbelages



■ Abb. 9.20 Befestigungsvarianten von NFZ-Bremsscheiben (äußere Darstellungen sind Schnitte durch die Lüftkanäle)



■ Abb. 9.21 Lüftkanalstege als Rippen oder Noppen

staltung der Befestigung der Bremsscheibe auf der Radnabe, ■ Abb. 9.20, kann abweichend von der aus dem Pkw bekannten Lösung der Topfbremsscheibe, auch einen radial nach außen ragenden Flanschbereich aufweisen, der über eigene Schrauben mit der Radnabe verbunden ist, oder direkt mit den Radbolzen befestigt ist. Neue Bremsscheibenkonstruktionen haben zur Reduzierung von Wärmerissen ein radial nach innen verlaufendes Zahnprofil zur Übertragung des Bremsmomentes.

Bei der Erzeugung des Bremsmoments erfolgt die Umwandlung von kinetischer Energie in Wärme. Nur ein geringer Teil der Wärme soll, zum Schutz der Bremse, von den schlecht wärmeleitenden Bremsbelägen aufgenommen werden. Der weitaus größte Teil der erzeugten Wärme wird von der Bremsscheibe aufgenommen und zwischengespeichert. Die Fähigkeit der Bremsscheibe Wärme aufzunehmen ist begrenzt, sie hat deshalb zusätzlich die Aufgabe, die Wärme als Wärmetauscher schnell an die Umgebungsluft abzugeben und sich somit selbst zu schützen. Massive Bremsscheiben

können die Wärme nur langsam abgeben, weshalb sie im NFZ nur in Ausnahmefällen verwendet werden. Eine wesentlich größere zum Wärmeaustausch beteiligte Oberfläche haben belüftete Bremsscheiben. Bei diesen Bremsscheiben sind zwei Reibringe über Stege, die als Rippen oder Noppen ausgebildet sind, verbunden. Durch die Rotation der Bremsscheibe entsteht wie bei einem Lüfter eine Ventilationswirkung vom Inneren der Bremsscheibe durch den Lüftungskanal radial nach außen. Der größte Wärmeübergang entsteht, wenn möglichst viele Luftteilchen mit der Bremsscheibenoberfläche in Berührung kommen. Dies ist bei einer Lüftkanalgeometrie mit Noppen, bei der die Noppen quasi im Luftstrom stehen, der Fall, ■ Abb. 9.21.

### Bremsscheibenmaterial

Das Bremsscheibenmaterial im NFZ muss einerseits den mechanischen Belastungen aus Druckkräften von bis zu  $14 \text{ N/mm}^2$  (140 bar), den Zugkräften beim Bremsen und den Fliehkräften bei hohen Drehzahlen standhalten. Andererseits muss

## 9.4 · Reibkörper

das Material in der Lage sein, den in der Kontaktfläche zwischen Bremsscheibe und Bremsbelag auftretenden hohen Temperaturen zu widerstehen und die Wärme möglichst schnell in den Lüftkanal der Bremsscheibe zu transportieren. Diesen Anforderungen wird unter Berücksichtigung der Wirtschaftlichkeit Grauguss mit einem bis zur Sättigungsgrenze gesteigerten Anteil an Kohlenstoff zur Maximierung der Wärmeleitfähigkeit am besten gerecht. Die Verschleißfestigkeit lässt sich durch besondere hartstoffbildende Legierungszusätze steigern. Für NFZ werden auch faserverstärkte Verbundwerkstoffe wie Si/C untersucht. Diese besonders leichten Materialien sind für Belastungen bis über 1000 °C verwendbar. Der äußerst geringe Verschleiß bei Belastungen bis zu 600 °C ist besonders für das NFZ interessant. Der aufwändige Herstellprozess, der zu einem mehrfach höheren Bauteilpreis im Vergleich zu Grauguss führt, und das spontane Bauteilversagen bei Überlastung stehen einem Einsatz im NFZ jedoch noch entgegen.

### Entstehungsursachen von Wärmerissen

Die beim Bremsen entstehende Wärme führt zu einer Ausdehnung des Bremsscheibenmaterials. Der Bremsscheibenhals bleibt im Vergleich zu den Reibflächen wesentlich kühler und wirkt der radialem

Ausdehnung der Reibringe entgegen. Dies führt zu Spannungen in der Bremsscheibe und konusförmigen Verformungen in Richtung des Bremsscheibenhalsses. Dieser Vorgang wird als Schirmen bezeichnet. Zusätzlich wird die Bremsscheibe wellig,

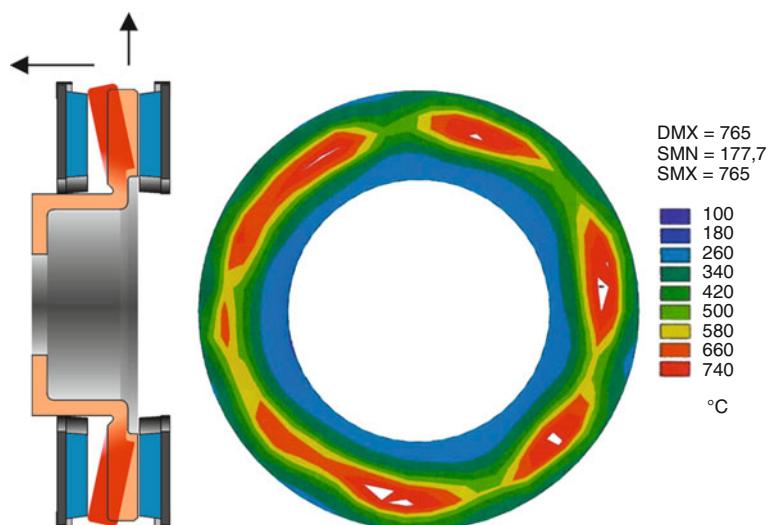
■ Abb. 9.22.

Die Druckverteilung in den Bremsbelägen wird ungleichmäßig und es kommt zu einer ungleichmäßigen Temperaturverteilung auf der Bremsscheibenoberfläche. Es bilden sich lokale Hotspots aus. In diesen Hotspots kann es zu plastischen Verformungen mit Überschreitung der Fließgrenze kommen. Beim Wiederabkühlen des Materials kommt es dann an diesen Stellen zu Rissen. Symmetrische Bremsscheiben die nicht fest mit der Radnabe verbunden sind und sich dadurch bei Erwärmung frei ausdehnen können, neigen wesentlich weniger zu Wärmerissen.

### Entstehungsursachen von Bremsenschwingungen

Bremsenschwingungen, die auch als Rubbeln bekannt sind, können zwei unterschiedliche Ursachen haben.

Beim Kaltrubbeln kommen, ohne dass gebremst wird, die Bremsbeläge während der Fahrt aufgrund von Erschütterungen, geometrischen Unebenheiten



■ Abb. 9.22 Schirmen und Hotspotbildung bei Wärmeeinwirkung in die Bremsscheibe

der Bremsscheibe oder einem Spiel in der Radlagerung immer wieder mit der Bremsscheibe in Berührung. Dabei verursachen sie Dickenschwankungen (DTV) durch punktuellen Verschleiß, auch Auswaschungen genannt, auf der Bremsscheibe. Diese Auswaschungen führen dann beim Bremsen zu einer ungleichmäßigen pulsierenden Bremswirkung, die der Fahrer als Rubbeln wahrnimmt.

Beim Warmrubbeln kommt es aufgrund der Hotspotbildung zu Materialveränderungen in der Bremsscheibenoberfläche. Die Hotspots führen zu lokalen Materialaufhärtungen und Volumenzunahmen mit der Folge, dass diese Stellen weniger verschleißt und sich dadurch Unebenheiten einstellen. Diese Unebenheiten begünstigen wiederum die Hotspotbildung und die Unebenheiten werden immer größer. Dadurch verstärkt sich das Rubbeln.

## Dimensionierung der Reibkörper

Für die Auswahl oder Dimensionierung einer Bremse sind Kennzahlen, welche die Bremsleistung und die Radlast auf die wirksamen Reibflächen von Bremsbelag und Bremsscheiben beziehen, geeignete Hilfsmittel.

## Die spezifische Bremsleistung

Bei der Ermittlung der spezifischen Bremsleistung wird die maximale Bremsleistung, die sich bei einer Vollverzögerung aus Höchstgeschwindigkeit pro Bremse ergibt, auf die Bremsbelag Reibfläche bzw. die überstrichene Bremsscheibenfläche bezogen. Dies ergibt Kennwerte für die in den Reibkörpern erzeugte Leistungsdichte und damit auch Indikatoren für die thermomechanische und verschleißmäßige Belastung dieser Bauteile.

Die Ermittlung der spezifischen Leistungen von Bremsbelag und Bremsscheibe zeigen die Gleichungen (9.6)–(9.8):

$$\dot{q}_{\text{Scheibe}} = P_{R,\max} / 2 \cdot A_{\text{Belag}} \quad [\text{W/m}^2] \quad (9.8)$$

$$\dot{q}_{\text{Scheibe}} = P_{R,\max} / A_{\text{Scheibe}} \quad [\text{W/m}^2] \quad (9.9)$$

$$P_{R,\max} = F_G \cdot z \cdot g / 100 \quad [\text{W}] \quad (9.10)$$

$P_{R,\max}$  = max. Bremsleistung pro Rad [W]

$F_{G,R,\text{dyn}}$  = anteilige dynamische Achslast pro Rad [N]

$z$  = max. Abbremsung [%]

$g = 9,81$  = Erdbeschleunigung [ $\text{m/s}^2$ ]

$v$  = max. Fahrgeschwindigkeit [ $\text{m/s}$ ]

$A_{\text{Belag}}$  = Bremsbelag Reibfläche [ $\text{cm}^2$ ]

$A_{\text{Scheibe}}$  = überstrichene Bremsscheibenfläche [ $\text{cm}^2$ ]

$F_{G,R,\text{stat}}$  = statische Radmasse [N]

Die von marktüblichen druckluftbetätigten Scheibenbremsen erreichten spezifischen Bremsleistungen betragen:

$$\dot{q}_{\text{Belag}} = 0,24 \div 0,265 \quad \text{W/m}^2$$

$$\dot{q}_{\text{Scheibe}} = 0,045 \div 0,06 \quad \text{W/m}^2$$

## Der Verschleißgrad [VG]

Für die Beurteilung des zu erwartenden Verschleißverhaltens ist die spezifische Bremsleistung nur bedingt geeignet, da hochdynamische Bremsungen sehr selten auftreten und der Bremsenverschleiß überwiegend bei den vielen leichten Anpassungsbremsungen entsteht. Der im normalen Fahrbetrieb auftretende Bremsenverschleiß ist damit im Wesentlichen durch die umgesetzte Bremsenergie bestimmt, die wiederum von der abzubremsenden Masse abhängig ist, wenn vorgegebene Einsatzprofile vorausgesetzt werden. Zur Ermittlung des Verschleißgrades wird die pro Rad anteilig abzubremsende Fahrzeuggmasse auf die Bremsbelag Reibfläche und die überstrichene Bremsscheibenfläche bezogen

$$\text{VG}_{\text{Belag}} = G_{R,\text{stat}} / 2 \cdot A_{\text{Belag}} \quad [\text{kg/m}^2] \quad (9.11)$$

$$\text{VG}_{\text{Scheibe}} = G_{R,\text{stat}} / A_{\text{Scheibe}} \quad [\text{kg/m}^2] \quad (9.12)$$

Der Verschleißgrad beträgt bei marktüblichen druckluftbetätigten Scheibenbremsen

$$\text{VG}_{\text{Belag}} = 1,1 \cdot 10^5 \div 1,4 \cdot 10^5 \quad \text{kg/m}^2$$

$$\text{VG}_{\text{Scheibe}} = 2,3 \cdot 10^4 \div 3,3 \cdot 10^4 \quad \text{kg/m}^2$$

## Wirtschaftlichkeit

Reibungsbremsen sind mit Verschleiß behaftet, der Folgekosten durch die notwendige Wartung der Bremsen nach sich zieht.

Tab. 9.2 zeigt für Lkw und Omnibusse in unterschiedlichen Einsatzfällen die Häufigkeit von

## 9.4 · Reibkörper

■ Tabelle 9.2 Serviceintervalle

	Durchschnittliche Laufleistung in 5 Jahren (Tsd km)	Serviceintervalle			
		Trommelbremse		Scheibenbremse	
		Beläge + Aus-drehen Trommel	Beläge + Trommelwechsel	Beläge	Beläge + Scheibenwechsel
Stadtbus	500	2	2	3	1
Verteiler Lkw	400	1	1	2	-
Reisebus/Fern-Lkw	1000	1	1	1	1

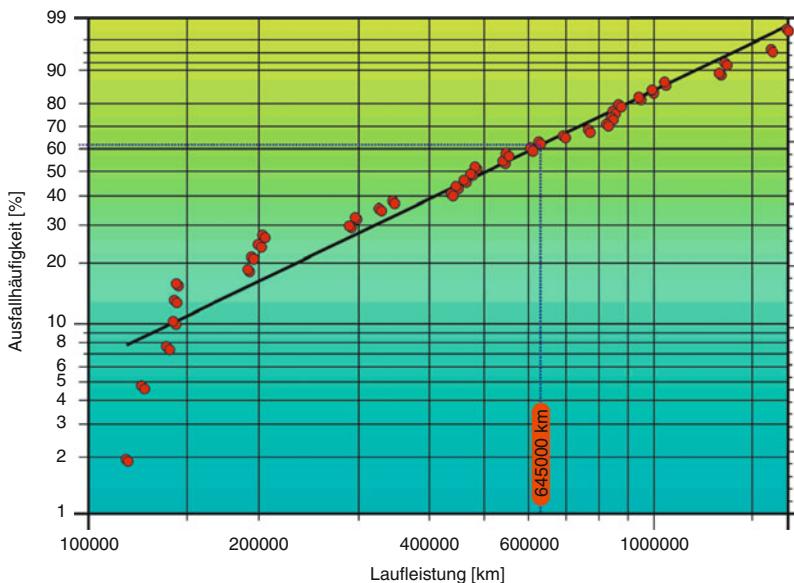
notwendigen Servicemaßnahmen innerhalb der ersten 5 Betriebsjahre (Mittelwerte).

Die Gesamt servicekosten der Bremsen bestehend aus Arbeits- und Materialkosten sowie Kosten der Ausfallzeit des Fahrzeuges können bei einem Stadtomnibus die Größenordnung 1000 €/Jahr erreichen. Bei Fahrzeugen im Fernverkehrseinsatz liegen diese Kosten um einen Faktor 2 ÷ 3 niedriger. Durch Nutzung effizienter Dauerbremseinrichtungen sowie durch vorausschauende Fahrweise können die Servicekosten weiter reduziert werden.

## Verschleißlebensdauer

■ Abb. 9.23 zeigt die Lebensdauerverteilung der Bremsbeläge von 46 Anhänger-Fahrzeugen. Durch die unterschiedlichen Einsatz- und Fahrbedingungen ergibt sich für gleichartige Fahrzeuge mit identischer Bremsausrüstung zwischen maximaler und minimaler Lebensdauer ein Verhältnis von ca. 10 : 1.

Eine bessere Aussage über das Verschleißverhalten der Reibkörper ergibt sich, wenn der eingetretene Gewichtsverlust von Bremsbelägen und Bremsscheibe auf die umgesetzte Bremsenergie bezogen wird. ■ Abb. 9.24 zeigt diese auf



■ Abb. 9.23 Lebensdauerverteilung der Bremsbeläge in Anhängerfahrzeugen

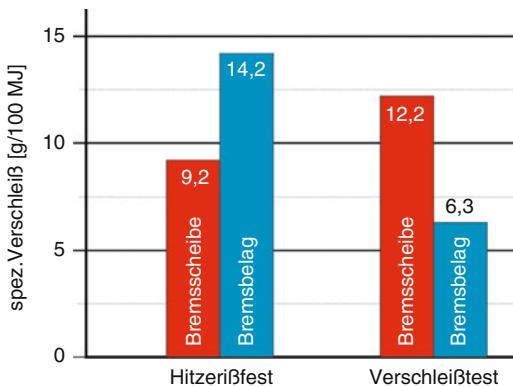


Abb. 9.24 Spezifischer Bremsenverschleiß

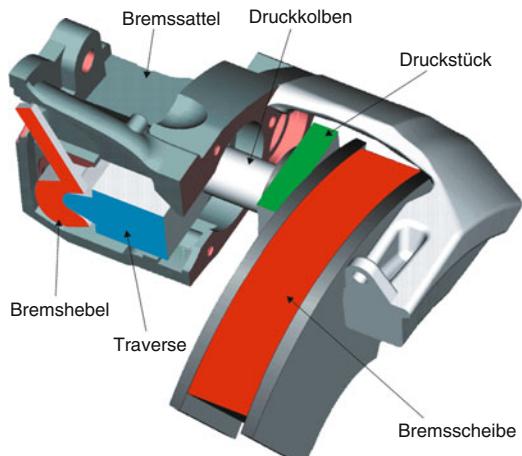


Abb. 9.25 FEM-Modell des Bremssattels

dem Schwungmassen-Reibungsprüfstand ermittelten Werte des „spezifischen Verschleißes“ von Bremsbelägen und Bremsscheibe für eine im Serieneinsatz befindliche Reibpaarung. Die spezifischen Verschleißwerte wurden in einem Hitzerütttest mit Spitzentemperaturen bis  $650^{\circ}\text{C}$  sowie in einem dem praktischen Einsatz entsprechenden Verschleißprogramm mit Spitzentemperaturen von  $250^{\circ}\text{C}$  ermittelt.

Die Darstellung Abb. 9.24 zeigt, dass der Belagverschleiß bei gleicher umgesetzter Bremsenergie im Hitzerütttest aufgrund der hohen Temperaturen um mehr als einen Faktor 2 höher ist als im Verschleißprogramm. Die Bremsscheibe zeigt eine gegenläufige Tendenz. Bei den höheren Temperaturen ist der Bremsscheibenverschleiß geringer, da die bei höheren Temperaturen erweichenden Bremsbeläge einen geringeren Scheibenangriff verursachen.

Um möglichst große Abmessungen von Bremsscheibe und Bremsbelägen zu schaffen, da bei den vorgegebenen Dauerfestigkeitsanforderungen bei minimalen Deformationen erfüllen und einfach und kostengünstig herstellbar sein.

Die Erfüllung dieser widerstreitenden Anforderungen erfordert den intensiven Einsatz von FEM-Simulationen des Strukturverhaltens dieser Bauteile.

Um realistische Aussagen zu erhalten, ist der Aufbau eines FEM-Rechenmodells erforderlich, welches alle Kraft führenden Bauteile der Bremse mit ihren relevanten physikalischen Eigenschaften beinhaltet (Abb. 9.25).

## 9.5 Entwicklung und Erprobung von Bremse und Reibkörpern

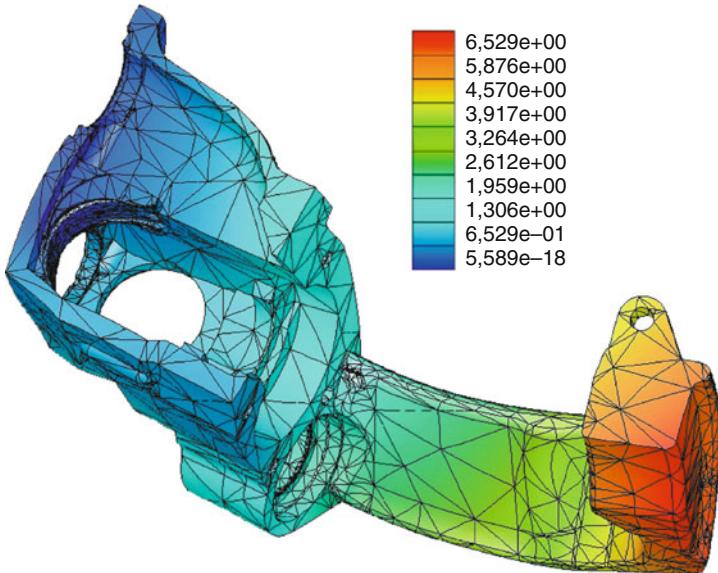
Druckluftbetätigte Scheibenbremsen sind, abgesehen vom Druckluft-Bremszylinder, rein mechanisch wirkende Systeme, die bei Betätigung hohe Kraftwirkungen entfalten. Ein Schwerpunkt der Entwicklung ist daher die Struktur-Optimierung der Kraft aufnehmenden Bauteile wie z. B. des Bremssattels.

Der Bremssattel soll unter Einhaltung einer durch Fahrzeugrad und Achse vorgegebenen Hüll-

### 9.5.1 Berechnungsannahmen

Zuspannkraft:	$F_{\text{Sp}} = 245,0 \text{ kN}$
Bremszylinderkraft:	$F_{\text{Zyl}} = 14,8 \text{ kN}$
Lagerkraft:	$F_{\text{Lager}} = 230,5 \text{ kN}$
Übersetzung:	$i = 15,3$
Lastwechselzahl:	$LW = 30.000$
Spannungsverhältnis:	$Re = 0,0$ schwelrend
Anriß:	= kein Anriß
Überlebenswahrscheinlichkeit:	$P_U = 99,0 \%$
erford. Sicherheit:	$S_{\text{erf}} = 1,1$

Die Lastannahme berücksichtigt 30.000 Lastwechsel mit der Addition der maximalen Kräfte von



■ Abb. 9.26 Verformung

Betriebsbrems- und Federspeicherzylinder. In der Praxis ist dieser Betriebszustand nur mit einer Häufigkeit von deutlich unter 1000 LW zu erwarten, sodass die erforderlichen Sicherheiten bereits in der Lastannahme gegeben sind.

In ■ Abb. 9.26 sind die Deformationen des Bremsattels in dem beschriebenen Überlastfall dargestellt und in ■ Abb. 9.27 die zugehörigen Bau- teilspannungen.

Die Dimensionierung des Bremsattels für diesen Überlastfall erfolgt im Zeitfestigkeitsbereich. D. h. der Sattel muss diese Beanspruchung mit einer vorgegebenen Sicherheit für eine begrenzte Lastwechselzahl ertragen.

## 9.5.2 Erprobung

Eine Übersicht über das zur Freigabe eines Bremsentyps durchzuführende Erprobungsprogramm ist in ■ Tab. 9.3 gegeben.

Bestimmte unveränderliche Merkmale werden für eine Typereihe von Bremsen gemeinsam einer Freigabeerprobung unterzogen (concept testing), während für unterschiedliche Ausführungsvarianten veränderliche Merkmale für jede Typvariante

einer besonderen Freigabeprüfung bedürfen (types approval). Mit Ausnahme der Schlechtwegerprobung im Fahrzeug (vibration test) und der Felderprobung (field test), die in der Regel in der Verantwortung des Fahrzeugherstellers durchgeführt werden, ist der Bremsenhersteller für die Durchführung des gesamten Erprobungsprogrammes verantwortlich.

## 9.6 Anhängerbremsen

Die Einteilung der Anhänger in verschiedene Kategorien erfolgt gemäß den Vorschriften anhand des zulässigen Gesamtgewichtes (s. ▶ Abschn. 33.3).

Diese Unterteilung beschreibt im Wesentlichen auch die Grenzen unterschiedlicher Bremsenkonstruktionen im Anhänger. Die Klasse O<sub>1</sub> benötigt gemäß der Definition keine Bremse. Falls Bremsen verbaut werden, müssen die Vorschriften der Klasse O<sub>2</sub> erfüllt werden. Die Fahrzeuge dieser Klasse sind überwiegend auflaufgebremst und werden in ▶ Abschn. 11.2 ausführlich behandelt. Die Klassen O<sub>3</sub> und O<sub>4</sub>, die hier beschrieben werden, sind in der Regel druckluftgebremst. Die Radbremsen und Bremsanlagen dieser Fahrzeuge weisen einige anhängerspezifische Merkmale auf.

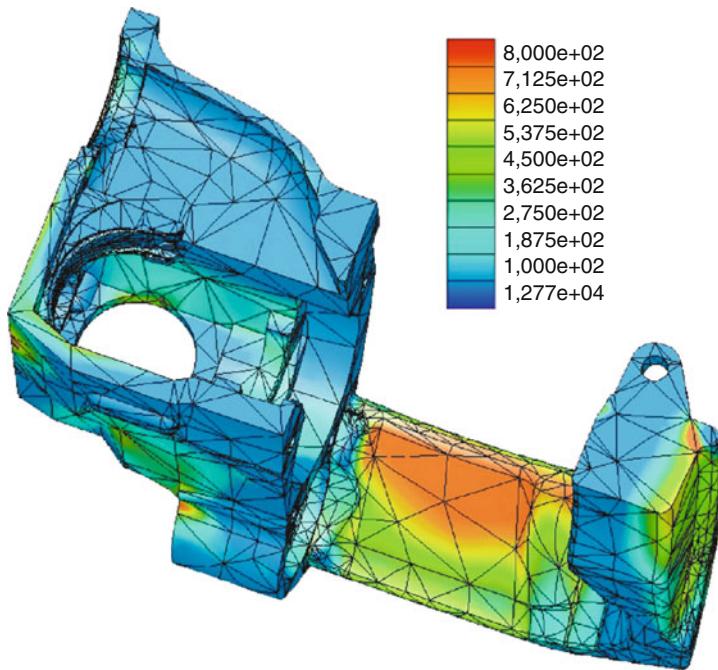
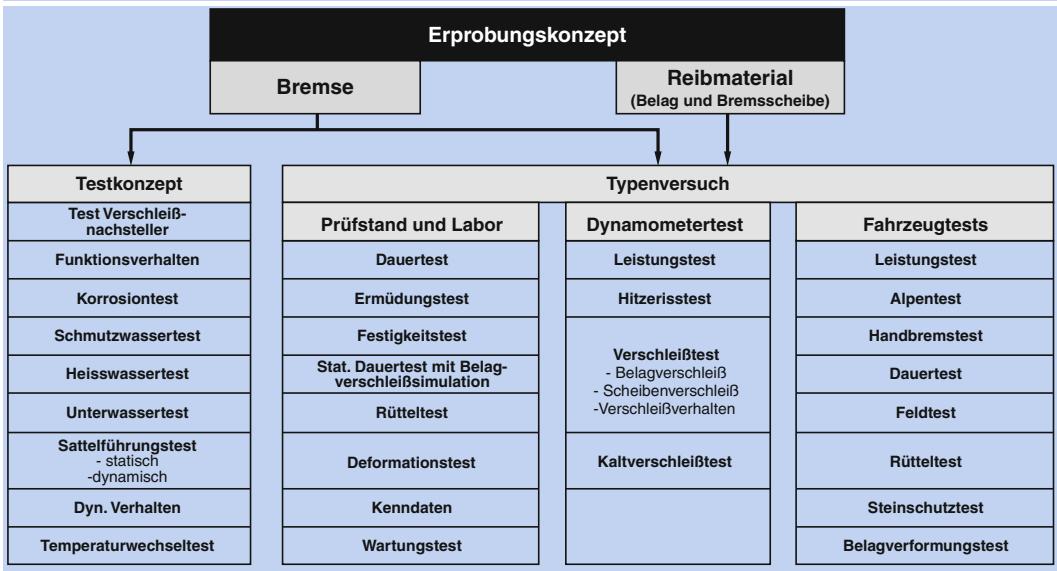


Abb. 9.27 Bauteilspannungen

■ Tabelle 9.3 Testprogramm



### 9.6.1 Anhängerspezifische Besonderheiten

Neben den bekannten Anforderungen wie niedriges Gewicht, Robustheit und geringe Kosten erfüllen die Anhängerbremsen auch die Forderungen nach extrem langen Wartungsintervallen und sehr hoher Lebensdauer, die durchaus bis zu 20 Jahre betragen kann. Dieser Anspruch wird durch eine einfache, aber ausgereifte Technik erfüllt.

#### Radbremsen

In Anhängefahrzeugen kommen Trommel- und Scheibenbremsen zum Einsatz. Während Trommelbremsen schon auf eine jahrzehntelange Historie blicken können, haben die Scheibenbremsen in diesem Marktsegment in den letzten Jahren eine bemerkenswerte Karriere gemacht.

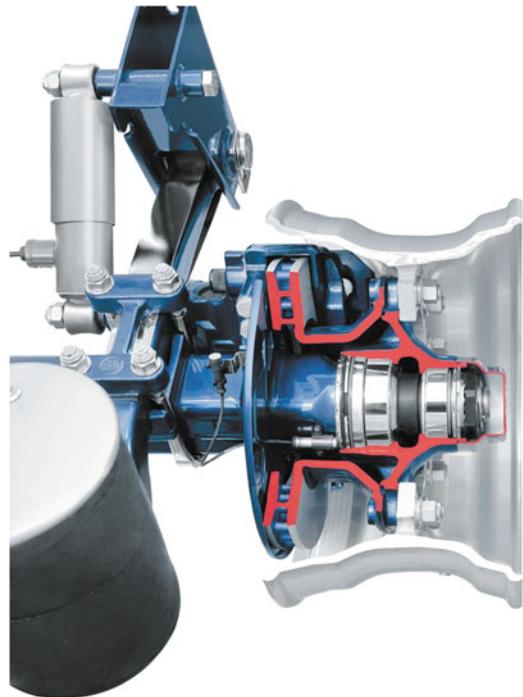
Die ersten serienreifen Anhängerachsen mit druckluftbetätigten Scheibenbremsen sind erst 1996 auf den Markt gekommen. Seitdem haben sie in Europa einen Marktanteil von deutlich über 50 %, in einigen Märkten sogar von 80 % erringen können. Die Scheibenbremsen verfügen über einen deutlich temperaturstabileren Reibwert und führen durch die schnellere Ansprechzeit zu kürzeren Bremswegen. Zudem besitzen sie im Gegensatz zu Trommelbremsen eine deutlich geringere und konstante Empfindlichkeit  $\varepsilon$ .

$$\varepsilon = \frac{dC^*}{d\mu} \quad (9.13)$$

Bei Scheibenbremsen ( $C^* = 2 \cdot \mu$ ) beträgt die Empfindlichkeit  $\varepsilon = 2$ , bei Trommelbremsen ist sie stark von der Bauart abhängig, wegen der Selbstverstärkung jedoch erheblich größer als 2 (s. auch ▶ Abschn. 6.2.3 und ▶ Abschn. 7.2). Reibwertunterschiede wirken sich daher bei Scheibenbremsen in geringerem Maß auf die Bremskraft aus. Bremskraftunterschiede zwischen rechter und linker Seite werden verringert.

Die im Anhänger verwendeten Scheibenbremsen sind vom Aufbau her aus den Zugfahrzeugen bekannt und identisch mit den in ▶ Abschn. 9.2 beschriebenen Konstruktionen (siehe z. B. auch □ Abb. 9.28).

Als Trommelbremse kommen fast ausschließlich druckluftbetätigtes S-Nockenbremsen zum Ein-



□ Abb. 9.28 Scheibenbremsachse, Schnitt

satz, □ Abb. 9.29. Die Verwendung von Spreizhebel- oder Flachnockenbremsen beschränkt sich in der Regel auf den Agrarbereich sowie PKW-Anhänger. Diese Bremsen sind dann mitunter auch hydraulisch betätigt.

Der wesentliche Vorteil der S-Nockenbremse gegenüber anderen Trommelbremsbauarten besteht darin, ein erheblich größeres Belagverschleißvolumen unterbringen zu können.

Die Kontur des Nockens ist als Evolente ausgeführt, sodass das Verhältnis von Nockendrehwinkel zu Backenspreizung unabhängig vom Verschleißzustand der Bremse immer konstant bleibt.

In der Phase der Entwicklung und Auslegung einer solchen Bremse kann die zu erwartende Bremswirkung im Vorfeld berechnet werden. Dazu dient der Bremsenkennwert  $C$  als Quotient aus Umfangskraft und Spannkraft:

$$C^* = \frac{F_U}{F_{Sp}} \quad (9.14)$$

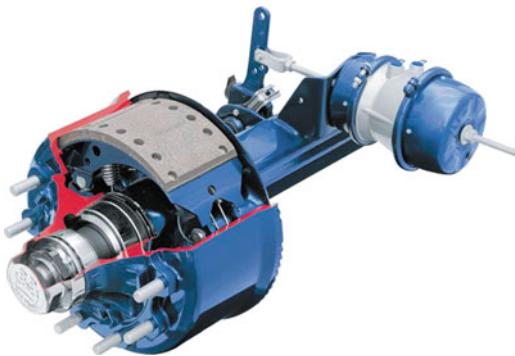


Abb. 9.29 Trommelbremsachse, Schnitt

Die für Bremsen mit schwimmender Zuspannung (Spreizhebel- und Hydraulikbremsen) gelende Formel, mit der der Kennwert als Summe der Einzelkennwerte  $C_1^*$  (auflaufende Backe) und  $C_2^*$  (ablaufende Backe) bestimmt wird, kann hier nicht zur Anwendung kommen. Für Drehbackenbremsen mit starrer Zuspannung (Drehpunkt der Nockenwelle ist fix), gilt nach [1] folgende Formel:

$$C^* = \frac{2 \cdot (1 + z)}{\left(\frac{1}{C_1^*} + \frac{z}{C_2^*}\right)} \quad (9.15)$$

mit

$$z = \frac{h + e}{h - e} \quad (9.16)$$

Dabei sind  $a$ ,  $c$ ,  $h$ ,  $r$ ,  $e$  und  $\alpha$  die Stichmaße der Bremse nach Abb. 9.30 und  $\mu$  der Belagreibwert.

Die Einzelkennwerte der Bremsbacken errechnen sich zu

$$C_{1,2}^* = \frac{\mu \cdot h}{K_1 \cdot a_0 \mp r \cdot \mu} \quad (9.17)$$

mit

$$K_1 = \frac{\sin(\alpha) + \alpha}{4 \cdot \sin\left(\frac{1}{2}\alpha\right)} \quad (9.18)$$

und

$$a_0 = \sqrt{a^2 + c^2} \quad (9.19)$$

Der Kennwert der einzelnen Backen ist abhängig vom Reibwert  $\mu$  und dem Term  $K_1 \cdot a_0 \mp r \cdot \mu$  im

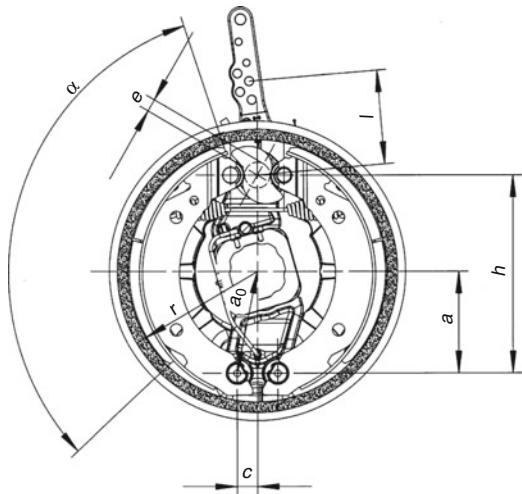


Abb. 9.30 Stichmaße der Trommelbremse

Nenner. Dieser Ausdruck kann im Falle der auflaufenden Backe sogar zu Null werden. Der Kennwert der Backe geht gegen unendlich, die Bremse neigt zur Selbsthemmung und blockiert bei der kleinsten Betätigung. Dies tritt ein bei

$$\mu = \frac{K_1 \cdot a_0}{r} \quad (9.20)$$

Mit dem Kennwert  $C^*$  und dem Bremsenfaktor  $B_F$

$$B_F = \frac{M_B}{M_{\text{Hebel}}} = \frac{\eta \cdot C^* \cdot r}{2 \cdot e} \quad (9.21)$$

dem Bremsmoment  $M_B$  als Produkt aus Bremskraft  $F_B$  und Reifenradius  $r_{\text{eff}}$

$$M_B = F_B \cdot r_{\text{eff}} \quad (9.22)$$

und dem Nockenmoment  $M_{\text{Hebel}}$  als Produkt aus Zylinderkraft  $F_{\text{Zyl}}$  und der Hebellänge  $l$

$$M_{\text{Hebel}} = F_{\text{Zyl}} \cdot l = (K_2 \cdot p_{\text{Zyl}} - K_3) \cdot l \quad (9.23)$$

sowie dem Wirkungsgrad  $\eta$  der Bremse lässt sich die Abbremsung des Fahrzeuges  $z$  als Quotient aus Bremskraft  $F_B$  und Gewichtskraft  $F_G$  des Fahrzeuges errechnen:

$$z = \frac{F_B}{F_G} = \frac{\eta \cdot C^* \cdot r \cdot (K_2 \cdot p_{\text{Zyl}} - K_3) \cdot l}{r_{\text{eff}} \cdot F_G \cdot 2 \cdot e} \quad (9.24)$$

## 9.6 · Anhängerbremsen

Dabei sind  $K_2$  und  $K_3$  zylinderspezifische Kennwerte, mit denen sich die Kraftabgabe  $F_{Zyl}$  in Abhängigkeit vom Druck  $p_{Zyl}$  bestimmen lässt.

### Nachstellung

Für alle Anhängefahrzeuge über 3,5 t Gesamtgewicht gehört mittlerweile die automatische Verschleißnachstellung der Bremsen zur Pflichtausstattung.

Bei Scheibenbremsen ist diese Nachstellung integriert (► Abschn. 9.2.2), bei Trommelbremsen wird diese Forderung durch automatische Gestängesteller (► Abb. 9.31) realisiert. Hier wird ein innerer Schneckentrieb zur Verdrehung der Nockenwelle relativ zum Hebel des Gestängestellers benutzt.

Die heute gebräuchlichen Systeme arbeiten entweder nach dem Weg- oder dem Kraftsystem. Bei dem ersten Prinzip wird die Verdrehung der Nockenwelle, beim zweiten das Lüftspiel ermittelt. Der innere Aufbau eines Gestängestellers ist exemplarisch in ► Abb. 9.32 gezeigt.

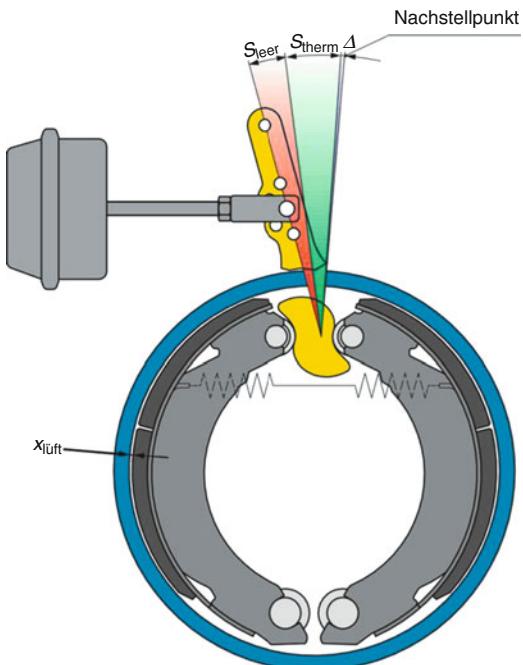
Bremsbeläge und Bremstrommeln sind Verschleißteile. Mit abnehmender Materialdicke wächst der Zylinderhub um den Wert ( $\Delta$ ), was eine größere Drehung der Bremsnockenwelle verursacht. Bei Überschreitung eines Grenzwertes sorgt die Nachstellautomatik des automatischen Gestängestellers für eine entsprechende Nachstellung (► Abb. 9.33)



► Abb. 9.31 Gestängesteller einer Trommelbremsachse



► Abb. 9.32 Gestängesteller, Schnitt



► Abb. 9.33 Das Prinzip der automatischen Nachstellung

Der Bremszylinderhub wird somit stets im gleichen, optimalen Wirkungsbereich gehalten. Der Nachstellhub ist so ausgelegt, dass selbst bei größerer Elastizität und Wärmeausdehnung ( $s_{\text{therm}}$ ) immer ein ausreichender Leerhub ( $s_{\text{leer}}$ ) zur Überwindung des Lüftspiels ( $x_{\text{lüft}}$ ) vorhanden ist.

## 9.6.2 Anhängerspezifische Vorschriften

Kein Bereich der Fahrzeuge ist so von Vorschriften und Gesetzen durchzogen wie der der Bremsen und Bremsanlagen. Dieser Tatsache wird mit dem eigenen ▶ Kap. 33 Regelwerke und Prüfverfahren Rechnung getragen. Viele der Vorschriften wurden dabei speziell für den Anhängerbereich geschaffen.

9

### Zulassung von Anhängern

Schon die Zulassung von Anhängern unterscheidet sich von der bei Kraftfahrzeugen. Neben der gebräuchlichen Form der Typgenehmigung gibt es grundsätzlich auch die Möglichkeit der Einzelabnahme. Dieser bei Zugfahrzeugen eher seltene Weg wird bei Anhängern häufig genutzt.

Bei der Typgenehmigung wird ein Referenzfahrzeug auf Gesetzmäßigkeit geprüft. Diese Vorgehensweise ist entsprechend aufwändig und teuer. Dafür ist es anschließend möglich, eine unbegrenzte Zahl von Fahrzeugen dieses Typs ohne gesonderte Zulassung herzustellen.

Die Einzelabnahme wird vom örtlichen Technischen Dienst durchgeführt und gilt nur für dieses eine Fahrzeug. Für die Anhängerhersteller, die nur begrenzte Stückzahlen oder spezielle Sonderanfertigungen vertreiben, bietet sich diese Möglichkeit an. Die Vorschriftemäßigkeit einzelner Teile der Fahrzeuge wie Räder, ABV, Bremsanlage, Bremszylinder und Bremsen wird durch spezielle Gutachten nachgewiesen.

### Gutachten für Anhängerbremsen

Bei der Erstellung der Bremsengutachten wird bei dem beauftragten Technischen Dienst eine Referenzachse des Achsenherstellers auf die Erfüllung der Heißbremsforderungen (Fading) hin überprüft. Des Weiteren wird der Bremsenfaktor  $B_F$  und die korrekte Funktion der Nachstellung bescheinigt.

Die Bremsen müssen je nach Fahrzeugkategorie verschiedene Heißbremsprüfungen bestehen. Anhänger der Kategorie O<sub>3</sub> werden der Typ I oder Typ III, Fahrzeuge der Klasse O<sub>4</sub> einer Typ III Prüfung unterzogen (siehe auch ▶ Abschn. 34.4.2).

Die im Gutachten bestätigten Daten wie Bremsenfaktor, Restbremskraft, Kolbenhub, Nockenmoment, sowie der geprüfte Reifenradius gehen in die Bremsberechnung ein. Das der Zulassung zugrunde liegende Bremsengutachten ist auf dem Typschild der Achse vermerkt und Bestandteil der Fahrzeugzulassung.

## 9.6.3 Anhängerspezifische Bremsanlagen

Die Vielzahl verschiedenster Einsatzfälle und Bauformen von Anhängern hat zu einer hohen Flexibilität der Bremsen und Druckluftanlagen geführt.

### Bremsberechnungen für Fahrzeugabnahmen

Die Achsen für Anhängefahrzeuge werden zu einem Zeitpunkt produziert, an dem der spätere Einsatzfall noch nicht bekannt ist. Mit Hilfe von fahrzeugspezifischen Bremsberechnungen werden die Bremsanlagen definiert und die Bestückung der Bremsen festgelegt. Die Bestückung einer pneumatisch betätigten Bremse beschreibt, welcher Zylinder an welcher Hebellänge montiert wird. Somit wird die Bremsleistung der Achsen bestimmt. Die Einflussfaktoren hierfür sind:

- Art des Fahrzeuges
- Bremsen
- Reifen
- Achslasten
- Fahrzeugabmessungen.

Darüber hinaus sind besondere Einsatzbedingungen, länderspezifische Eigenheiten und Kundenwünsche zu berücksichtigen. Neben der Festlegung von Bestückung und Ventil-Einstelldaten erfüllt die Bremsberechnung noch einen weiteren Zweck. Der Fahrzeughersteller erhält mit dem Ausdruck eine Bestätigung darüber, dass die Fahrzeugausrüstung unter Berücksichtigung der vorliegenden Bremsengutachten die gesetzlichen Vorschriften erfüllt. Aus

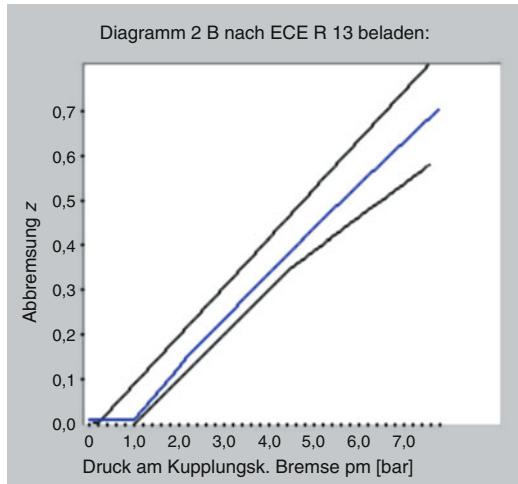


Abb. 9.34 Kompatibilitätsband Anhänger (schwarz) mit Abbremsungsverlauf (blau)

diesem Grund ist die Bremsberechnung ebenfalls ein Bestandteil der Fahrzeugzulassung.

Einer der wichtigsten Nachweise ist die Erfüllung der „Kompatibilitätsbänder“ (s. auch ► Abb. 34.4.3). In den Diagrammen mit den dazugehörigen Toleranzbändern wird die Abbremsung  $z$  des Fahrzeugs im beladenen und leeren Zustand über den Kupplungskopfdruck  $p_m$  aufgetragen (► Abb. 9.34). Zur Bestimmung der Abbremsungskurve werden alle Ventile incl. der Einstellungen sowie die Ansprechdrücke von Zylinder und Bremse berücksichtigt. Die Gesamtabbremsung des Fahrzeuges wird schließlich mit Hilfe von Bremsenfaktor  $B_F$  und dynamischem Reifenhalbmesser  $r_{\text{eff}}$  errechnet. Für Fahrzeuge mit Automatischen Blockierverhinderern (ABV) ist der Nachweis des Bandes für den leeren Zustand nicht vorgeschrieben.

Die Kompatibilitätsbänder für Deichselanhänger sind fix und identisch mit denen der entsprechenden Zugfahrzeuge. Die Bänder für Zentralachsanhänger werden durch Multiplikation der Deichselanhänger-Bänder mit dem Faktor 0,95 gewonnen. Damit wird der dynamischen Gewichtsverlagerung der Zentralachsanhänger auf das Zugfahrzeug beim Bremsen Rechnung getragen.

Die Kompatibilitätsbänder für Sattelaufleger werden durch Multiplikation eines speziellen Ba-

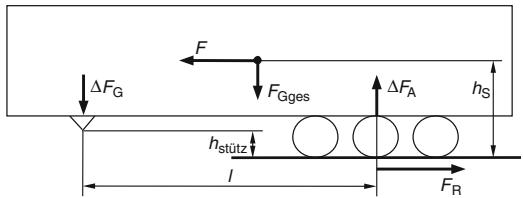


Abb. 9.35 Achslastverlagerung eines Sattelanhängers

sisbandes mit entsprechenden Korrekturfaktoren bestimmt. Hiermit wird die spezifische Verlagerung unterschiedlicher Aufliegerbauarten auf das Zugfahrzeug beim Bremsen berücksichtigt. In die Berechnung der Korrekturfaktoren gehen in erster Linie die Länge und die Schwerpunkthöhe des Sattelanhängers ein, ► Abb. 9.35.

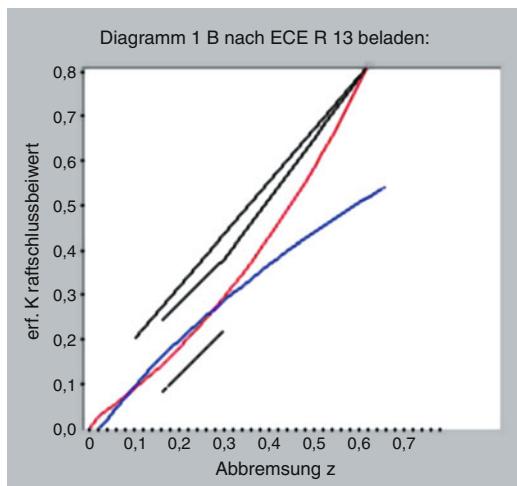
Die Gewichtsverlagerung auf das Zugfahrzeug während des Bremsvorganges nimmt mit der Schwerpunkthöhe zu und mit der Fahrzeulgänge ab. Die hieraus resultierende Entlastung der Anhängerachsen führt zu einer erhöhten Blockierneigung, sodass die Bremsleistung dementsprechend niedriger ausgelegt werden muss.

Die Verlagerung eines Sattelanhängers lässt sich wie folgt berechnen:

$$\Delta F_G = \frac{1}{l} [z \cdot F_{G,\text{ges}} \cdot (h_S - h_{\text{stütz}}) + F_R \cdot h_{\text{stütz}}] \quad (9.25)$$

Eine weitere zu überprüfende Vorschrift betrifft das Kraftschlussbeiwertdiagramm. Diese, nur für Deichselanhänger relevante Vorschrift verlangt, dass die Vorderachse vor der Hinterachse blockiert. Diese Forderung soll das Ausbrechen der Anhänger durch Schleudern verhindern. Sie gilt ebenfalls als erfüllt, wenn sich die Kraftschlussbeiwertkurven beider Achsen in dem in ► Abb. 9.36 gezeigten Korridor befinden. Auch diese Forderung ist für mit ABV ausgerüstete Fahrzeuge nicht bindend.

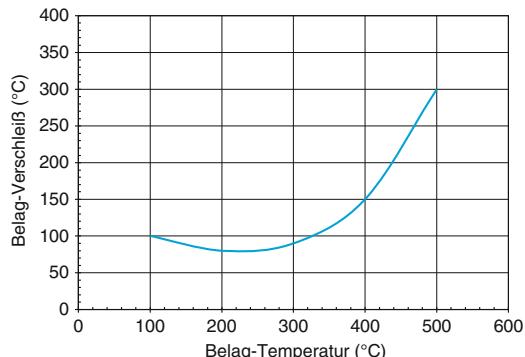
Da die übertragbare Bremskraft der Vorderachse beim Bremsen größer als die der Hinterachse ist, wird die Vorderachse höher bestückt. Um die Vielzahl der zu bevorratenden Ersatzteile zu minimieren, finden vorne und hinten gleiche Bremsen Verwendung. Weil die Bremsen beim Belagwechsel möglichst gleich abgenutzt sein sollen, wird



**Abb. 9.36** Kraftschlussbeiwertkorridor für Drehschemelanhänger (schwarz) mit Kraftschlussverläufen von Vorderachse (blau) und Hinterachse (rot)

die Bremsanlage so ausgelegt, dass die Vorderachse bei Anpassungsbremsungen im niedrigen Druckbereich zurückgehalten wird. Dies wird bei konventionellen Anlagen mit Rückhalteventilen erreicht. Bei EBS Anlagen erfolgt der Ausgleich elektronisch durch unterschiedliche Drücke in den Zylindern (Zur Berechnung der dynamischen Radlaständerungen siehe auch ▶ Kap. 8).

Da für alle Anhänger > 3,5 t ABV vorgeschrieben ist, braucht nur das Kompatibilitätsband im beladenen Zustand eingehalten zu werden.



**Abb. 9.38** Bremsbelagverschleiß in Abhängigkeit von der Bremsentemperatur

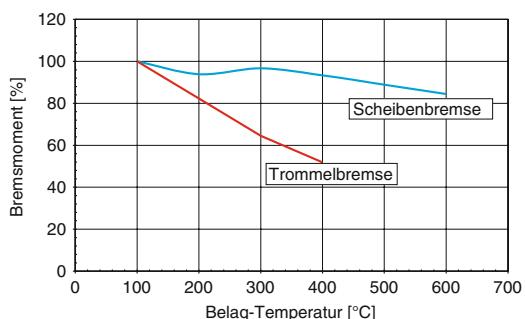
Ebenso ist die Erfüllung der vorgeschriebenen Restbremswirkung im heißen Zustand nachzuweisen (siehe ▶ Abb. 9.37, ▶ Abb. 9.38). Dabei wird von der im Gutachten geprüften Referenzachse auf die im Fahrzeug verbaute zurückgeschlossen. Die erwartete Restbremswirkung kann den Vorschriften der ECE R13, Annex 11, Appendix 2, § 4.3.1.4 entnommen werden.

Die hier ermittelte Bremskraft darf eine Abbremsung von 36 % (Typ I) bzw. 40 % (Typ III) nicht unterschreiten.

### Feststellbremswirkung

In den meisten Bremsberechnungen wird auch die Bremswirkung der Feststellbremse nachgewiesen. Ein Fahrzeug muss am 18 % Hang abgestellt werden können, ohne wegzurutschen.

Dabei ist gerade bei Sattelaufiegern die Entlastung der Achsen durch den vorderen Überhang beim Abstellen auf den Sattelstützen zu beachten. Da die Räder gerade beim Abstellen bergab wegrutschen können, ist eine Ausrüstung mit Federspeicherzylindern an zwei von drei Achsen unumgänglich.



**Abb. 9.37** Fadingverlauf von Scheibenbremse (blau) und Trommelbremse (rot)

### 9.7 Kompatibilität in Zügen

Bei der Kombination von Zugfahrzeugen und Anhängern ist das Zusammenspiel der einzelnen Fahrzeuge gerade im Bezug auf die Bremsen enorm wichtig (▶ Abb. 9.39).



■ Abb. 9.39 Road Train

### 9.7.1 Gesetzgebung

Eine ausgewogene Verteilung der Bremsarbeit zwischen Zugfahrzeug und Anhänger muss vor allem aus zwei Gründen angestrebt werden:

1. Sicherheit. Bei hoher Temperaturlastbelastung (Fading) lässt die Bremsleistung spürbar nach. Wenn eines der Fahrzeuge bereits im normalen Straßenverkehr ständig stärker belastet wird, kann im Notbremsfall gerade diese Bremswirkung fehlen. Eine ausgeglichene Temperaturverteilung auf alle Bremsen erwirkt den kürzesten Bremsweg.
2. Verschleiß. Der Verschleiß von Bremsbelägen und Bremsscheiben nimmt mit steigender Temperatur überproportional zu. Eine ständig unter hoher Last laufende Bremse wird demnach extrem schnell abgenutzt. Auch wenn das andere Fahrzeug dementsprechend wenig verschleißt, ist hier der ausgewogen bremsende Zug der wirtschaftlichste.

Aus diesen Gründen hat der Gesetzgeber die Erfüllung der Kompatibilitätsbänder vorgeschrieben.

### 9.7.2 Zugabstimmung

Auch bei Erfüllung der theoretischen Kompatibilitätsbänder ist ein Harmonieren der Einzelfahrzeuge in der Praxis nicht immer gegeben.

Dann ist es bei konventionellen Bremsanlagen möglich, durch eine Zugabstimmung eine optimale Verteilung der Bremsarbeit zu erreichen.

Dazu wird nach Messung der Bremskräfte aller Achsen auf dem Rollenprüfstand das Ansprechverhalten des Anhängers mit Hilfe der Voreilung korrigiert.

Ziel hierbei ist es, bei Bremsungen unter  $p_m = 2 \text{ bar}$  eine möglichst gute Übereinstimmung der Bremskräfte zu erreichen. In diesem Druckbereich passieren über 90 % aller Bremsungen. Er ist daher der für Verschleiß und Aufheizung während Anpassungs- und Beharrungsbremsungen relevante Bereich.

Die Möglichkeit der Zugabstimmung wird bei Zugfahrzeugen mit elektronischer Koppelkraftregelung nicht mehr benötigt (s. auch ▶ Abschn. 8.5.3). Eine Manipulation durch Werkstattpersonal ist nicht vorgesehen. Die Verteilung der Bremsarbeit im Zug wird von der Elektronik erkannt und, wenn nötig, automatisch korrigiert.

### 9.7.3 Ursachen und Folgen unzureichender Kompatibilität

Als Ursache für mangelnde Kompatibilität kommt in erster Linie Unwissenheit bzw. Nachlässigkeit in Betracht. Dabei reicht das Spektrum von nicht durchgeföhrter Zugabstimmung bis zu nicht gesteckten EBS-Steckern. In diesem Fall geht das EBS in den Redundanzbetrieb, in dem auch bei Teilbeladung der ungeregelte Vorratsdruck in die Bremszylinder eingespeist wird.

Als Folgen daraus ergeben sich Verschleißprobleme bei dem höher belasteten Fahrzeug, aber auch unsichere Fahrzustände. Ein im Redundanzbetrieb laufendes EBS hat in der Regel weder ALB noch ABV und ist somit nicht verkehrssicher.

### Literatur

1. Koeßler, P.: Berechnung von Innenbacken-Bremsen für Kraftfahrzeuge, Vorabdruck aus dem Taschenbuch für den Auto-Ingenieur, Franck'sche Verlagshandlung W. Keller & Co., Stuttgart (1957)
2. UN-ECE: ECE-Regelung 13, Einheitliche Vorschriften für die Genehmigung von Fahrzeugen der Klassen M, N und O hinsichtlich der Bremsen, Änderung 11, Ergänzung 13, in Kraft seit 8.10. (2015)

# Bremsverhalten und Bremsen von Einspurfahrzeugen

*Christian Landerl, Helmut Köhler, Hans-Albert Wagner, Ralf Lewien,  
Gerd Vilsmeier, Gerrit Heyl und Stefan Fritschle*

## **10.1 Krafträder – 262**

- 10.1.1 Fahrdynamik von Einspurfahrzeugen – 262
- 10.1.2 Bremsverhalten von Einspurfahrzeugen – 264
- 10.1.3 Typische Fahrfehler beim Bremsen – 271
- 10.1.4 Bremssysteme von Einspurfahrzeugen – 272
- 10.1.5 Auslegung des Bremssystems – 280
- 10.1.6 Bremsregelsysteme – 287
- 10.1.7 Integralbremssysteme – 295
- 10.1.8 Brake by wire System – 299
- 10.1.9 Kurventaugliches ABS – 302

## **10.2 Fahrräder – 302**

- 10.2.1 Einführung – 302
- 10.2.2 Bremsverhalten von Fahrrädern – 302
- 10.2.3 Typische Fahrfehler beim Bremsen – 302
- 10.2.4 Bremssysteme von Fahrrädern – 303

## **Literatur – 310**

## 10.1 Krafträder

### 10.1.1 Fahrdynamik von Einspurfahrzeugen

Auf die Fahrdynamik von Einspurfahrzeugen soll hier nur soweit eingegangen werden, wie sie zur Erklärung deren Bremsverhaltens wichtig ist.

#### Stationäre Geradeausfahrt und Stabilität

Grundsätzlich ist das labile Gleichgewicht eines Zweirads systembedingt. Es werden klassischerweise drei Bereiche unterschieden:

- **bis ca. 20 km/h:**

Die Selbststabilisierungsmechanismen, vor allem hervorgerufen durch die Kreiselkräfte der Räder, sind noch gering. Der Fahrer muss versuchen das Kippmoment durch Lenken und Gewichtsverlagerung klein zu halten. Die Größe dieses Kippmoments hängt von der Fahrzeuggmasse und dem Abstand des Schwerpunktes zur Radaufstandsfläche ab.

- **von ca. 20–40 km/h:**

Übergangsphase mit Einsetzen der Selbststabilisierungsmechanismen.

- **über ca. 40 km/h:**

Die Kreisel- und Fliehkräfte dominieren. Lenkbewegungen und Gewichtsverlagerung werden nur eingesetzt, um die Fahrlinie zu ändern.

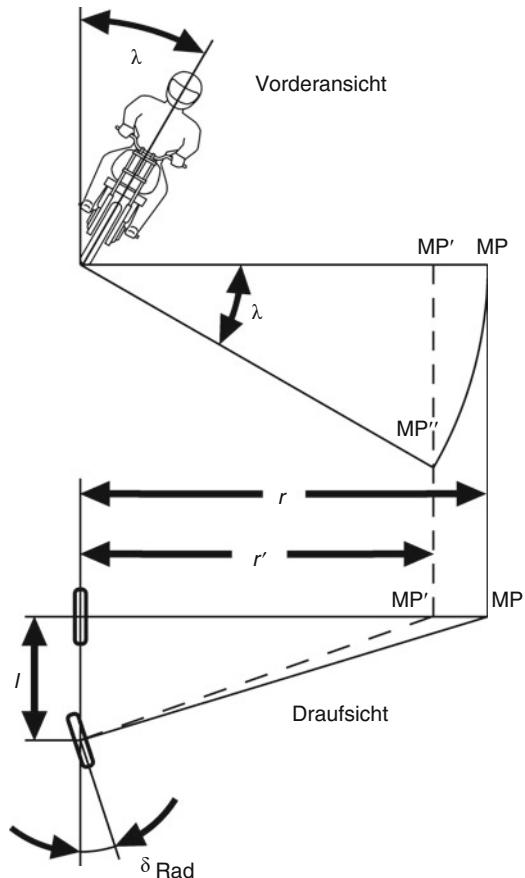
Die Übergänge zwischen diesen Bereichen sind fließend. Die angegebenen Geschwindigkeiten hängen stark von der Gesamtmasse, der Schwerpunktlage, den rotierenden Einzelmassen und der geometrischen Grundauslegung des Motorrads ab.

Blockiert das Vorderrad, so reduziert sich durch den schlagartigen Verlust der Kreiselkräfte auch die Fahrstabilität.

#### Stationäre Kurvenfahrt

Schon bei stationärer Kurvenfahrt überlagern sich Lenkwinkel, Rollwinkel und Schräglauftwinkel.

An einem vereinfachten Zweiradmodell sollen die geometrischen Zusammenhänge stufenweise veranschaulicht werden, **Abb. 10.1**.



**Abb. 10.1** Schräglauffreie, stationäre Kurvenfahrt (nach Bayer, 1985)

Geht man von einem kippstabilen Einspurmodell aus („halbierter“ Pkw), so ergibt sich bei schräglauffreier, stationärer Fahrt die dargestellte Zuordnung der Stellung der Fahrzeugräder zum Kurvenmittelpunkt (durchgezogene Linien, Fahrt um Punkt MP mit Kurvenradius  $r$ ). Für den so genannten Ackermann-Winkel gilt dabei:

$$\delta = \arctan 1/r \quad (10.1)$$

Da die Resultierende aus Fliehkraft und Gewichtskraft beim Zweirad durch den Radaufstandspunkt gehen muss, entsteht eine systembedingt notwendige Schräglage beim Befahren von Kurven. Aus dieser resultiert eine Verlagerung des Kurvenmittelpunkts unter die Straßenoberfläche, da der

## 10.1 • Krafträder

Radienstrahl im Radaufstandspunkt senkrecht auf der Raddrehebene des zur Schräglagen- und Radendefinition herangezogenen Hinterrads steht (bei ideal schmalem Reifen). Dieser hier MP" genannte Punkt ergibt, projiziert auf die Fahrbahnoberfläche, den wahren Kurvenmittelpunkt MP' als Momen-tanpol der Fahrzeuggierdrehung in der x-y-Ebene,

Abb. 10.1.

Bedingt durch die Reifenbreite wandert der Reifenaufstandspunkt um den Betrag  $m$  aus der Reifensymmetrieebene in Richtung Kurvenzentrum, Abb. 10.2. Zur Erreichung der stationären Kurvenfahrt ist das Einstellen eines reifenbreitenbedingten Zusatzrollwinkels  $\lambda'$  erforderlich.

$$\lambda' = \arcsin \frac{r \cdot \sin \lambda_{\text{th}}}{h_S - r} \quad (10.2)$$

$$\lambda_{\text{ges}} = \lambda_m + \lambda' \quad (10.3)$$

mit:  $\lambda_{\text{ges}}$  = geometrischer Gesamtrollwinkel zur Fahrbahn;  $\lambda_{\text{th}}$  = physikalisch wirksamer Rollwinkel.

Der Zusatzrollwinkel  $\lambda'$  eines Kraftrads richtet sich also maßgeblich nach

- dem physikalisch wirksamen Rollwinkel,
- der Schwerpunkthöhe,
- der Reifenbreite, den Reifendaten (z. B. Reifenkontur).

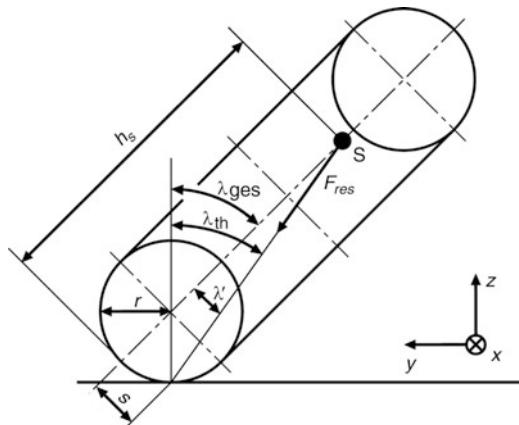


Abb. 10.2 Einfluss der Reifenbreite (nach Weidele, 1989)

## Kräftegleichgewicht und Rollwinkel

Die stationäre Kurvenfahrt zeichnet sich dadurch aus, dass die Resultierende aller im Schwerpunkt angreifenden Kräfte in der Ebene liegt, die vom Schwerpunkt und der Radaufstandslinie aufgespannt wird. Diese Ebene weicht aufgrund der Radaufstandspunktwanderung bei Kurvenfahrt von der Fahrzeugsymmetrieebene ab. Kreiselkräfte werden in dieser Betrachtung vernachlässigt. Bei den im Schwerpunkt angreifenden Kräften handelt es sich um Gewichtskraft, Fliehkraft und Brems- oder Beschleunigungsmassenkraft. Bei der geringsten Störung dieses Gleichgewichts in  $y$ -Richtung kippt das Motorrad um die Verbindungslinie zwischen vor-derem und hinterem Kraftmittelpunkt im Reifelatsch, Abb. 10.3. Es gilt (unter Vernachlässigung von Kreiselkräften):

$$\tan \lambda = \frac{F_F}{F_G} = \frac{v^2}{r \cdot g} \quad (10.4)$$

$$\lambda = \arctan \frac{v^2}{r \cdot g} \quad (10.5)$$

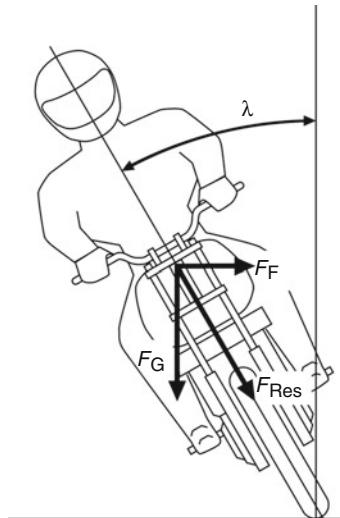


Abb. 10.3 Kräftegleichgewicht und Rollwinkel (nach Breuer, 2000)

## 10.1.2 Bremsverhalten von Einspurfahrzeugen

### Fahrdynamische Grundlagen des Bremsvorganges

Anders als beim Pkw wird bei vielen Motorrädern die Bremskraftverteilung vom Fahrer vorgenommen. So ist eine reine Vorder- oder Hinterradbremseung sowie eine kombinierte Bremsung möglich. Moderne Regelsysteme nehmen dem Fahrer diese oft knifflige Aufgabe ab und erzielen sehr sicher hohe Verzögerungswerte. Die physikalischen und geometrischen Grundlagen gelten aber für geregelte und ungeregelte Bremsysteme gleichermaßen.

Die maximale Bremskraft wird durch die statische Radlastverteilung, den Radstand, die Schwerpunktshöhe sowie den Reibbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn bestimmt.

Die statischen Radlasten errechnen sich aus der Schwerpunktlage in Längsrichtung und der Fahrbahnneigung.

Die dynamische Radlastverlagerung dagegen aus der Schwerpunktshöhe, dem Radstand und der Massenträgheitskraft, die der negativen Bremskraft entspricht:

$$F_B = (F_N \pm \Delta F) \cdot \mu \quad (10.6)$$

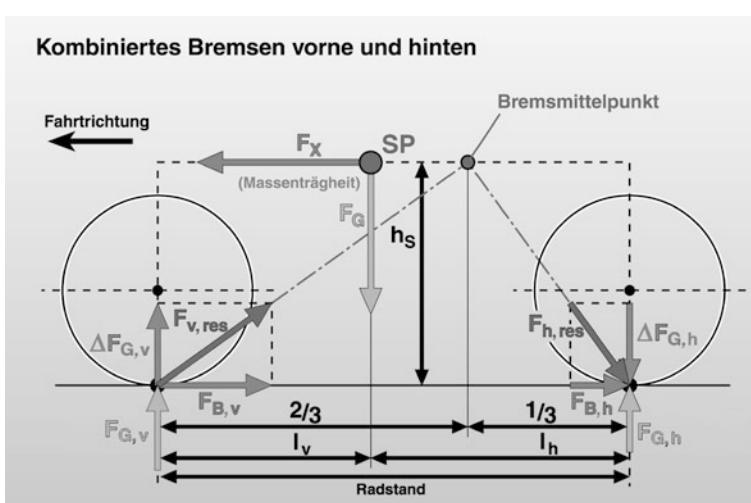
Die an den Radaufstandspunkten wirkenden Bremskräfte  $F_{B,v}$  und  $F_{B,h}$  bilden zusammen mit der dynamischen Radlastverlagerung  $\Delta F_{G,v}$  und  $\Delta F_{G,h}$ , und der im Schwerpunkt angreifenden Massenträgheitskraft  $F_X$  ein Kräftegleichgewicht. Die Voraussetzung für dieses Kräftegleichgewicht ist, dass sich die Wirkungslinien der Resultierenden in einem Punkt schneiden. Dieser Punkt wird als Bremsmittelpunkt bezeichnet.

Nachdem beim Motorrad jeder Bremsfall auch einzeln auftreten kann, sollen in den folgenden drei Kräfteplänen die kombinierte Bremsung sowie die reine Hinterradbremseung, dargestellt werden.

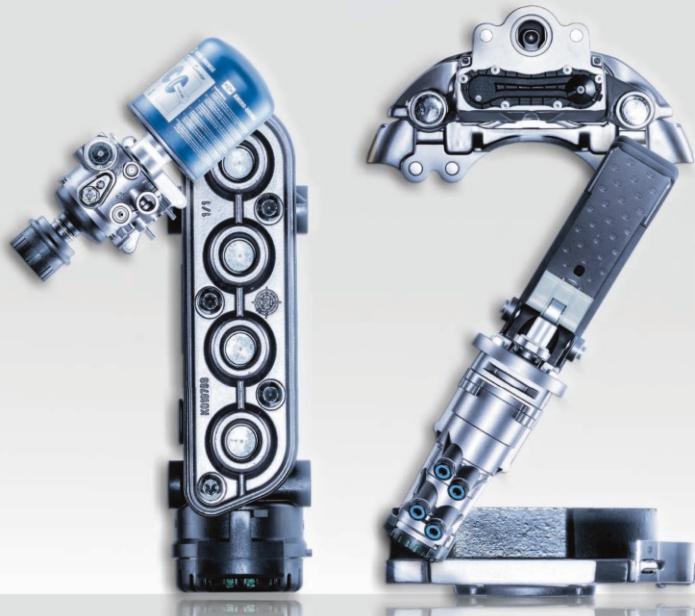
Kombiniertes Bremsen vorne und hinten:

Die kombinierte Bremsung stellt den Standardbremsvorgang dar, [Abb. 10.4](#). Bei hohen Verzögerungswerten verschiebt sich dieser Bremsvorgang in Richtung reine Vorderradbremseung. Bei reibbeiwertbedingten niedrigen Verzögerungswerten wandert die Bremskraftverteilung mehr Richtung Hinterrad. Der Grenzfall ist hier das Blockieren eines der beiden Räder.

Der horizontale Abstand des Bremsmittelpunktes zum Vorderrad verhält sich proportional zur Bremskraftverteilung, und liegt auf Höhe des Schwerpunktes.



[Abb. 10.4](#) Bremsen vorne und hinten



# Danke.

**DER 12. SIEG IN SERIE.** Auf der Straße müssen sich unsere Qualitäts-Bremssysteme bewähren. Deshalb freut es uns besonders, wenn wir eine Auszeichnung von denjenigen Menschen bekommen, die täglich mit unseren Systemen unterwegs sind: von Ihnen! Zum 12. Mal in Folge haben wir es auf das Siegerpodest geschafft und sind als Beste Marke im Nutzfahrzeugsegment in der Kategorie Bremse ausgezeichnet worden. Danke! | [www.knorr-bremseCVS.com](http://www.knorr-bremseCVS.com) |



**KNORR-BREMSE**





## Bremsen am Berg

Bei steiler Bergabfahrt verschiebt sich die statische Radlast deutlich nach vorne. Für den Bremsvorgang bedeutet dies, dass sich die mögliche Bremskraft hinten nochmals reduziert. Zusätzlich wirkt auch noch die Hangabtriebskraft gegen die Bremskraft.

Bei der steilen Bergauffahrt kehrt sich das Bremsverhalten nahezu um. Die Hangabtriebskraft wirkt in Richtung der Bremskraft. Durch die höhere statische Hinterradlast steigt auch die mögliche Bremskraft.

Wird am Berg angehalten, so kann das Fahrzeug oft nur mit der Hinterradbremse gehalten werden. Bei ausschließlicher Bremsung vorne würde das Vorderrad abrutschen.

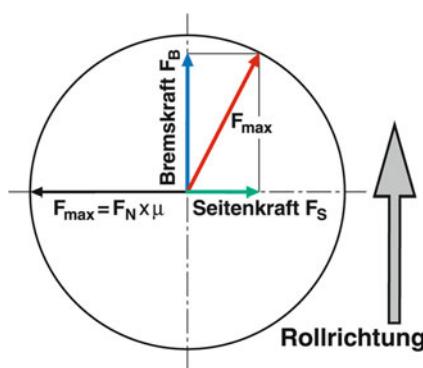
Dieser Fall tritt ein, wenn die Hangabtriebskraft größer ist als die übertragbare vordere Bremskraft und ist vor allem bei niedrigen Reibbeiwerten z. B. im Geländefahren zu beobachten.

### Einfluss der Reibpaarung Reifen/Fahrbahn

Der Reibbeiwert  $\mu$  ist für die maximal übertragbare Kraft zwischen Reifen und Fahrbahn entscheidend und errechnet sich aus der Formel:

$$F_{\max} = \mu \cdot F_N \quad (10.7)$$

Im normalen Fahrbetrieb überlagern sich Längs- und Seitenkräfte. Der Betrag dieser maximal übertragbaren Einzelkräfte liegt dabei höher als deren Summe. Sie können mittels des so genannten „Kamm'schen Kreises“ ermittelt werden, [Abb. 10.5](#).



[Abb. 10.5](#) Kamm'scher Kreis ( $F_{\max} = \sqrt{F_B^2 + F_S^2}$ )

Der Reifen hat am Radaufstandspunkt einen mehr oder weniger großen Latsch. Die Größe und die Form dieses Latsches sind abhängig von Radlast, Reifenbreite, Karkassensteifigkeit und Luftdruck. Rollt der Reifen ab, ist aufgrund dieses Latsches der momentane Abrollradius kleiner als der aus dem unbelasteten Reifenumfang errechnete Radius. Um dies auszugleichen, muss sich der Reifen im Latsch verzwängen bzw. gleiten, was allgemein als Schlupf bezeichnet wird.

Muss der Reifen zusätzlich Seitenkraft übertragen, dann weicht das Rad aufgrund dieses Schlupfes aus und läuft „schräg“. Die sich einstellende Ausweichrichtung wird als Schräglaufwinkel  $\alpha$  bezeichnet.

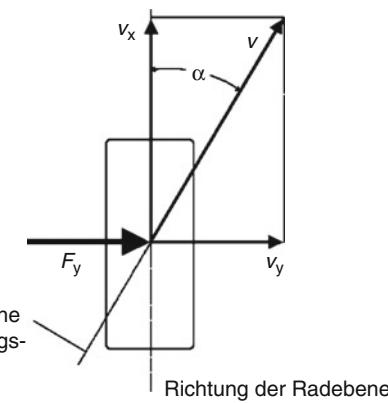
Seitenkräfte können sowohl durch Schräglauft (Schräglauftseitenkraft) als auch durch Sturz des Reifens zur Fahrbahn (Sturzseitenkraft) hervorgerufen werden, [Abb. 10.6](#).

## Ideale und reale Bremskraftverteilung

Als ideale Bremskraftverteilung bezeichnet man die optimale Ausnutzung des Bremsvermögens eines Fahrzeugs in Abhängigkeit vom Reibbeiwert  $\mu$ . Bei hohem Reibbeiwert mit dem Grenzfall Hinterradabheben ist die ideale Bremskraftverteilung v/h 100/0 [%].

### Einfluss der Fahrwerksgeometrie

Die fahrdynamischen Grundlagen des Bremsvorgangs sind allgemeingültig und nicht vom gewählten



[Abb. 10.6](#) Seitenkraft durch Schräglauft (Bill, 2000)

ten Fahrwerkskonzept abhängig. Die Aufgabe der Fahrwerksauslegung ist es, die auftretenden Kräfte möglichst gezielt in die Struktur einzuleiten. Ein Auslegungskriterium ist hierbei der Bremsnickausgleich.

### Bremsnickausgleich

Um den Anforderungen bzgl. Fahrsicherheit und Fahrkomfort gerecht zu werden, haben fast alle Motorräder Radfederungssysteme. Nachdem beim Bremsen eine Radlaständerung auftritt, wird das Fahrzeug u. a. von der jeweiligen Radfederrate vorne eintauchen und hinten ausfedern.

Dieser Vorgang wird im Allgemeinen als Bremsnicken bezeichnet. Durch dieses Bremsnicken treten folgende unerwünschte Effekte auf:

- Der Federweg wird aufgebraucht und steht damit für Fahrbahnnebenheiten nur mehr begrenzt zur Verfügung.
- Es entstehen dynamische Kraftspitzen durch die Beschleunigungen der Aufbaumasse.
- Nachlaufstrecke, Lenkkopfwinkel und Radstand ändern sich.

- Die dynamische Radlastverlagerung setzt verzögert ein; deshalb besteht größere Gefahr, das Vorderrad zu überbremsen.
- Das Bremsnicken zu verhindern bzw. zu reduzieren wird allgemein als Bremsnickausgleich bezeichnet.

Grundsätzlich gibt es zwei verschiedene technische Ansätze, Bremsnickausgleich darzustellen. Der erste beruht darauf, dem Nicken eine Kraft im Federungssystem entgegenzusetzen. Diese Ausführung war vor allem Anfang der 1980er Jahre häufiger anzutreffen, konnte sich aber wohl aufgrund der deutlichen Einschränkung bei der Federungsabstimmung (Verhärtung, Komfortverlust, eingeschränkte Fahrsicherheit) nicht durchsetzen.

Der zweite Ansatz folgt dem Prinzip, dass die Resultierende aus Bremskraft und dynamischer Radlaständerung einen möglichst kleinen effektiven Hebelarm zum Längspol erhält, und damit die Rückwirkung auf das Federungssystem sehr gering ist. Der Längspol wird durch eine entsprechende Kinematikauslegung definiert.

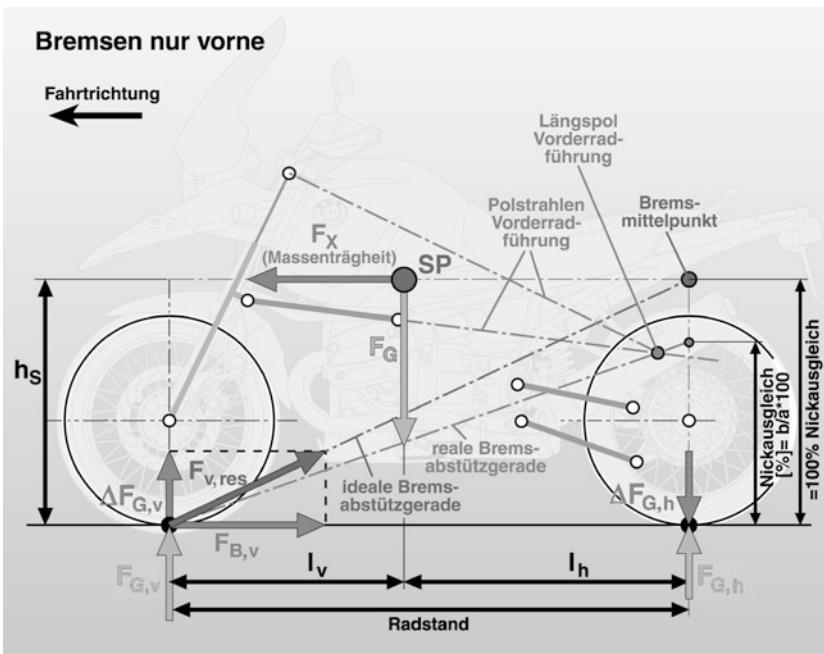


Abb. 10.7 Bremsnickbeeinflussung, Bremsen nur vorne

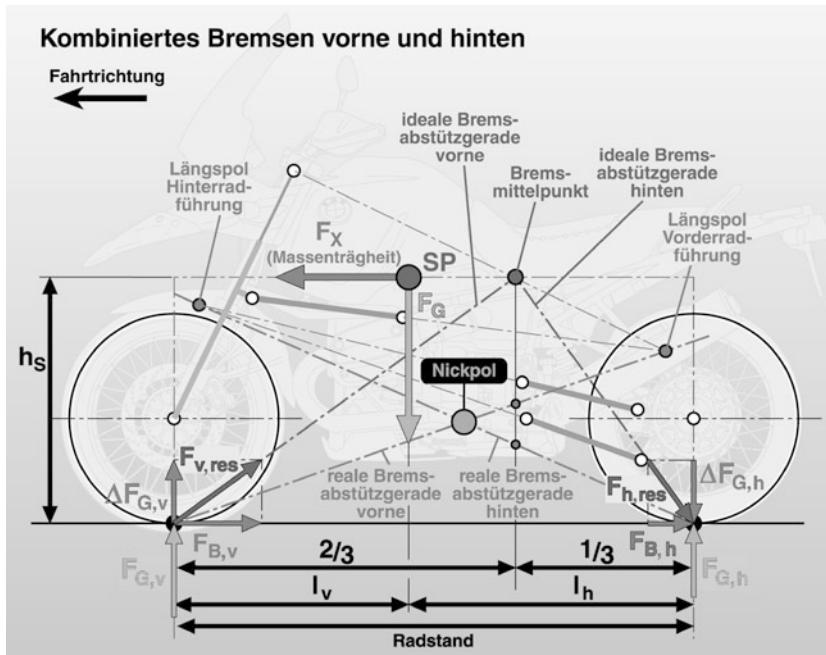


Abb. 10.8 Bremsnickbeeinflussung, kombiniertes Bremsen vorne und hinten

Diese Ausführung stellt den derzeitigen Stand der Technik dar, und soll deshalb eingehender behandelt werden, Abb. 10.7 und Abb. 10.8.

Bei der Grundauslegung des Bremsnickausgleiches ist die Lage des Längspoles einer Radführung entscheidend. Der Längspol wird durch radträgersteuernde Bauteile (Lenker) definiert. Vorder- und Hinterradführung sind separat zu betrachten und haben jeweils einen eigenen Längspol.

Die Verbindungsline zwischen Längspol und Radaufstandspunkt wird als reale Bremsabstützgerade bezeichnet.

Der Schnittpunkt der beiden realen Bremsabstützgeraden ist der so genannte Nickpol, um den sich der Aufbau momentan beim Bremsen dreht. Der Nickpol ist nur kinematikabhängig, wird also nicht durch die Bremskraftverteilung beeinflusst. Ändert sich die Fahrgeometrie durch Einfederzustände, ergeben sich zur neuen Fahrlage auch neue reale Bremsabstützgeraden, bzw. es verändert sich der nicht ausgeglichene Hebelarm der Bremskraft.

Der Nickausgleich wird in seinem Betrag in % angegeben (kein Ausgleich = 0%; vollkommen ausgeglichen = 100%). Es kann aber auch der Win-

kel der realen Abstützgerade zur idealen Abstützgerade als Bewertungsmaßstab verwendet werden.

Sind die realen Bremsabstützgeraden mit den idealen Bremsabstützgeraden deckungsgleich, ist der Aufbau vollkommen nickausgeglichen. Liegt bei Vorder- oder Hinterradführung der Längspol auf Höhe der Fahrbahn, so ist kein Nickausgleich vorhanden und die Kinematik hat auf das Nickverhalten keinen Einfluss. Liegt der Längspol unter der Fahrbahn, so ist der Nickausgleich negativ, und das Nicken wird durch die Kinematik verstärkt.

Ein anschauliches Beispiel hierfür ist die Telegabel. Sind die Standrohre parallel zum Lenkkopfwinkel, so ist die Senkrechte auf das Standrohr durch den Radaufstandspunkt die reale Abstützgerade. Da es sich um eine Linearführung handelt, liegt der Pol im Unendlichen auf einem Vektor der unter die Fahrbahn zeigt. Der Nickausgleich ist damit negativ.

Steht das Standrohr senkrecht, so liegt der Pol auf der Fahrbahn im Unendlichen, und somit ist kein Nickausgleich vorhanden. Eine aus Bauraum- und Komfortgesichtspunkten nur schwer vorstellbare Variante ist ein nach vorne geneigtes Stand-

rohr. Wenn das Standrohr senkrecht auf der idealen Abstützgeraden steht, so ist auch mit einer Telegabel ein Nickausgleich von 100 % darstellbar.

Allgemein ist festzuhalten, dass an einem Rad, welches keine Bremskraft überträgt, keine Möglichkeit besteht, einen kinematischen Bremsnickausgleich darzustellen. So wird das Hinterrad bei ausschließlicher Vorderradbremse entsprechend der momentanen dynamischen Radlaständerung und der spezifischen Radfederrate ungehindert ausföhren.

Der Bremsnickausgleich kann sich über dem Einfederweg stark verändern. Wünschenswert wäre ein über dem Federweg progressiver Bremsnickausgleich, bei dem die Wirkung mit zunehmender Bremskraft überproportional ansteigt. Dies ist aber aufgrund anderer Randbedingungen der Fahrwerksauslegung nicht immer einfach darstellbar. Eine progressive Auslegung hat zwar keinen direkten physikalischen Vorteil, erleichtert dem Fahrer aber, die momentane Verzögerung einzuschätzen.

### Bremsen bei Kurvenfahrt

Alle bisher aufgeführten Grundlagen des Bremsvorgangs sind auch für die Kurvenbremsung gültig.

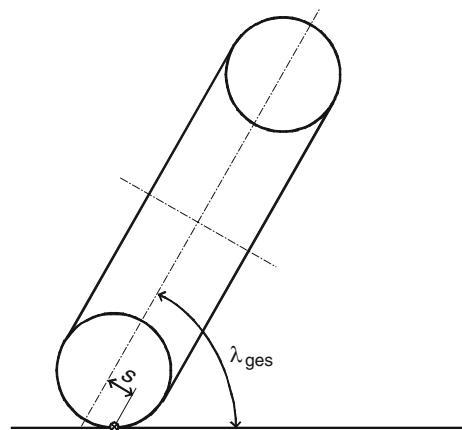
Zusätzlich muss allerdings zum rein ebenen Bremsvorgang eine räumliche Auswanderung des Rades bzw. Radaufstandspunktes aus der Symmetrieebene des Fahrzeugs berücksichtigt werden.

Ähnlich wie beim Rollwinkel ist auch bei der Betrachtung des Bremsvorgangs die Reifenbreite und -form von großer Bedeutung. Durch die Verlagerung des Radaufstandspunktes zur Kurvenmitte hin entsteht für die Krafteinleitung ein Hebelarm  $S$ , der multipliziert mit dem Betrag der Kraft ein Moment auf das Fahrzeug ausübt, **Abb. 10.9**.

Dieses Moment tritt sowohl an Vorder- und Hinterrad auf, hat aber unterschiedliche Auswirkungen auf das Fahrverhalten:

### Vorderradbremseung bei Kurvenfahrt

Das Rad dreht sich beim Lenkvorgang um die Lenkdrehachse. Der Radaufstandspunkt hat zur Lenkdrehachse eine aus fahrdynamischen Erfordernissen festgelegte Nachlaufstrecke. Die Größe der Nachlaufstrecke definiert die seitliche Auswanderung des Radaufstandspunktes pro Grad Lenkeinschlag.



**Abb. 10.9** Hebelarm der Bremskraft zur Fahrzeugsymmetrieebene

Bei langsamer Kurvenfahrt mit geringer Schräglage und großem Lenkeinschlagwinkel wandert der vordere Radaufstandspunkt aus der Fahrzeugmittelebene nach außen. Wird nun vorne gebremst, stellt sich ein rückdrehendes Lenkmoment aus Bremskraft und Hebelarm zur Lenkdrehachse ein. Wird dieses Rückstellmoment nicht vom Fahrer am Lenker abgestützt, dann wird der Lenkwinkel kleiner, und das Fahrzeug wird zum Kurvenmittelpunkt kippen.

Ein anderes Kurvenverhalten stellt sich bei großer Schräglage, großem Schräglauwinkel und damit verbundenem geringem Lenkwinkel ein. Hierbei wandert der Radaufstandspunkt durch die Schräglage des Fahrzeugs nach Kurveninnen. Wird vorne gebremst, wird ein zusätzliches eindrehendes Lenkmoment eingeleitet. Führt dieses zusätzliche Lenkmoment zu einer Lenkwinkeländerung, dann wird der effektiv gefahrene Kurvenradius kleiner, die Zentrifugalkraft wird damit größer, und das Fahrzeug stellt sich auf. Hält der Fahrer am Lenker entgegen, reduziert sich die so genannte Aufstellneigung. Bei torsionsweichen Vorderradführungen kann es aber trotzdem zu einem zusätzlichen Lenkwinkel kommen, da sich das Rad gegenüber dem Lenker verdrehen kann.

Der Fahrer muss dann eingreifen, indem er entweder den Lenkeinschlagwinkel zurücknimmt oder durch Gewichtsverlagerung die größere Zentrifugalkraft ausgleicht („Drücken“ des Fahrzeugs).

## Hinterradbremse bei Kurvenfahrt

Die Hinterradbremse während der Kurvenfahrt ist gegenüber der Geradeausbremsung deutlich kritischer. Hier kann es durch die überlagerte Seitenführungs Kraft, bei gleichzeitiger dynamischer Radlastreduzierung, zur Überschreitung der möglichen Übertragungsfähigkeit des Reifens (Kamm'scher Kreis) kommen. Ein gefährliches Wegrutschen des Hinterrades ist die Folge.

Zusätzlich zur reinen Verzögerungsfunktion kann mit gezieltem Einsatz der Hinterradbremse das Einlenkverhalten z. B. in enge Kehren beeinflusst bzw. erleichtert werden.

Durch die Verzögerung in Schräglage hat die Bremskraft den Hebelarm  $s$  zum Schwerpunkt des Fahrzeugs. Das daraus resultierende Moment wirkt kurveneindrehend. Zusätzlich verringert sich die Fahrgeschwindigkeit und damit auch die momentane Zentrifugalkraft. Um das Kräftegleichgewicht wieder herzustellen, muss der Fahrer den Rollwinkel vergrößern. Damit wird der effektiv gefahrene Kurvenradius kleiner.

Ein weiterer positiver Effekt des Hinterradbremse kann beim Durchfahren von engen Kurven beobachtet werden. Enge Kurven werden oft mit kleinen Gängen und nahezu konstanter Geschwindigkeit durchfahren. Hierbei können relativ hohe Zugkraftschwankungen mit Wechsel von Zug- in Schubbetrieb auftreten. Die daraus resultierenden Geschwindigkeitsschwankungen müssen vom Fahrer mittels Lenkwinkelkorrektur oder Gewichtsverlagerung korrigiert werden, stören aber die Kurvenfahrt. Diesem Verhalten kann man entgegenwirken, indem man durch leichtes Hinterradbremsen die Kurve immer mit etwas Zugkraft und damit mit konstanter Geschwindigkeit durchfährt.

### 10.1.3 Typische Fahrfehler beim Bremsen

#### Überbremsen

Beim Bremsen des Vorder- oder Hinterrades kann jeweils nur eine bestimmte Kraft übertragen werden. Diese Kraft ermittelt sich aus der momentanen vorhandenen Radlast und dem Reibbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn. Wird diese Kraft über-

schritten kommt es zum Überbremsen. Die max. mögliche Verzögerung verringert sich bei Kurvenfahrt durch die zusätzlich aufzubringende Seitenkraft. Die übertragbare Bremskraft bei vorgegebener Seitenkraft ermittelt sich aus dem Kamm'schen Kreis.

#### Fehler bei Gefahrenbremsungen

- Mangelnde Ausnutzung der verfügbaren Bremsleistung:

Ein sehr häufiger Fehler speziell in plötzlich auftretenden Gefahrensituationen ist eine zu zaghafte Betätigung der Bremsen, was sich besonders bei der Vorderradbremse folgenschwer auswirken kann. Hier wird oft bei weitem nicht die zur Verfügung stehende Bremsleistung ausgenutzt, die häufigsten Gründe dafür sind die Angst des Fahrers, speziell das Vorderrad zu blockieren und/oder mangelnde Übung oder Erfahrung mit Bremsungen in der Nähe des Blockierbereichs.

Sehr oft ist auch zu beobachten, dass in einer Gefahrensituation nur die hintere Bremse betätigt und auch überbremst wird, ohne die Vorderradbremse zu benutzen.

Abhilfe für diese Fehler kann zum einen durch gezieltes Training der Bremsvorgänge bis hin zum Blockierbereich mit richtiger Bremskraftverteilung geschaffen werden oder noch besser durch den Einsatz eines ABS-Systems mit gleichzeitigem Heranführen des Fahrers an die Leistungsfähigkeit des Systems. Fahrerlehrgänge haben oft gezeigt, dass viele Fahrer die Möglichkeiten eines ABS-Systems speziell in Notsituationen nicht ausnutzen.

- Blockiertes Vorderrad durch noch nicht aufgebaute Radlast:

Die übertragbare Bremskraft am Vorderrad ist in [Abb. 10.7](#) (Verweis auf Kräfteplan: reine Vorderradbremse) als „quasistatischer“ Zustand dargestellt, der davon ausgeht, dass bereits die volle dynamische Radlastverteilung aufgebaut ist.

Der Aufbau der dynamischen Radlastverlagerung und damit die Zunahme der übertragbaren Bremskraft geschieht jedoch mit einem Zeitverzug, bedingt durch das Einfedern der Vorderradfederung. Das heißt, dass

im ersten Moment einer Schreckbremsung mit sehr schnellem Druckaufbaugradienten noch nicht die Bremskraft am Vorderreifen übertragen werden kann wie nach Erreichen der Einfederung, die sich entsprechend der Verzögerung einstellt.

Deswegen ist in einer solchen Situation die Gefahr, das Vorderrad zu überbremsen, entsprechend größer.

Im Vorteil sind auch hier wieder Fahrer von ABS-Motorrädern. Weiterhin haben Motorräder, deren Vorderradführungssysteme einen kinematischen Nickausgleich besitzen (z. B. Telelever), einen Vorteil, weil hier die Zeitverzögerung bis zum Erreichen der Brems-Einfederungslage geringer ist und damit auch die maximale Bremskraft am Radaufstandspunkt deutlich schneller aufgebracht werden kann.

## 10

### 10.1.4 Bremssysteme von Einspurfahrzeugen

Höhere Motorleistungen und Spitzengeschwindigkeiten erfordern immer leistungsfähigere Bremsen. Dieser Herausforderung war die hydraulisch betätigte Scheibenbremse stets gewachsen, so dass man sie als Standard betrachten kann. Dennoch besitzt sie immer noch Potenziale.

Die Trommelbremse hingegen wurde im Laufe der letzten 30 Jahre nahezu vollständig in die Nische der Bremsen für Scooter, Kleinmotorräder für Schwellenländer und Hinterradbremsen für „Einsitzerfahrzeuge“ verdrängt.

Deswegen wird hier ausschließlich die hydraulisch betätigte Scheibenbremse betrachtet.

#### **Das Prinzip der hydraulisch betätigten Scheibenbremse**

Die Bremse hat die Aufgabe das Fahrzeug zu verzögern, indem dessen kinetische Energie durch Reibung in Wärme umgewandelt wird.

Grundsätzlich handelt es sich bei der Scheibenbremse um eine Kombination aus mechanisch und hydraulisch übersetztem Kraftverstärker, der aus der relativ geringen Handkraft oder Fußkraft von ca. 200 N die zur maximal möglichen Ver-

zögerung benötigte Bremskraft als Spannkraft im Bremssattel erzeugt. Die Reibpaarung Bremsbelag/Bremsscheibe erzeugt daraus ein Reibmoment, welches das Rad in dem Maße verzögern kann, wie der Vorderreifen den Kraftschluss zur Fahrbahn sicherstellt. Darüber hinaus kommt es zum Blockieren des Rades oder zum Abheben des Hinterrades und im Extremfall zum Überschlagen des Motorrades.

Die Verstärkung der Handkraft (Übersetzung  $i_{\text{ges}}$ ) ergibt sich aus dem Produkt der mechanischen Übersetzung des Handhebels oder Fußhebels  $i_{\text{mech}}$  und der hydraulischen Übersetzung  $i_{\text{hydr}}$  (Quotient der Kolbenflächen)

$$i_{\text{ges}} = i_{\text{mech}} \cdot i_{\text{hydr}} \quad (10.8)$$

Je größer die Übersetzung  $i_{\text{ges}}$ , desto niedriger ist der Handkraftbedarf. Zusätzlich ist zu berücksichtigen, dass zwischen Bremse und Radaufstandpunkt eine Untersetzung erfolgt, da die Bremsscheibe stets kleiner als der Reifen ist (s. auch ▶ Abschn. 10.1.5).

#### **Die Handarmatur Bremse**

Bei der konventionellen Handarmatur ist der Zylinder parallel zum Lenker angeordnet, was Bauraum spart und damit den Lenkeinschlag nicht einschränkt. Aus dem Rennsport stammt die „Radialpumpe“, die mechanisch kompakter und bei richtiger Auslegung steifer ist als die konventionelle Handarmatur, □ Abb. 10.10.

#### **Der Bremssattel**

Es gibt verschiedene Bauarten von Bremssätteln, die je nach Verwendung spezifische Vor- und Nachteile besitzen (□ Abb. 10.11). Grundsätzlich werden die etwas teureren Festsättel für thermisch höher belastete Bremsanlagen verwendet. Allen gemeinsam ist die Herstellung aus Kokillenguss in den üblichen AlSi Legierungen mit einem Siliziumanteil zwischen 5 und 12 %, □ Abb. 10.10.

#### **Unterschiede zwischen Schwimmsattel und Festsattel:**

Beim Schwimmsattel □ Abb. 10.11a liegen alle Kolben auf einer, meist auf der radabgewandten Seite. Der Schwimmsattel besitzt gegenüber dem Festsattel nur die jeweils halbe Kolbenanzahl, da die Reaktionsseite vom Schwimmrahmen abgestützt wird.

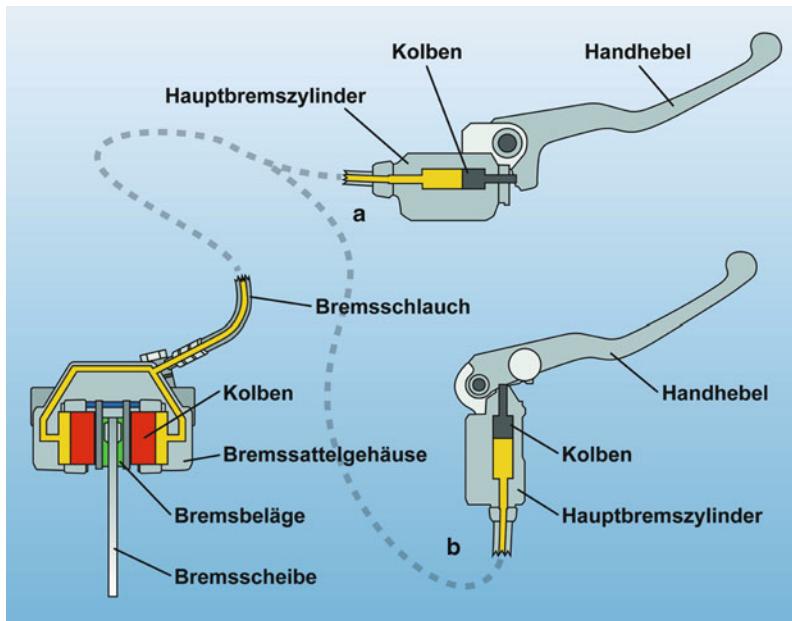


Abb. 10.10 Vorderradbremse mit konventioneller (a) und radialer Anordnung (b) vom Hauptbremszylinder (BMW)

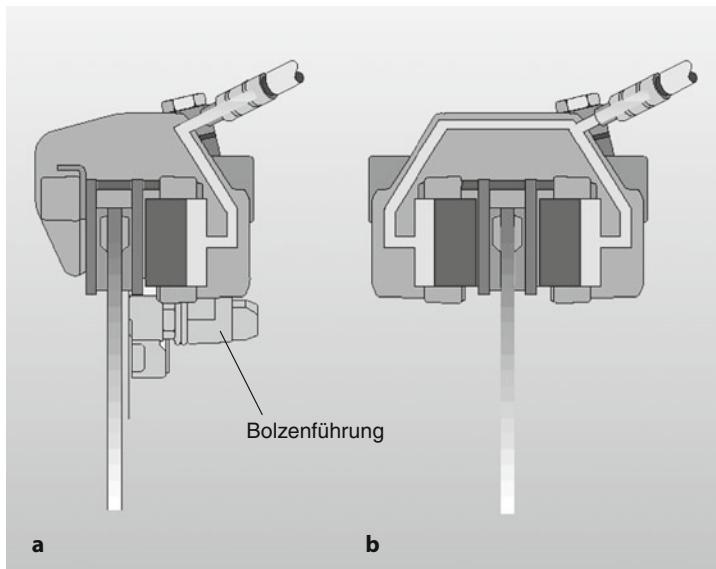


Abb. 10.11 Schwimmsattel (a) Festsattel (b) (Brembo/BMW)

Wegen des geringen Bauraumanspruchs ist der Schwimmsattel besonders gut bei Verwendung von Drahtspeichenräder geeignet.

Das Gehäuse ist in diesem Rahmen schwimmend gelagert, was meist über dauerbeschmierte

Lineargleitführungen in Form von Bolzen und Buchsen realisiert wird. Beim Festsattel Abb. 10.11b) hingegen liegen sich die Kolben paarweise gegenüber in einem festen Gehäuse, wodurch die Baubreite größer wird als beim Schwimmsattel. Der

Festsattel ist wesentlich steifer, da beim Schwimmsattel die Bolzenführungen als Spielpassungen ausgeführt werden müssen, und die Bolzenführungen die Biegesteifigkeit zusätzlich vermindern.

### Vor- und Nachteile der gängigsten Bauarten, Schwimmsattel und Festsattel im Vergleich:

Generell steigt der erforderliche Aufwand des Bremssattels mit der kinetischen Energie, die in Wärme umgewandelt werden muss.

Zum Teil entscheiden jedoch auch die Produktphilosophien, der Baukasten der Bremsenlieferanten über die Bauart und Anzahl der Kolben und, ob das System mit einem Antiblockierschutz ausgerüstet ist, und mit welchem System. So zum Beispiel verwendet Honda wegen der Verbundbremsfunktion für das Dual CBS einzigartige 3-Kolben-Schwimmsättel, die jeweils sowohl vom Handhebel als auch von der Fußbremse angesteuert werden können (s. auch [Abb. 10.38](#), Honda CBS ABS).

Bei sportlichen oder hubraumstarken Motorrädern ist am häufigsten der 4-Kolben-Festsattel anzutreffen, der ein relatives Optimum darstellt ([Tab. 10.1](#), [Abb. 10.12](#) oben).

6-Kolben-Festsättel bieten neben der beeindruckenden Optik auch handfeste Vorteile:

Bei gegebenem Bauraum ermöglichen sie durch die relativ kleinen Kolben den größten mittleren Reibradius und zusätzlich die größtmögliche Bremsscheibe. Letzteres wird oft nicht genutzt.

Letztlich überwiegen die Vorteile der Sechskolbenzangen in puncto Marketing.

8-Kolben-Festsättel sind im Motorradbau nur bei Spezialmotorrädern oder auf dem Zubehörmarkt zu finden und bieten gegenüber 6-Kolben Sätteln kaum weitere Vorteile.

### Zwei-Kolben-Schwimmsattel

Für Motorräder bis ca. 200 kg und 37 kW Motorleistung stellt der 2-Kolben-Schwimmsattel einen guten Kompromiss dar. Der abgebildete Sattel von Fa. Brembo für den BMW C1 besitzt durch unterschiedlich große Kolben einen Schrägvorschleißausgleich (kleinerer Kolben auf der einlaufenden Seite, großer Kolben auf der Seite, wo die Scheibe den Bremssattel verlässt) und kann auch die Anforderungen eines ABS erfüllen, [Abb. 10.13](#).

**Tabelle 10.1** Tabelle Kolben-Schwimmsattel/-Festsattel

Bauart	Anwendung	Bemerkung
1-Kolben-Schwimmsattel	Scooter, Motorräder bis 125 ccm	
2-Kolben-Schwimmsattel	Vorderradbremse, Hinterradbremse	Zunehmend für leichtere Motorräder
3-Kolben-Schwimmsattel	Vorderradbremse, Hinterradbremse	Honda Dual CBS (wegen der Funktion Verbundbremse)
2-Kolben-Festsattel	Vorderradbremse, Hinterradbremse	Motorräder mit mittlerer Motorleistung
4-Kolben-Festsattel	Vorderradbremse	Häufigste Bauart für Vorderradbremse
4-Kolben-Festsattel (radiale Befestigung)	Vorderradbremse	Sport/Rennsport
6-Kolben-Festsattel	Vorderradbremse	Supersport Motorräder Kawasaki, Suzuki
Bauart: 8-Kolben-Festsattel	Anwendung: Spezialmotorräder	Bemerkung: Zubehörhandel

### Drei-Kolben-Schwimmsattel

Um die Verbundbremsfunktion zu realisieren verwendet HONDA bei dem DUAL CBS (Combined Brake System) diese Schwimmsattel-Variante mit drei Kolben.

Dieses System kann auch mit einem Antiblockiersystem kombiniert werden, [Abb. 10.14](#).

So werden die beiden äußeren Kolben bei beiden vorderen Bremssätteln von der Handarmatur betätigt und der mittlere Kolben vom Fußbremszylinder.

Andersherum wird am Hinterrad der mittlere Kolben vom zusätzlichen vorderen Hauptbremszylinder betätigt (s. auch [Abb. 10.38](#)) Ähnliche Vorteile zur Bremskraftverteilung bietet auch der inzwischen als Exot zu bezeichnende Sechskolben-Festsattel, [Abb. 10.12a](#).

	Schwimmsattel (2 Kolben)	Festsattel (4 Kolben)	Festsattel (6 Kolben)
Gewicht	++	+	-
Steifigkeit	0	+	++
Akustik/Geräuschverhalten	+	+	+
Bauraumbedarf im Vorderrad	++	0	+
Design/optische Wertigkeit	0	+	++
Thermische Stabilität (Fading)	+	++	++
Wärmeaufnahme/Isolation	++	+	+
Bremsbelagverschleiß, gleichmäßig	-	++	++
Kosten	++	+	-
Langzeitqualität/Wartung	0	++	+

Abb. 10.12 Tabelle Schwimmsattel und Festsattel



Abb. 10.13 Zwei-Kolben-Schwimmsattel. (Foto: BMW)

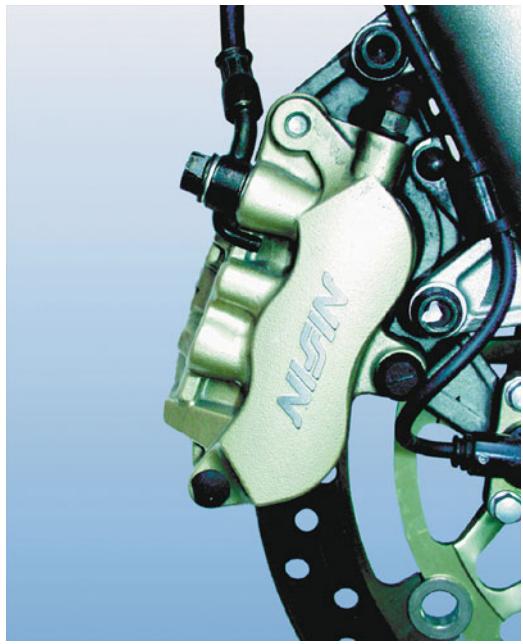


Abb. 10.14 Drei-Kolben-Schwimmsattel. (Foto: BMW)



■ Abb. 10.15 Brembo Monobloc-Vierkolben-Festsattel. (Foto: BMW)



■ Abb. 10.16 Radiale Anbindung Vierkolben-Festsattel. (Foto: BMW)

### Vier-Kolben-Festsattel

Die inzwischen gängigste Bauart für mittlere und große Motorräder und das relative Optimum aus Bremsleistung, Gewicht und Kosten ist der Vier-Kolben-Festsattel. Um die Steifigkeit zu optimieren sind die vier Schrauben, welche die Sattelhälften verbinden, so nah wie möglich an die Scheibe gerückt worden. Dank Aluminiumkolben wiegt der Sattel mit Sinterbremsbelägen nur 1100 g, ■ Abb. 10.15.

### Vier-Kolben-Festsattel mit radialer Befestigung

Diese Sattelanbindung wurde ursprünglich bei Rennmotorrädern eingeführt, um einen schnellen Wechsel zwischen im Durchmesser unterschiedlichen Kohlefaser- und Stahlbremsscheiben zu ermöglichen. Inzwischen ist die Radial-Bauart auch aus optischen Gründen Standard im Supersport Segment. Die Verschraubung der beiden Sattelhälften erfolgt in der Regel rückwärtig (verdeckt), ■ Abb. 10.16. Die höhere Systemsteifigkeit gegenüber dem Vier-Kolben-Festsattel ist marginal. Da er ebenso kostengünstig zu produzieren ist wie der axial verschraubte Vier-Kolben-Festsattel, bleibt vorrangig der Marketing Impact als Vorteil.

### Monobloc-Festsattel mit radialer Befestigung an der Vorderradführung

Monobloc-Festsättel. ■ Abb. 10.16, werden einteilig gegossen oder aus dem Vollen gefräst, was hohe Ansprüche an die mechanische Bearbeitung stellt und wegen der hohen Kosten vor allem im Rennsport

große Verbreitung findet. Durch die fehlende Verschraubung von zwei Bremssattelhälften, bietet der Monobloc-Festsattel größere thermische Reserven, eine höhere Systemsteifigkeit bei niedrigerem Gewicht und kann daher auch mit einem etwas geringeren Roll-Back ausgestattet werden. Dies kommt dem subjektiven Bremsgefühl wie auch den Leistungsreserven der Bremse zu gute. Durch die Befestigung in radialer Richtung kann mittels Distanzbuchsen der Bremsscheibendurchmesser einfach verändert werden.

### Bremsscheiben

#### Bremsscheibe direkt starr mit dem Rad verschraubt

Die einfachste und somit preiswerteste Art der Bremsscheibenbefestigung ist die Verschraubung direkt an das Rad bzw. an die Nabe des Speichenrades, ■ Abb. 10.17.

Tangentialstege gewährleisten aufgrund ihrer Elastizität in radialer Richtung die Ebenheit der Bremsscheibe auch bei den hohen Temperaturen einer Einscheibenbremse (500 °C und mehr).

Die Zentrierung erfolgt über die Radnabe am Innenradius der sechs Verschraubungspunkte.

Der überwiegende Teil der Bremsscheiben dieses Typs ist heute in Enduros mit Einscheibenbremse oder in preiswerten Touren zu finden.

**Nachteile** Durch fehlende Dämpfungselemente zwischen Scheibe und Rad neigt dieser Scheibentyp



■ Abb. 10.17 Bremsscheiben mit Tangentialstegen. (Foto: Brembo)

insbesondere bei Verwendung von Sinterbelägen mitunter zu Bremsgeräuschen, die durch Korrosion zwischen der Scheibe und der blank bearbeiteten Radnabe begünstigt werden. Bisweilen werden zur Minderung von Geräuschen Papierscheiben an den Verschraubungspunkten beigelegt um die Scheibe akustisch vom Rad zu entkoppeln und Kontaktkorrosion, die ebenfalls das akustische Übertragungsverhalten begünstigt, zu vermeiden.

In der Regel wird eine starre Bremsscheibe nur in Kombination mit einem Schwimmsattel verbaut.

### Bremsscheibe direkt schwimmend mit dem Rad verschraubt

Diese Bauart ermöglicht eine hohe thermische Belastbarkeit bei niedrigen Kosten.

Die Bremsscheibe besteht lediglich aus einem Bremsring mit angeformten Haltelaschen und einer präzisen Befestigung zum Rad.

Die Zentrierung erfolgt über fünf Rollen, die mit dem Rad verschraubt werden.

Die Bremsscheibe wird über weiche Wellscheiben elastisch gegen das Rad gedrückt. Dadurch soll der erforderliche Planlauf der Bremsscheibe sichergestellt werden, ■ Abb.10.18 und ■ Abb.10.19.

**Nachteile** Dieses Prinzip erfordert eine sehr hohe Fertigungsgenauigkeit des Rades im Bereich der Bremsscheibenbefestigung. Die Schwingungsdämpfung gegen Bremsgeräusche ist aufgrund der



■ Abb. 10.18 „Wave“-Bremsscheibe Husqvarna. (Foto: BMW)

weichen Wellscheibe in Verbindung mit der relativ kleinen Auflagefläche vergleichsweise schwach.

### Bremsscheibe mit Bremsscheibenträger lose („schwimmend“) über Rollen verbunden

Dieses Bauprinzip wurde im Rennsport geboren, und dominiert dort, wo in der Regel die höchsten Temperaturen (ca. 600 °C) auftreten.

Die Zentrierung des Bremsringes erfolgt über 7 bis 12 hartenodisierte Aluminiumrollen, die lose zwischen Reibring und Bremsscheibenträger sitzen. Der Bremsscheibenträger wird tiefgezogen oder ist ein Dreh- und Frästeil.

**Nachteile** Starke Klappergeräusche bei niedrigen Geschwindigkeiten auf schlechter Straße und Kopfsteinpflaster. Hohe Kosten durch die hohe Anzahl von Aluminiumrollen. Nur für Wettbewerbszwecke sinnvoll.

### Bremsscheibe („semi-schwimmend“) über Tellerfedern mit dem Bremsscheibenträger vernietet

Bei über 90 % der japanischen Motorräder über 400 ccm wird diese Bremsscheibenbauart eingesetzt.

Um optimalen Planlauf zu gewährleisten, wird der Bremsscheibenträger aus einer Aluminium-Magnesium-Legierung nach dem Vernieten der Edelstahlrollen an der Planfläche zum Vorderrad überdreht. Diese Bremsscheibe bietet im Zusammenbau mit dem Vorderrad die besten Planlaufwer-

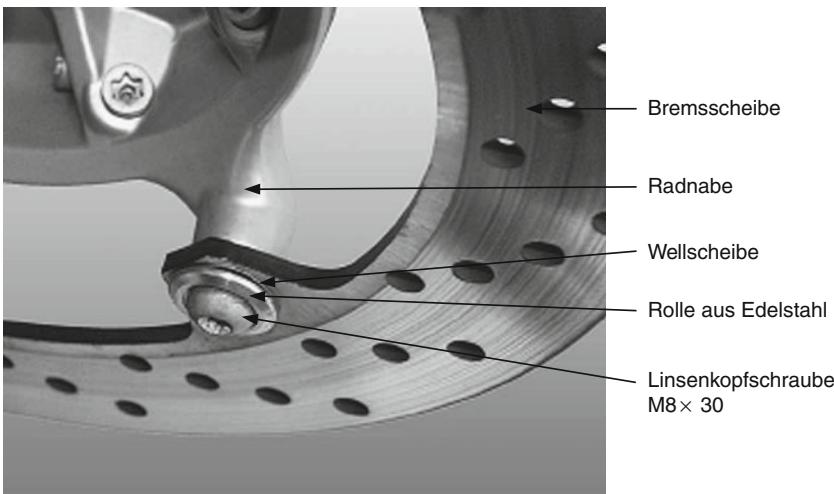


Abb. 10.19 Bremsscheibe direkt schwimmend mit dem Rad verschraubt. (Foto: BMW)

10

te und ist damit für moderne Sportmotorradbremsanlagen mit geringem Roll-Back geeignet.

**Nachteile** Diese Bremsscheibe ist sehr teuer in der Fertigung und geeignet für Bremsscheibentemperaturen bis ca. 400 °C, darüber kann es zu bleibenden Verformungen wie Schirmung oder Planlaufabweichungen mit nachfolgendem Rubbeln kommen. Nicht für Rennbetrieb geeignet.

### Fertigung von Bremsscheiben (ohne Bremsscheibenträger):

Die Bremsscheibe besteht aus einem speziellen, meist patentierten Edelstahlwerkstoff. Grauguss scheiben sind zunehmend nur noch auf dem Zubehörmarkt anzutreffen. Die starke Korrosion von Grauguss scheiben wird von einem Großteil der Kunden abgelehnt und kann darüber hinaus zu Bremsenrubbeln führen.

Auch im Rennsport werden Grauguss scheiben durch die zunehmende Dominanz von Sintermetallbelägen verdrängt. Die Reibpaarung Sinterbelag und Grauguss scheibe verträgt sich nicht, weil die Grauguss scheibe extrem schnell verschleißt und zum Rubbeln neigt.

Der Bremsring wird in mehreren Arbeitsfolgen aus kleinen Blechtafeln 340 × 340 mm geschnitten und nach dem induktiven Vergüten und Ab schrecken mit einem wassergekühlten Stahlstempel

in zwei Stufen beidseitig geschliffen und auf Planlauf geprüft. Zur Vermeidung von Ausschuss kann bei überschrittener Planlauftoleranz ein drittes Mal überschliffen werden, ohne dass die Mindestdicke unterschritten wird.

### Kohlefaser Bremsscheibe für Rennmotorräder

Eine Ausnahme stellen Kohlefaser Bremsscheiben für Rennmotorräder dar, die ähnlich schwimmend, d. h. mit Spiel kulissenartig gelagert sind, damit bei Wärmedehnung keine Spannungen aufgebaut werden, (Abb. 10.20, Abb. 10.21 und Abb. 10.22).

Die Reibpaarung ist CFK/CFK, d. h. die Bremsbeläge sind ebenfalls aus Kohlefasermaterial.

Diese Bremsscheiben sind sehr leicht und sie entfalten ihre volle Bremswirkung erst mit zunehmender Scheibentemperatur.

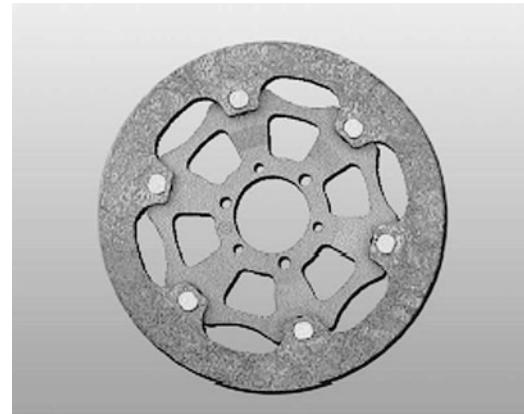
**Nachteile** Extrem hohe Kosten, nur für den Rennbetrieb sinnvoll geeignet.

### „Wave-Bremsscheiben“

Bremsscheiben, die nicht kreisförmig sind sondern am Rand eine wellenförmige Außenkontur haben, werden als Wave-Scheiben bezeichnet. Der Bremsbelag steht damit teilweise über den Scheibenrand hinaus und verursacht damit ungleichmäßigen Verschleiß an Scheibe und Belag. Einzig im Off-Road-



■ Abb. 10.20 Bremsscheibe mit Bremsscheibenträger lose über Rollen verbunden. (Foto: Brembo)



■ Abb. 10.22 Kohlefaser-Bremsscheibe für Rennmotorräder. (Foto: Brembo)



■ Abb. 10.21 Bremsscheibe vom HONDA VTR 1000 SP-1. (Foto: BMW)

Bereich hilft diese Geometrie, bei Schlammdurchfahrten den Schacht des Bremssattels zu reinigen, damit die Bremsscheibe nicht klemmt, ■ Abb. 10.18. Dem Zubehörmarkt wird damit auch ein Differenzierungsmerkmal angeboten, sich von serienmäßigen Bremsscheiben zu unterscheiden. Bei einigen Straßenmotorrädern gibt es Pseudo-Wave-Bremsscheiben mit angedeutetem Wellenrand, bei denen der Bremsbelag konstant voll trägt. Der Überstand der Scheibe über den Bremsbelag variiert dann wellenförmig bis zu fünf Millimeter.

**Nachteile** Etwas höhere Werkzeugkosten, bei „echten“ Wave-Scheiben ungünstiges Verschleißverhalten.

### Bremsbeläge

Bremsbeläge für Motorräder bestehen grundsätzlich aus einer Rückenplatte aus Feinkornstahl auf die ein Reibmaterial aufgebracht wurde. Dabei muss das Reibmaterial zahlreiche Bedingungen gleichzeitig erfüllen. Es gilt konstante Reibverhältnisse unter den verschiedensten Betriebsbedingungen sicherzustellen und hohe Anforderungen hinsichtlich subjektivem Druckpunktgefühl, Geräuschentwicklung, Korrosion und Verschleißverhalten zu erfüllen. Besonderes Augenmerk liegt auch auf einem gutmütigen Naßbremsverhalten.

Im Gegensatz zur Automobiltechnik mit Graugussbremsscheiben haben sich in der Motorradtechnik inzwischen Sintermetallbeläge mehrheitlich etablieren können, da sie mit hervorragenden Eigenschaften in der Reibpaarung mit Edelstahlbremsscheiben aufwarten können.

### Bremsbeläge aus Sinterwerkstoffen

Seit 1978 haben sich Sinterbeläge wegen ihres hohen Reibwertes auf Edelstahlscheiben und der etwa doppelten Lebensdauer gegenüber organischen Belägen immer stärker durchsetzen können.

Aus bis zu 10 verschiedenen Pulvern, meist Metalle wie Kupfer ( $\sim 40\%$ ), Nickel, Zinn und anderen werden mit Graphit gemischt und unter hohem Druck gepresst.

Bei 850 bis 870 °C werden die Sinterlinge in gasbefeuerten Öfen „gebacken“, wobei ein 2 %iger An-



■ Abb. 10.23 Sinterbeläge. (Foto: BMW)



■ Abb. 10.24 Sinter-/organischer Belag. (Foto: Brembo)

teil Zinn im Pulver die Bindung zur Belagrückplatte sicherstellt.

Nach dem Abkühlen sind die Beläge durch den Bimetalleffekt stark verzogen. Beim Prägen der Rückenplatte mit Herstellerdaten wird jede Rückenplatte einzeln plangerichtet und die Belagoberfläche anschließend überschliffen oder überfräst. Die Reibwerte liegen im Bereich 20–50 % über denen von organischen Belägen. Sinterbeläge erkennt man in der Regel an der verkupferten Belagrückplatte, ■ Abb. 10.23.

**Nachteile** Sinterbeläge sind schwerer und teurer als organische Bremsbeläge und können mitunter Bremsgeräusche verursachen, die es mit organischen Belägen nicht gibt. Durch die gute Wärmeleitfähigkeit wird die Bremsflüssigkeit stärker aufgeheizt, was meist zusätzliche Isoliermaßnahmen erfordert (z. B. keramische Beschichtung der Rückenplatte, oder beigelegte Edelstahlbleche).

### Bremsbeläge aus organischen Werkstoffen

Organische Bremsbeläge bestehen im Gegensatz zu Sinterbelägen nur zu sehr geringem Anteil aus Metall (Messing und Aluminium). Das früher verwendete Asbest wurde inzwischen gegen Aramidfasern (z. B. Kevlar) ausgetauscht, ■ Abb. 10.24.

Seit den 30er Jahren halten Phenolharze dieses Gemisch auch bei hohen Belagtemperaturen zusammen. Der Belag wird mit einem Spezialkleber auf die Rückenplatte geklebt.

Billige Zubehörbeläge enthalten manchmal stark toxische Blei- und Antimonverbindungen.

**Nachteile** Relativ niedriger Reibwert, geringe Laufleistung vor allem bei Nässe. Relativ lange Ansprechzeit bei Nässe. Man erkennt organische Beläge an der lackierten Rückenplatte.

### 10.1.5 Auslegung des Bremsystems

#### Umsetzung der Handkraft in Verzögerung

Das Verhältnis der eingesteuerten Betätigungs kraft zur erzielten Verzögerung stellt ein Maß für die Leistungsfähigkeit der Bremsanlage dar.

In der folgenden Betrachtung werden der Einfachheit halber das Massenträgheitsmoment des Rades und die Wirkungsgrade der hydraulischen Komponenten nicht berücksichtigt.

Bei der Auslegung gelten folgende Zusammenhänge:

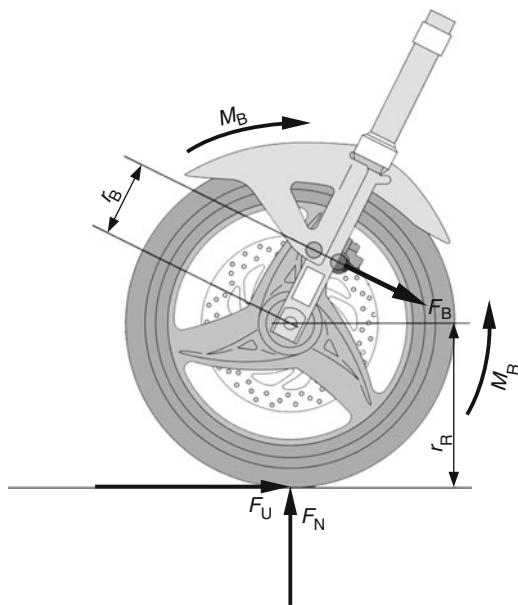
Wie aus ■ Abb. 10.25 hervorgeht, ergibt sich ein Momentengleichgewicht am Vorderrad:

$$M_R = M_B \quad (10.9)$$

$$F_U \cdot r_R = F_B \cdot r_B \quad (10.10)$$

Die das Bremsmoment erzeugende Bremskraft  $F_B$  ist von folgenden Größen abhängig (hier am Bei-

## 10.1 · Krafträder



■ Abb. 10.25 Kräfte am gebremsten Vorderrad (BMW)

spiel eines Zwei-Kolben-Festsattels gezeigt) ■ Abb.

10.26:

Spannkraft

$$F_{Sp} = p \cdot A_{KS} \quad (10.11)$$

Reibungskraft

$$F_{Reib} = \mu_{Reib} \cdot F_{Sp} \quad (10.12)$$

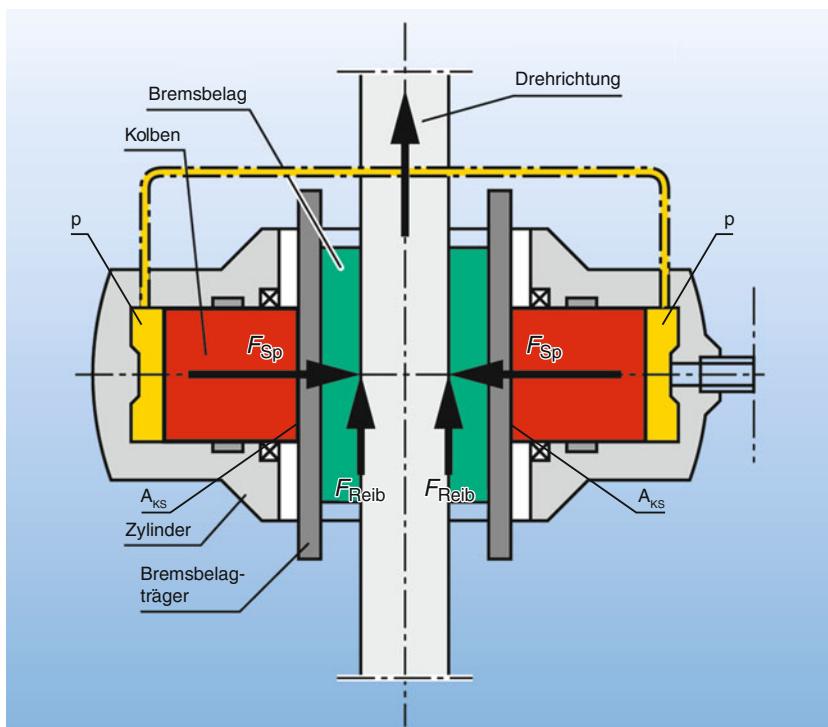
Bremskraft

$$F_B = 2 \cdot F_{Reib} = 2 \cdot \mu_{Reib} \cdot F_{Sp} \quad (10.13)$$

Des weiteren sind die Übersetzungsverhältnisse an der Betätigungsvorrichtung maßgebend (hier exemplarisch an einer Handbremsarmatur dargestellt) ■ Abb. 10.27:

Mechanisches Übersetzungsverhältnis

$$i_{mech} = \frac{l_{Hebel}}{l_{HZ}} \quad (10.14)$$



■ Abb. 10.26 Kräfte an der Bremsscheibe (Ungerer/BMW)

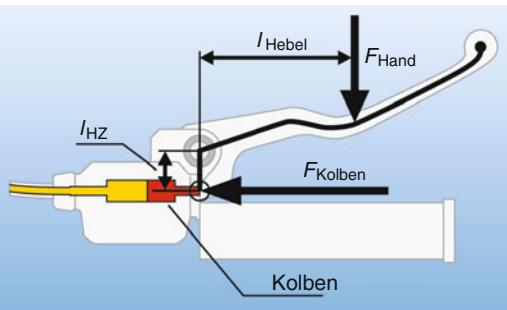


Abb. 10.27 Betätigungs kraft und deren Wirkgrößen (BMW)

Kolbenkraft

$$F_{\text{Kolben}} = i_{\text{mech}} \cdot F_{\text{Hand}} \quad (10.15)$$

Systemdruck

$$p = \frac{F_{\text{Kolben}}}{A_{\text{Kolben}}} = \frac{i_{\text{mech}} \cdot F_{\text{Hand}}}{A_{\text{Kolben}}} \quad (10.16)$$

Betrachtet man das Gesamtsystem, ergibt sich folgender Zusammenhang zwischen eingesteuerten Betätigungs kraft  $F_{\text{Hand}}$  und daraus resultierender Bremskraft  $F_B$ :

Gesamtbremskraft

$$F_{B,\text{ges}} = F_{\text{Reib}} \cdot z \cdot 2 = \mu_{\text{Reib}} \cdot F_{\text{Sp}} \cdot z \cdot 2 \quad (10.17)$$

$z$  = Anzahl der Bremsscheiben pro Rad Spannkraft

$$F_{\text{Sp}} = p \cdot A_{\text{KS}} = \frac{i_{\text{mech}} \cdot F_{\text{Hand}} \cdot A_{\text{KS}}}{A_{\text{Kolben}}} \quad (10.18)$$

$$\Rightarrow F_{B,\text{ges}} = \frac{A_{\text{KS}}}{A_{\text{Kolben}}} \cdot F_{\text{Hand}} \cdot i_{\text{mech}} \cdot \mu_{\text{Reib}} \cdot z \cdot 2 \quad (10.19)$$

Hydraulische Übersetzung

$$i_{\text{hyd}} = \frac{A_{\text{KS}} \cdot z \cdot 2}{A_{\text{Kolben}}} \quad (10.20)$$

Gesamtübersetzung

$$i_{\text{ges}} = i_{\text{mech}} \cdot i_{\text{hyd}} \quad (10.21)$$

$$\Rightarrow F_{B,\text{ges}} = F_{\text{Hand}} \cdot i_{\text{ges}} \cdot \mu_{\text{Reib}} \quad (10.22)$$

Bremsmoment

$$M_B = F_{B,\text{ges}} \cdot r_B = F_{\text{Hand}} \cdot i_{\text{ges}} \cdot \mu_{\text{Reib}} \cdot r_B \quad (10.23)$$

Damit ergibt sich die Abhängigkeit der Bremskraft am Rad von der eingesteuerten Betätigungs kraft folgendermaßen:

Bremskraft am Rad

$$F_U = \frac{F_{B,\text{ges}} \cdot r_B}{r_R} = \frac{F_{\text{Hand}} \cdot i_{\text{ges}} \cdot \mu_{\text{Reib}} \cdot r_B}{r_R} \quad (10.24)$$

bzw.

$$F_U = \frac{F_{\text{Hand}} \cdot \frac{A_{\text{KS}} \cdot z \cdot 2}{A_{\text{Kolben}}} \cdot \frac{l_{\text{Hebel}}}{l_{\text{HZ}}} \cdot \mu_{\text{Reib}} \cdot r_B}{r_R} \quad (10.25)$$

In so genannten „Kraftkennbildern“ kann das Verhältnis der Verzögerung zur eingesteuerten Betätigungs kraft dargestellt werden (Abb. 10.28).

## Thermische Stabilität

Eine der wichtigsten Anforderungen an die Bremsanlage ist die thermische Stabilität unter möglichst allen auftretenden Belastungen. Darunter sind vor allem folgende Punkte zu verstehen:

### Fading

Unter diesem Begriff wird allgemein das Nachlassen der Bremswirkung bei hohen Temperaturen verstanden. Im Motorradbereich ist hier vor allem das so genannte „Initial fading“ vorhanden. Es tritt besonders bei organischen Bremsbelägen auf, die noch relativ neu sind und/oder eine bestimmte Temperatur noch nicht überschritten haben. Wird bei stärkerer Bremsenbelastung, z. B. einer Passabfahrt, eine bestimmte Grenztemperatur des Belages überschritten, kann es zum Ausgasen der Bindemittel der Belagbestandteile kommen. Dieses hat zur Folge, dass sich ein „Gaspolster“ zwischen Belagoberfläche und Bremsscheibe bildet, welches dazu führt, dass nur noch eine sehr geringe Verzögerung vorhanden ist, obwohl der Fahrer noch einen Druckpunkt spürt. Dieser Zustand hält nur kurzzeitig an, und

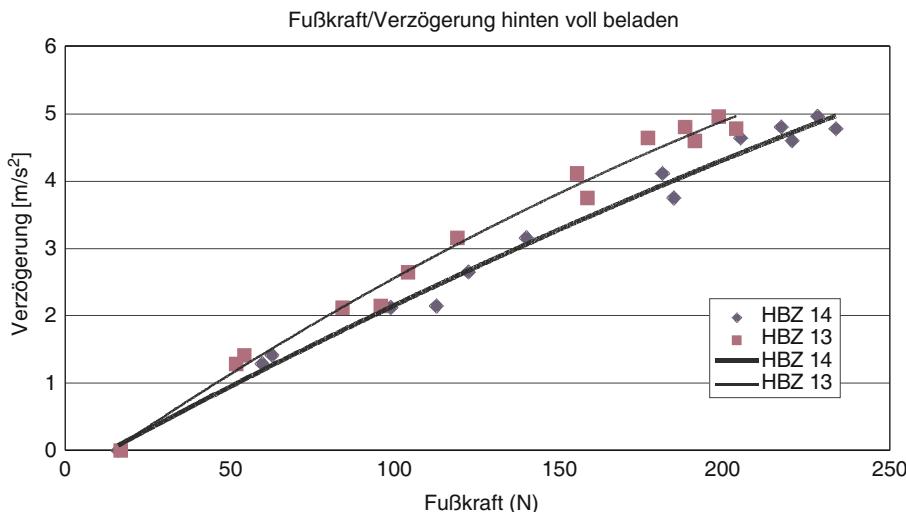


Abb. 10.28 Beispiel eines Kraftkennbildes, hier wird das Verhältnis der Fußkraft zur Verzögerung bei einer Fußbremse mit 2 verschiedenen Hauptbremszylindern dargestellt (BMW)

zwar solange, bis die Bindemittel verdampft sind. Danach ist wieder die volle Leistungsfähigkeit des Systems vorhanden und das Initialfading wird im Leben dieser Bremsbeläge nicht mehr auftreten. Dieses Verhalten ist natürlich bei verschiedenen Belägen mehr oder weniger ausgeprägt, je nach Zusammensetzung und Herstellungsverfahren.

#### Dampfblasenbildung

Eine äußerst gefährliche Erscheinung bei heißer Bremse ist die so genannte Dampfblasenbildung, weil sie je nach Situation zu einem plötzlichen Totalausfall der Bremse führen kann.

Ursächlich ist das Erreichen des Siedepunktes der Bremsflüssigkeit an der heißesten Stelle im Bremssattel. Die Temperatur der heißen Bremsscheibe wird über die Bremsbeläge und die Kolben des Sattels an die Bremsflüssigkeit weitergeleitet, wodurch sich diese im Verlauf z. B. einer Passabfahrt ständig weiter erhitzt. Der Siedepunkt der Bremsflüssigkeit wird vor allem durch deren Alter und damit deren Wassergehalt bestimmt.

Überschreitet die Temperatur im Bremssattel den Siedepunkt, fängt die Flüssigkeit an zu „köchen“ und das dadurch entstehen-

de Gaspolster kann durch das nur begrenzt zur Verfügung stehende Fördervolumen im Hauptbremszylinder nicht mehr komprimiert werden, die Bremse fällt aus.

Besonders heimtückisch kann dieses sein, wenn der Fahrer kurz vor Erreichen des Siedepunktes auf halber Strecke eine kurze Pause macht und dann weiter fährt. In dieser Pause heizt die heiße Bremsscheibe im Stand die Flüssigkeit schneller auf, weil die Kühlung durch den Fahrtwind fehlt. Durch diese „Nachheizphase“ (Abb. 10.29) kann der Siedepunkt schnell überschritten werden und der Fahrer wird nach Fortsetzung seiner Fahrt vor der ersten Kurve durch den Ausfall seiner Bremse völlig überrascht.

#### Bremsscheibenschirmung

Ein weiteres Problem mangelnder thermischer Stabilität kann ein geometrischer Fehler der Bremsscheiben unter starker Temperatureinwirkung sein, was oft als „Bremsscheibenschirmung“ bezeichnet wird. Ursache ist meist die fehlende Möglichkeit der heißen Bremsscheibe, sich entsprechend ausdehnen zu können, ohne große Materialspannungen aufkommen zu lassen, denn diese führen zu der Verformung. Die Folge einer sol-

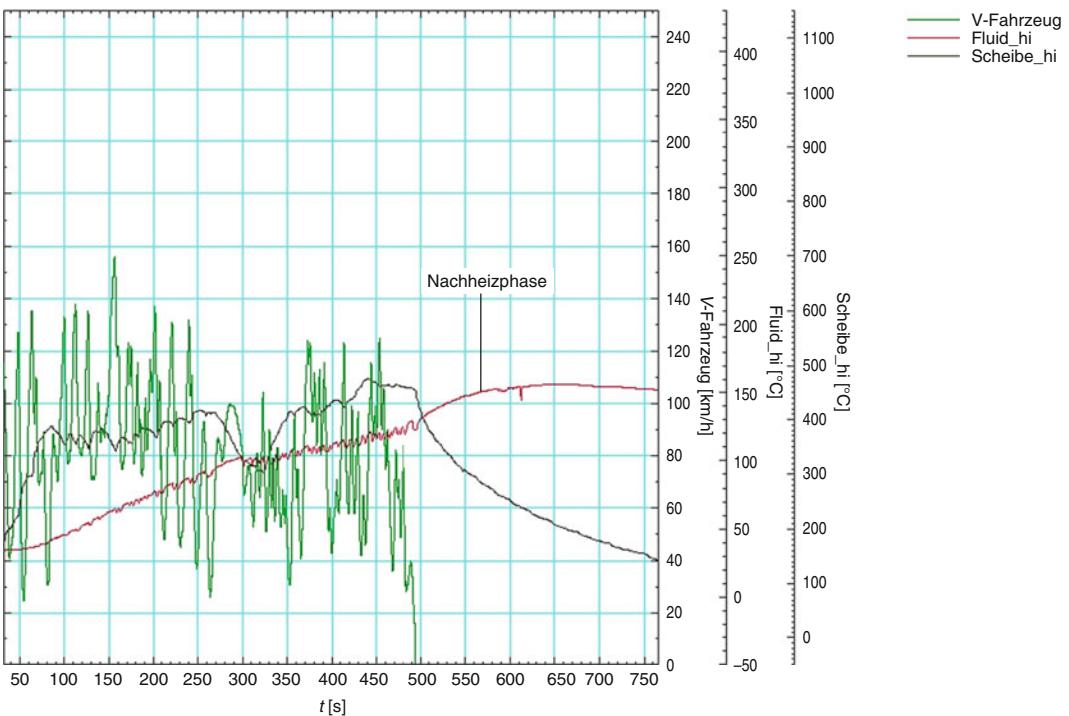


Abb. 10.29 Temperaturverlauf Hinterradbremse bei einer Passabfahrt (BMW)

chen Verformung wäre ein mehr oder weniger starker Verlust am Druckpunkt bzw. Hebelweg des Bremshebels, da die Kolben im Bremssattel ein größeres Volumen bis zum Druckaufbau verbrauchen, sie müssen erst einmal die Scheibe „geradebiegen“.

Dieser Erscheinung kann durch eine entsprechende Gestaltung der Bremsscheibenbefestigung entgegengewirkt werden, indem eine schwimmende oder semischwimmende Lagerung der Bremsscheibe gewählt wird oder ein geschicktes Bremsscheibendesign angewandt wird. Beide Methoden können durch entsprechende Berechnung in der Konzeptphase und anschließende ausgiebige Erprobung eine einwandfreie Funktion der Bremsscheibe gewährleisten, [Abb. 10.30](#).

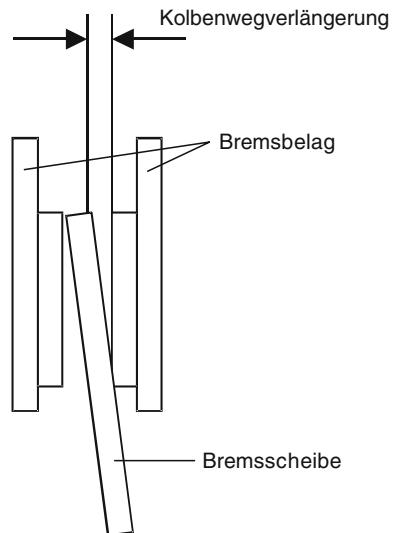


Abb. 10.30 Volumenzunahme durch geschirmte Bremsscheibe (BMW)

## Bremsgeräusche

Ein Verhalten, das sich in der Konzeptphase noch sehr schlecht durch Berechnungsmethoden vorher-

sagen lässt (Ausnahme: Berechnung der Eigenfrequenz einzelner Komponenten), ist das Geräuschverhalten der Bremsanlage. Dieses Gebiet ist sehr komplex und es müssen viele Randbaugruppen der Bremsanlage mitberücksichtigt werden (Räder, Radführungssysteme), da sie das Schwingungsverhalten des Systems entscheidend mit beeinflussen können. Es wird zwischen Körperschall- und Luftschallübertragung unterschieden. Das Geräusch selbst wird dabei in verschiedene Arten untergliedert (z. B. Knarzen, Quietschen, Schaben...). Die Schwingungen werden grundsätzlich in der Reibfläche zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe durch einen Stick-Slip-Effekt angeregt und übertragen sich auf die benachbarten Teile, die dann wiederum zu Schwingungen angeregt werden. Wenn nun eines oder mehrere der betroffenen Teile in Resonanz gerät, können Geräusche der unterschiedlichsten Ausprägung und Lautstärke entstehen.

Ziel der Untersuchungen und Maßnahmen muss es dann sein, dieses Schwingungssystem so zu verstimmen, dass unter den verschiedenen Betriebsbedingungen kein Teil in einen geräuschkritischen Schwingungszustand gerät. Entscheidend ist die möglichst frühzeitige Untersuchung des Systems auf sein Geräuschverhalten hin, wobei möglichst alle Bauteile, die das Schwingungsverhalten beeinflussen können, in der richtigen Ausführung verbaut sein sollten.

Neben den bauteilspezifischen Eigenschaften (z. B. Dämpfung und Geometrie des Belags, Temperaturabhängigkeit von Haft- und Gleitreibwert der Beläge usw.) haben folgende Faktoren einen großen Einfluss auf das Geräuschverhalten:

- Fahrgeschwindigkeit
- Bremsdruck
- Witterungsbedingungen, Luftfeuchtigkeit
- Fahrweise des Fahrers, dadurch stellt sich eine individuelle Oberflächen-Mikrostruktur der Belag- und Bremsscheibenoberfläche ein
- Verschleißzustand der Bremsanlage
- Temperatur aller relevanten Bauteile (Durchwärmung, Eigenspannungen)

Um vorhandene Geräuschprobleme wirksam zu bekämpfen, gibt es kein Patentrezept. Treten gravierende Probleme durchgängig bei einem Serienfahrzeug auf, ist für den Endkunden oder die Werk-

stätten mit einfachen Sekundärmaßnahmen kaum die Möglichkeit gegeben, das Problem wirkungsvoll und dauerhaft zu beheben. Diese Möglichkeit hat vor allem der Fahrzeughersteller in der Entwicklungsphase des Fahrzeugs.

Je nach Bauteil und Schwingungsfrequenz gibt es verschiedene Maßnahmen, die einzeln oder (meistens) kombiniert angewandt zum Erfolg führen können:

- Dämpfungsschichten zwischen Kolben und Rückenplatte des Belags, diese werden entweder als Einzelteile untergelegt oder als Schicht auf die Rückenplatte aufgebracht
- so genannte „Underlayer“ im Bremsbelag selber, diese Dämpfungsschicht wird zwischen Belagrückplatte und Belagmasse vom Hersteller eingebracht
- unterschiedliche Härten von Bremsbelag und Bremsscheiben
- unterschiedliche Ausführung der Kolben des Bremssattels
- Dämpfungspaste zwischen Belagrückplatte und Kolben und auf den Kontaktflächen zwischen Belagrückplatte und Bremssattel
- Änderung der Abstützungssituation des Bremsbelages im Bremssattel
- Abschrägungen in der Belagmasse des Bremsbelags
- Änderung der Bremsscheibenkonstruktion, d. h. Geometrie, Befestigung
- gezielte Veränderung der Massen der beteiligten Bauteile, um deren Eigenfrequenz in einen Bereich zu verschieben, der in einer Fahrsituation nicht erreicht wird
- gezielter Einsatz und Gestaltung von Belaghalte- und Spreizfedern
- Koppelung/Entkopplung von Bauteilen
- Steifigkeitsänderung von Anbindungsteilen oder -bereichen
- Einbringen von Nuten in den Bremsbelag

## Langzeitverhalten von Bremsenbauteilen

### ■ Verschleiß

Naturgemäß gehören aufgrund ihrer reibungsintensiven Arbeitsweise bestimmte Bremsenbauteile zu den Standard-Verschleißteilen eines jeden Fahrzeugs. Bei der Entwicklung werden

folgende Mindest-Laufleistungen bei einer zu grundegelegten „Normalfahrtweise“ angestrebt:

- Bremsscheibe: 50.000 km
- Bremsbeläge: 10.000 km
- Bremssättel: Lebensdauer eines Motorrades
- Hauptbremszylinder: Lebensdauer eines Motorrades, wobei im Einzelfall aus Sicherheitsgründen der Austausch von Primärmanschetten akzeptiert wird
- Bremsschlüsse: aus Sicherheitsgründen Austausch nach 4 Jahren
- Bremsflüssigkeit: jährlicher Wechsel, wobei an Intervallverlängerungen unter Erfüllung aller Sicherheitskriterien gearbeitet wird

### ■ Korrosion

Die Anforderungen an die Korrosionsbeständigkeit haben in allererster Linie das Ziel, die sichere Funktion der Teile über ihre Lebensdauer zu gewährleisten. Sichtbare, aber nicht funktionsrelevante Korrosion lässt sich nicht immer vermeiden und wird in definierten Grenzen akzeptiert.

Zur Sicherstellung der Korrosionsbeständigkeit werden sowohl die Einzelkomponenten in Laborversuchen als auch das Gesamtfahrzeug in der Fahrerprobung exakt definierten Korrosionsprüfungen unterzogen.

Durch Korrosion können sicherheitsrelevante Störungen auftreten, z. B.:

- Korrosion im Bremsbelag, die dazu führt, dass der Belag sich von der Rückenplatte löst,
- Korrosion im Hauptbremszylinder, die dazu führt, dass Korrosionsprodukte die Primärmanschette beschädigen.

### ■ Bremsenrubbeln

Ein weiterer Effekt, der sich oft erst nach langer Laufzeit einstellt, ist das Bremsenrubbeln. In den allermeisten Fällen handelt es sich hierbei um das so genannte „Kaltrubbeln“, dessen Entstehungsprozess folgendermaßen abläuft:

- Im Neuzustand sind die Bremsscheiben über ihren ganzen Umfang exakt gleich dick (innerhalb ihrer Toleranzen), sie haben aber einen Planschlag, der außerhalb eines bestimmten Grenzwertes liegt. Dieser Wert ist abhängig von Bremsscheiben- und Sattelkonstruktion und beginnt bei ca. 0,1 mm.

- Im Fahrbetrieb, und zwar speziell im ungebremsten Zustand, streift die Bremsscheibe bei jeder Umdrehung mit ihrer axial höchsten Stelle an dem jeweiligen Belag vorbei, der dabei je nach Gegenkraft etwas Material von diesem Bereich der Scheibe abträgt.
- Dadurch entstehen nach einer gewissen Laufzeit auf der Bremsscheibe die so genannten „Kaltauswaschungen“, die sich als Dickenschwankungen über den Umfang definieren lassen.
- Diese Dickenschwankungen wiederum führen bei jeder Umdrehung im gebremsten Zustand zu einer Bremsmomentschwankung, da der Systemdruck der Geometrieänderung nicht so schnell folgen kann.
- Diese Bremsmomentschwankungen sind, je nach Ausführung der Bremsanlage, ab einem Dickenschwankungswert von ca. 0,01 mm als Bremsenrubbeln spürbar. Folgende Maßnahmen können das Entstehen dieses Bremsenrubbels vermeiden:
  - Die Teile sind so exakt gefertigt, dass weder im Neuzustand noch während der Laufzeit der Bremsscheibe der kritische Planschlag überschritten wird. Dieses betrifft Bremsscheiben, die entweder starr verschraubt sind oder aber semi-schwimmend in axialer Richtung mit stark vorgespannten Wellenscheiben oder Tellerfedern befestigt sind.
  - Die Bremsscheibenlagerung wird so ausgelegt, dass einerseits eine möglichst freie oder weiche axiale Bewegungsmöglichkeit gegeben wird und andererseits ein Klappern und/oder Ausschlagen der Lagerung vermieden wird. Dadurch wird erreicht, dass die Bremsscheibe den Bremssattelschacht ohne nennenswerten Reibungswiderstand durchlaufen kann und die Anlage auf den Planschlag unempfindlich reagiert.

### Bedienfehler

Die Bremsanlage sollte im Rahmen der Möglichkeiten und unter Berücksichtigung des Aufwandes so ausgelegt sein, dass:

- Bedienfehler erst gar nicht ermöglicht werden oder

- im Falle eines Bedienfehlers die Folgen sich trotzdem in möglichst engen Grenzen halten.

Mögliche Fehler können (neben den weiter vorne erwähnten Fahrfehlern) z. B. sein:

- Überbeanspruchung der Bremse durch den Fahrer, die durchaus unbewusst und ungewollt sein kann, wie z. B. übermäßig starke Benutzung der Hinterradbremse,
- falsche Einstellung der Betätigungshebel, was im Extremfall zum Verschließen der Schnüffelbohrung und damit zum „Festgehen“ der Bremse führen kann,
- schlechte Pflege und Wartung, z. B. Nichtbeachtung von Mindestfüllständen in den Vorratsbehältern, Überschreitung der Flüssigkeits-Wechselintervalle, Nichtbeachtung der Mindest-Verschleißmaße von Bremsscheiben und Bremsbelägen.

An dieser Aufzählung ist schon zu sehen, dass neben dem Hersteller auch immer noch der Fahrer selbst einen großen Beitrag zur Betriebssicherheit seiner Bremsanlage beitragen kann und muss.

## 10.1.6 Bremsregelsysteme

### Antiblockiersysteme (ABS)

Die Aufgabe eines ABS besteht darin, das Blockieren der Räder und den damit verbundenen Seitenkraftverlust der Räder zu verhindern. Bei einem Zweirad geht nicht nur die Seitenkraft verloren, sondern auch der stabilisierende Drehimpuls. Hierbei übernimmt das Vorderrad einen dominanten Teil zur Fahrzeugstabilisierung.

### Bestandteile des ABS

Analog zu den 2-Spurfahrzeugen besteht das ABS aus zwei Hauptkomponenten, der Geschwindigkeitssensorik und der Bremskraftmodulation.

Die Hauptaufgabe der Radgeschwindigkeitsensoren besteht darin, Fahrzustände mit sehr großem Radschlupf bzw. im Extremfall blockierende Räder zu erkennen, damit von einer Regeleinheit stabilisierende Maßnahmen eingeleitet werden können. Bei den Geschwindigkeitssensoren

haben sich inzwischen induktive oder Hall-Sensoren durchgesetzt, die an der Vorderradgabel oder der Hinterradschwinge, dem Bremsanker oder Bremsattel befestigt sind und zu einem am Rad befestigten Zahnkranz oder Lochring gerichtet sind. Je größer die Zähnezahl bezogen auf den Raddurchmesser ist, um so kleinere Geschwindigkeiten können noch geregelt werden. Dies ist bei schweren Einspurfahrzeugen und auf weniger griffigen Fahrbahnen bedeutend. Die minimale Geschwindigkeit, bis zu der die ABS-Regelung aufrechterhalten werden kann, ist von diesem Verhältnis abhängig. Es muss permanent entschieden werden, ob das Rad blockiert oder das signallose Zeitintervall einer kontinuierlichen Drehfrequenz der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit entspricht. Von dem Moment, wo die Radgeschwindigkeit nicht mehr aufgelöst werden kann, wird die ABS-Regelung beendet und der Fahrer muss das Fahrzeug mit den blockierenden Rädern durch Balancieren oder Abstützen mit den Füßen im Gleichgewicht halten.

Der Modulator regelt die Bremskräfte, in derart dass ein Blockieren der Räder verhindert wird.

Einige Systeme bedienen sich Druck-, Kraft- oder Wegsensoren um die Regelung zu unterstützen und somit mehr Bremsleistung, -komfort oder -stabilität umsetzen zu können. Die Systeme werden in ▶ Abschn. 10.1.5 genauer beschrieben.

### Der ABS-Bremsvorgang

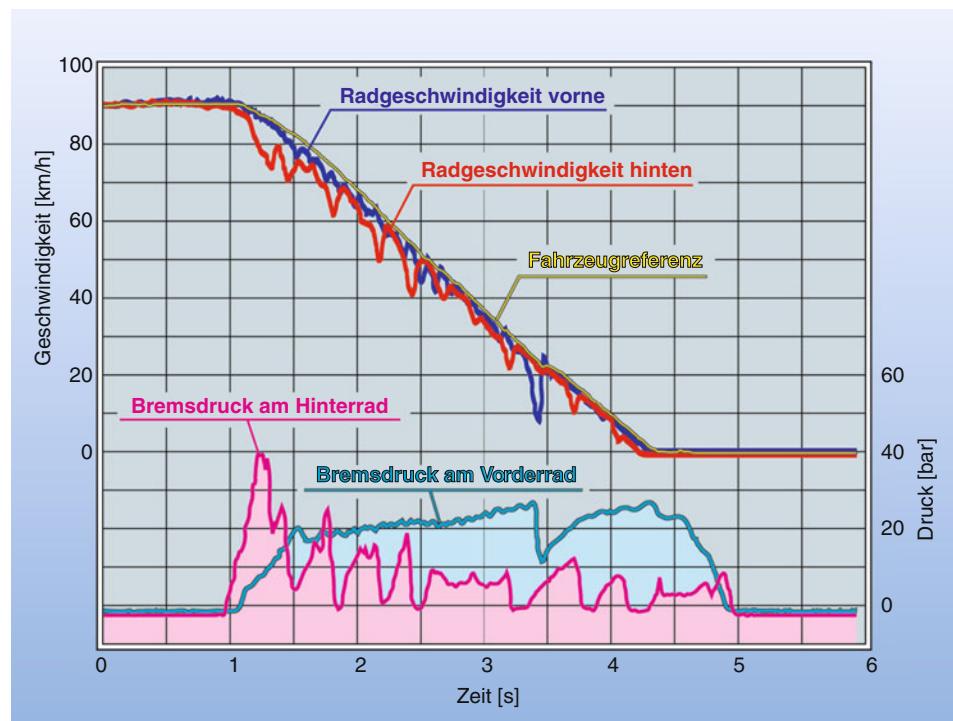
Das erste Axiom der Eigenschaften von Kraftfahrzeugen besagt, dass eine Kraftübertragung nur mit Radschlupf möglich ist. Wird ein Rad gebremst, kann der Reifen nur Kraft übertragen, wenn Bremschlupf entsteht. Bremskraft und Radschlupf nehmen auf festem Untergrund bis zur maximalen Umfangskraft zu. Von diesem Punkt aus verringert sich die Bremskraft mit zunehmendem Radschlupf bis das Rad blockiert und definitionsgemäß 100 % Radschlupf besitzt. Überschreitet die Radbremskraft diesen fahrbahn- und reifenspezifischen Wert, verzögert das Rad je nach Reibwertniveau und Überschussmoment der Radbremse mit bis zu 10 g umgerechnet auf eine translatorische Bewegung am Reifenumfang. Raddrehzahlverlauf und Schlupfniveau lassen auf die jeweiligen Fahrbahneigenschaften (Niedrigreibwert Fahrbahnbeläge, Schlechtweg...) schließen.

Loser Schnee, Schotter oder Geröll haben eine andere Bremskraft – Bremsschlupf-Charakteristik. Zu Beginn sieht der Verlauf gleich aus wie auf festem Untergrund. Die Bremskraft fällt nach dem steilen Anstieg jedoch nicht mehr ab, sondern wächst mit deutlich flacherem Gradienten weiter bis zum Blockieren des Rades an. Vor dem blockierenden Rad baut sich ein Keil auf bzw. das Rad gräbt sich ein und kann dann mit zunehmendem Bremsschlupf die Bremskraft immer weiter bis zum Blockieren des Rads steigern. Dieser Sachverhalt begründet, dass bei geländetauglichen Motorrädern das ABS abschaltbar ist, um „off road“ Freunden den gewohnten Fahrspaß und Fahrgewohnheiten zu erhalten.

Wird aufgrund der Radbedingungen „zu großer Radschlupf“ oder „unplausible hohe Radverzögerung“, das Überschreiten der maximal mögliche Bremskraft für die Fahrbahn am Radsensor registriert, muss das Bremsmoment der Radbremse zur Erhaltung der Fahrstabilität wieder reduziert

werden. Diese Regelung erfolgt durch den Modulator. Für die Modulation gibt es unterschiedliche Arbeitsprinzipien, die auch von den am Fahrzeug verbauten Bremsenbetätigungsvorrichtungen (Hydraulik, Bremsgestänge oder Seilzug) abhängig sind.

Beispielhaft ist in □ Abb. 10.31 die Messung einer ABS Regelung dargestellt. Das Fahrzeug verfügt über eine hydraulische Bremsanlage mit einem ABS Modulator mit integriertem Bremskraftverstärker. Im Bild sind die Radgeschwindigkeiten, eine errechnete Fahrzeugreferenzgeschwindigkeit und die Bremsdrücke an Vorder- und Hinterradbremse dargestellt. In diesem Fall wird der vordere Bremsdruck langsam und der hintere zügig aufgebaut. Der Blockierdruck der Hinterradbremse fällt bis ca. zur Sekunde 3 entsprechend der Radlastverteilung kontinuierlich ab. (Hüllkurve der maximalen Bremsdrücke am Hinterrad vor einem Druckabbau.) Ca. bei Sekunde 1,5 wird von der Software durch die Schwingungen des vorderen



□ Abb. 10.31 ABS Regelung trocken

Geschwindigkeitssignals der Bereich der maximalen Bremskraftübertragung erkannt. Dann erfolgt ein langsamer Druckaufbau am Vorderrad um diesen Betriebspunkt möglichst lange zu halten. Damit bleibt das Fahrzeug ruhig, ohne starke Verzögerungsschwankungen und die Fahrzeugverzögerung wird auf hohem Niveau gehalten, da jeder Abbauzyklus mit kurzzeitigen Verzögerungsverlusten und damit einer geringfügigen Bremswegverlängerung verbunden ist. Ca. in Sekunde 3,5 wird der Blockierdruck am Vorderrad überschritten und das Rad muss durch einen Druckabbau wieder abgefangen werden. Dadurch wird die Radlast am Hinterrad wieder erhöht und der Blockierdruck steigt für diesen einen Zyklus am Hinterrad etwas an (ca. 3,75 s).

## Hinterradabhebeerkennung und -assistent

Zweiräder haben ein ungünstigeres Verhältnis zwischen Schwerpunktshöhe und Radstand als Autos, das beim Verzögern zu größerer Radlaständerung an Vorder- und Hinterrad führt. Im Extremfall überschreitet die Radlaständerung die statische Radlast am Hinterrad, was zum Abheben des Hinterrades bis hin zum Überschlag führen kann. Die Reifenhersteller optimieren die Reifen kontinuierlich zu größerer Haftung. In Verbindung mit kurzen, handlichen Motorrädern kommt dem Thema Überschlagneigung der Motorräder immer mehr Bedeutung zu. Im Straßenrennsport hebt bei Geradeaus-Bremsung und trockenem Asphalt das Hinterrad bereits weit vor der Blockierneigung des Vorderrades ab. Beim Abheben eines Hinterrades gibt es zwei typische Radgeschwindigkeitsverläufe. Diese sind in Abb. 10.32 dargestellt und werden im Anschluss erläutert:

Bei Sekunde 1,15 (horizontale Zeitachse) beginnt das Hinterrad (Geschwindigkeitssignal rote Kurve) abzuheben. Da gleichzeitig Bremsdruck an der Hinterradbremse anliegt, nimmt der hintere Radschlupf sehr stark zu. Dies ist erkennbar an der Geschwindigkeitsdifferenz zu der intern errechneten Fahrzeuggeschwindigkeit (gelbe Kurve) und der Vorderradgeschwindigkeit (blaue Kurve). Das ABS versucht dem Blockieren des Hinterrades entgegenzuwirken, indem der hintere Bremsdruck abgebaut wird. Nachdem der Bremsdruck auf Null abgebaut

wurde (ca. 1,2 s), die Hinterradgeschwindigkeit sich nicht an die Referenzgeschwindigkeit des Fahrzeugs annähert und die aus der Referenzgeschwindigkeit abgeleitete Verzögerung eine Mindestschwelle überschritten hat, wird ein Eingriff am Vorderrad vorgenommen. Dieser Druckabbau am Vorderrad ist an der hellblauen Kurve ersichtlich. Zum Zeitpunkt ca. 1,4 s berührt das Hinterrad wieder den Boden, womit ein Überschlag erfolgreich verhindert wurde. Zum Zeitpunkt 1,8 s kommt es erneut zum Abheben des Hinterrades. Diesmal befindet sich kein Druck in der Hinterradbremse. Das Hinterrad dreht, nur durch seine Lagerungsreibung gebremst, frei weiter und ist jetzt schneller als die Referenzgeschwindigkeit. Die ABS Software erkennt auch diesen Fall und reagiert mit einem Druckabbau am Vorderrad zum Zeitpunkt ca. 2,0 s, das Hinterrad setzt ca. 0,1 s später wieder auf der Fahrbahn auf und verhindert somit einen Überschlag des Motorrades.

Das abhebende Hinterrad kann nur bei diesen beiden charakteristischen Radverläufen erkannt werden, da das Messverfahren indirekt arbeitet. Durch Interpretation der Radgeschwindigkeiten wird auf das Abheben zurückgeschlossen. Wird die Hinterradgeschwindigkeit durch Störungen, wie z. B. Motorschwingungen bei nicht vollständig gezogener Kupplung oder sehr unebene Fahrbahnen, in ihrem Verlauf so beeinflusst, dass sie nicht mehr in obige Schemen zu klassieren ist, kann das Abheben nicht erkannt und folglich auch nicht ausgeregelt werden.

Um eine Erkennungssicherheit für diesen kritischen Bremszustand zu bekommen, verfügen neue ABS-Hydraulikeinheiten über Drucksensoren im vorderen Bremskreis. Mit dieser Druckinformation kann, bevor sich die Verzögerung einstellt, die Nickbewegung bereits begrenzt werden. Bei Integralbremssystemen mit aktivem Druckaufbau am Hinterrad ist es sogar möglich, durch einen kurzen, gezielten Druckaufbau am Hinterrad Gewissheit über den Lastzustand bzw. Abhebezustand am Hinterrad zu bekommen.

Früher bestand bei Motorradfahrern, insbesondere bei geübten Fahrern, eine große Skepsis gegenüber dem Motorrad ABS. Diese Klientel verfügt bei richtig eingeschätztem Fahrbahnreibwert über die Fähigkeit höhere Verzögerungen ohne ABS zu

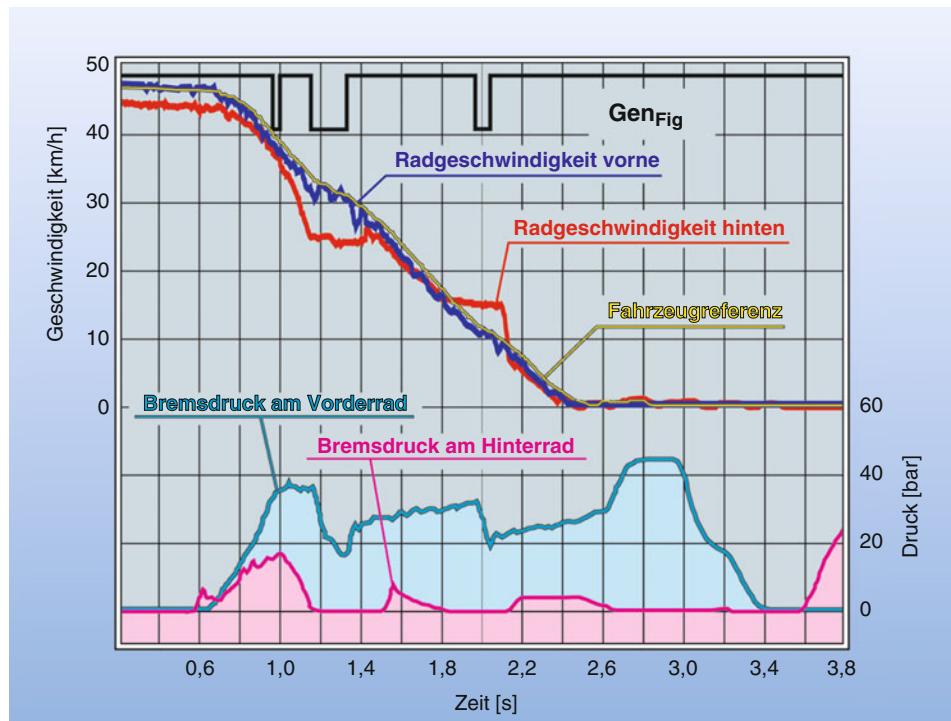


Abb. 10.32 Indirekte Rückschlüsse auf ein abhebendes Hinterrad

realisieren als mit aktivem ABS. Für Geländemotorräder sind aufgrund der deutlich unterschiedlichen Reifencharakteristik von Stollenreifen und dem anderen Schlupfverlauf auflosem Untergrunde andere Applikationsdaten in der ABS-Regelsoftware erforderlich um hohe Wirkungsgrade bei der Verzögerungsausnutzung zu erzielen. Im Motorradbereich müssen Spezialmotorräder, die für den Straßenrennsport oder den Off Road Einsatz spezialisiert sind, künftig verschiedene einstellbaren Settings des ABS aufweisen, um den versierteren Kunden zufrieden stellen zu können.

### Arbeitsprinzipien

Es gibt verschiedene Arbeitsprinzipien die Bremskraft am Rad zu regeln. Bei Bremsen, die über Seilzug oder Bremsgestänge betätigt werden, kann weggesteuert in die Bremsebetätigung eingegriffen werden. Dies ist im Abschn. *Elektromechanisches Planetengetriebe* erläutert. Für hydraulische Bremsanlagen gibt es deutlich vielfältigere konstruktive

Ausführungen. Diese sind in den folgenden Abschnitten erläutert.

### Elektromechanisches Planetengetriebe

Auf dem japanischen Markt war im Modelljahr 1998 ein 50er Roller von Honda mit dem Namen DIO erhältlich.

Die Regeleinheit bestand aus einem Elektromotor, einer elektromagnetischen Bremse und zwei Planetenträgern. Der Planetenträger des vorderen Planetensatzes war über ein Zahnsegment mit dem Hauptbremszylinder der vorderen Scheibenbremse verbunden. Der Planetenträger des hinteren befand sich ebenso mit einem Zahnsegment in Eingriff. Der Seilzug für die hintere Trommelbremse war an einem drehbar gelagerten Betätigungshebel angebracht, der vom Seilzug des linken Bremshebels angesteuert wurde. Dieser Hebel konnte mit einem Mitnehmer vom Zahnsegment bewegt werden. Die Bewegung wurde über den am Betätigungshebel angebrachten Winkelsensor erfasst. Dieser konnte sowohl die Auslenkung als auch die Auslenkungsge-

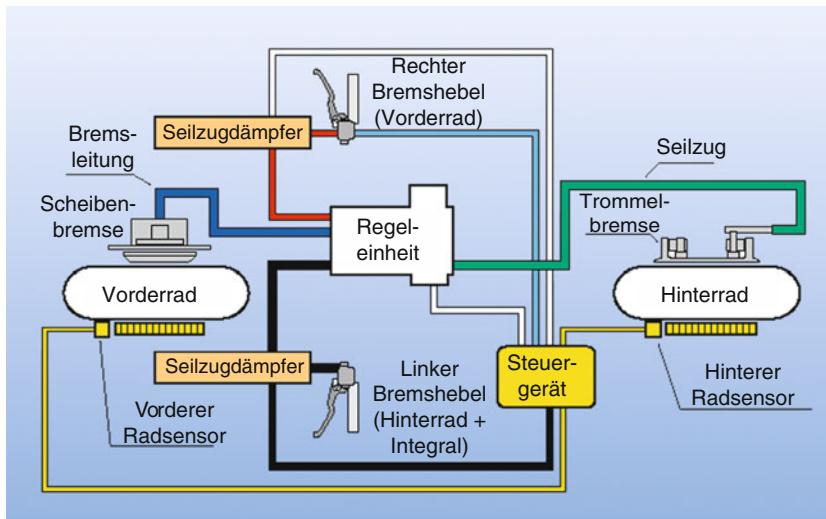


Abb. 10.33 Aufbau der Honda DIO Bremse

schwindigkeit erkennen. Die Mitnehmerkonstruktion ermöglichte es, über das Zahnsegment die hintere Bremse zu entlasten. Die Bremskraft konnte jedoch nicht erhöht werden. Die Planetensätze waren über ein gemeinsames Hohlräder fest miteinander verbunden. Das Sonnenrad des vorderen Planetensatzes war fest mit dem Elektromotor verbunden, das Sonnenrad des hinteren Planetensatzes war mit einer elektromagnetischen Bremse kombiniert. Die Regeleinheit war ab einer bestimmten Verzögerung bei Betätigung des linken Bremshebels für die Integralbremswirkung auf das Vorderrad als auch für die ABS-Regelung beider Räder zuständig. Die Ausführung ist in den Abb. 10.33 und Abb. 10.34 schematisiert.

Das Bremsmoment konnte immer nur an beiden Rädern gleichzeitig geregelt werden (1-Kanal-ABS) und stellt lediglich eine Unterstützung der Bremskraftverteilung auf Vorder- und Hinterrad bei gleichzeitiger Sturzverhinderung mit einer auf Stabilität und nicht auf maximale Verzögerung optimierten ABS-Funktion dar. Dies war wahrscheinlich auch auf die prinzipbedingten, eingeschränkten Möglichkeiten zurückzuführen. Alleine die über ein Gestänge betätigtes Trommelbremse zeigt ein sehr schwieriges Kraft-Betätigungsverhalten und ist deshalb nicht einfach zu regeln.

Damit die Hebelbewegungen bei einer Regelung des Modulators nicht so heftig auf die Betätigungshebel wirken, wurden Seilzugdämpfer in die Seilzüge zwischen Betätigungsseinrichtung und Modulator eingebaut.

### Ventilsysteme

Ventilsysteme sind die am meist verbreiteten Druckmodulatoren. Sie sind in Automobilen mit hydraulischer und pneumatischer Bremsanlage verbaut.

Der Druckmodulator wird zwischen die Betätigungsseinrichtung und den Geberzylinder geschaltet. Die beiden in sich geschlossenen Bremskreise besitzen zwei elektrisch betätigtes 2/2 Wegeventile, das sogenannte Einlassventil EV und das Auslassventil AV, sowie ein Reservoir und eine Hydraulikpumpe (Abb. 10.35). Die Hydraulikpumpen beider Regelkreise werden in der Regel über denselben Elektromotor angetrieben. Außerdem befinden sich im System noch Drosseln/Blenden sowie diverse Rückschlagventile, die eine eindeutige Strömungsrichtung der Bremsflüssigkeit beim Ausfall bestimmter Systemkomponenten bzw. die Beendigung des Bremsvorganges innerhalb einer Regelbremsung zulassen.

In der weiteren Evolution hochwertiger Ventilsysteme wurden die Einlassventile mit den Blenden

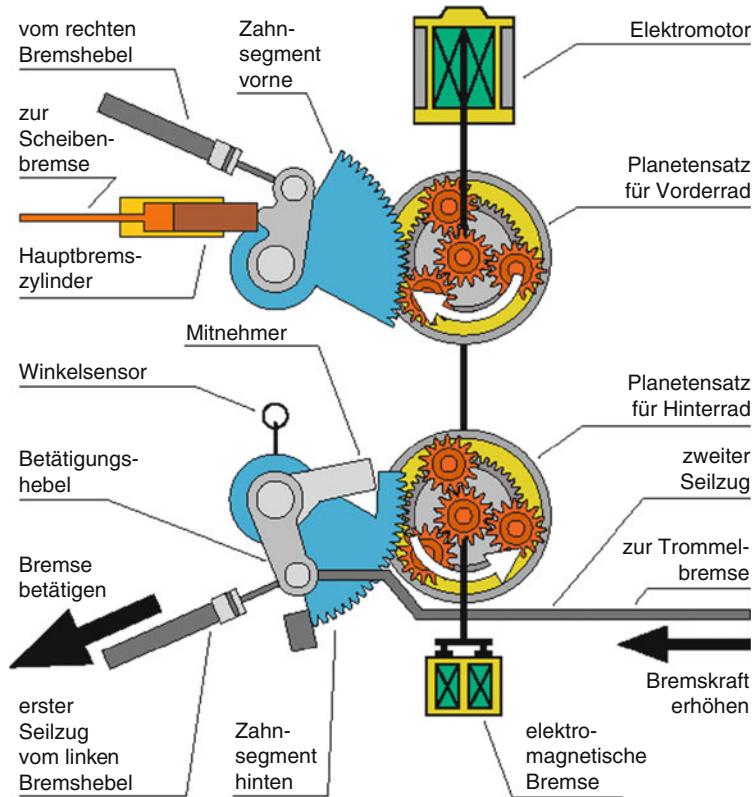


Abb. 10.34 Schematischer Aufbau des elektromechanischen ABS-Integralbremsmodulators

durch ein hubgesteuertes Analogventil und einen Drucksensor substituiert. Durch die Druckinformation kann der Druckaufbau durch einen optimalen Ventilhub schnellstmöglich durchflussteuert erfolgen. Der Druckaufbau erfolgt stufenlos und ohne überlagerte Druckschwingungen, die auch lästige Geräusche erzeugen können.

Die hydraulischen Komponenten, die Bremsanlage und die Schaltdauer in der Regelsoftware müssen fahrzeugspezifisch aufeinander abgestimmt werden, um optimale Regelungen zu erzielen.

Bei einer normalen (ungeregelten) Bremsung wird der Bremsdruck vom Bremszylinder kommandiert über den Anschluss der Handarmatur oder den Fuß-HBZ und das entsprechende stromlos geöffnete EV zum Bremssattel geleitet. Der Weg zum Reservoir ist über Rückschlagventile und das stromlos geschlossene AV versperrt. Dadurch kann der Bremsdruck im Radzyylinder direkt vom Haupt-

bremszylinder gesteuert werden. Zeigt nun ein Rad während einer Bremsung instabiles Verhalten, welches mit den Radsensoren gemessen wird, geht das ABS in die Regelung des Raddrückes über.

Innerhalb der ABS-Bremsung werden 3 Regelzustände unterschieden:

- I. Druckhaltephase: EV und AV geschlossen
- II. Druckabbauphase: EV geschlossen und AV geöffnet
- III. Druckaufbauphase: EV geöffnet und AV geschlossen

Damit der Druckauf- und -abbau in von der Software beherrschbaren Zeiten durchgeführt werden kann, sind in den Ventilen Blenden zur Drosselung des Flüssigkeitsstromes integriert. Alternativ können hier wie bereits erwähnt auch hubgeregelte Proportionalventile verwendet werden.

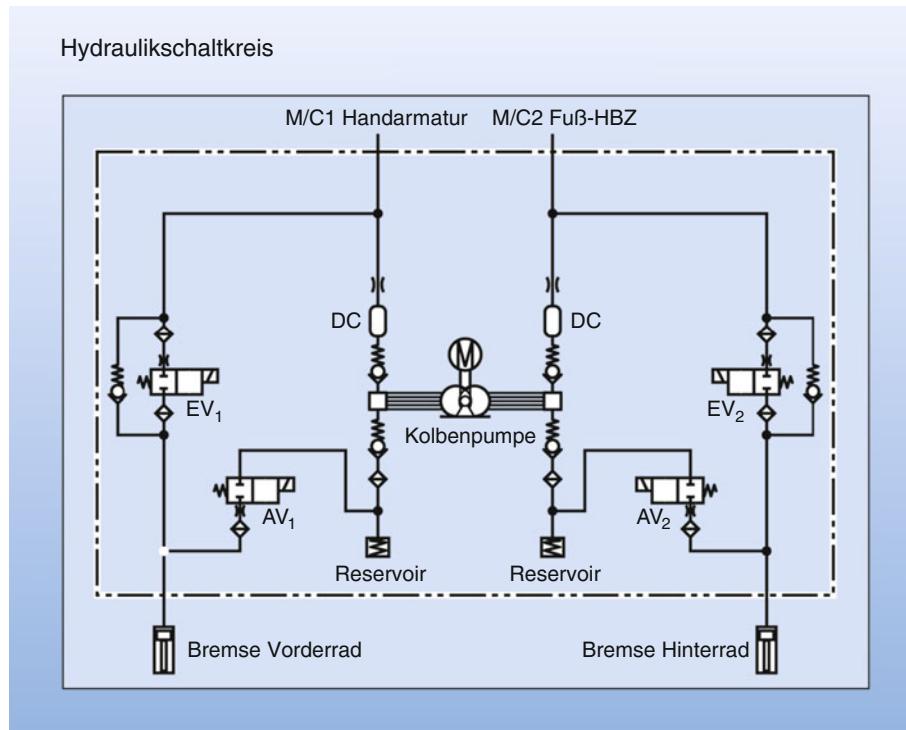


Abb. 10.35 Hydraulisches Schaubild eines Zwei-Kreis Ventilsystems ABS 5 M von Bosch

Da beim Beginn der Regelbremsung die Förderleistung der Pumpe einer gewissen Trägheit und Anlaufdauer unterworfen ist, kann der erste Druckabbau bei Bedarf in das Reservoir erfolgen. Das Reservoir wird von der Pumpe, wenn die ausreichende Förderleistung erreicht ist, mit der Federunterstützung des Reservoirs wieder entleert.

Damit während der Druckhalte- oder -abbauphase die Fahrzeugverzögerung vom Fahrer reduziert oder beendet werden kann, ist dem EV ein Rückschlagventil parallel geschaltet.

ABS Regelvorgänge mit einem Ventilsystem sind immer mit Hebelpulsationen verbunden. Das beim Druckabbau dem Bremskreis zwischen Modulator und Bremssattel entnommene Flüssigkeitsvolumen wird in den Kreis zwischen Betätigungsseinrichtung und Modulator gepumpt. Dadurch wird der Bremshebel um den daraus resultierenden Weg der Betätigungsrichtung entgegen bewegt

Mitte der 80er Jahre konnte mit diesen Systemen der Bremsdruck noch nicht ausreichend schnell moduliert werden bzw. nicht schnell genug

auf 0 bar abgebaut werden. Dies ist auf Fahrbahnen mit geringerem Reibwert  $\mu$  für Einspurfahrzeuge ein wichtiges Kriterium. Außerdem wird der Bremshebel gegen die Betätigungsrichtung des Fahrers beim Druckabbau bewegt, was vereinzelt als unkomfortabel angesehen wird. Moderne Ventilsysteme bedienen sich auch sogenannter Dämpfungskammern (DC) und reduzieren bei variabler Motordrehzahl die Bremshebelpulsationen.

### Plungersystem

Beim Plungersystem befindet sich ein beweglicher Kolben (Plunger) im Bypass des Bremssystems (Abb. 10.36). Erkennen die Radsensoren ein instabiles Radverhalten wird mit dem Kolben ein Ausgleichsvolumen zum Druckabbau zur Verfügung gestellt. Bei dieser Bewegung verschließt sich ein Kugelventil, das durch einen Stift in der Grundstellung des Kolbens offen gehalten wurde und einen normalen Bremsvorgang ermöglichte. Ist während der Regelung das Kugelventil geschlossen, bleibt der Bremshebel konstant stehen, bis das Rad mit

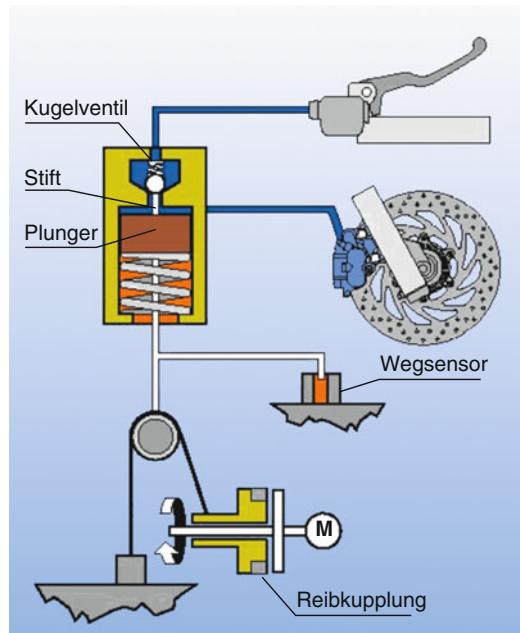


Abb. 10.36 Schaltbild eines hydraulischen Plungersystems

dem eingesteuerten Bremsdruck stabil wird. Dann erreicht der Kolben wieder seine Grundstellung, das Kugelventil öffnet sich und mit dem Bremshebel kann der Bremsdruck bis zum nächsten instabilen Radverhalten weiter gesteigert werden. Das System wird auf die Volumenaufnahme und Blockierdruckniveau der Bremsanlage abgestimmt. Im Kugelventil ist gleichzeitig ein Rückschlagventil untergebracht, das beim Lösen des Bremshebels jederzeit den Bremsdruck im Bremssattel unabhängig von der Plungerstellung abbauen kann.

Der Kolben kann auf unterschiedliche Weise angesteuert werden. Im Beispiel der Abb. 10.36 wird der Kolben mit einer Feder in seiner Grundstellung (außerhalb der Regelung) gehalten. Deren Federvorspannung muss groß genug sein, dass innerhalb der möglichen Bremsdrücke keine Bewegung des Kolbens vorkommen kann, die das Kugelventil schließen würde. Mittels einer Kette, elektromagnetischer Reibkupplung und eines Elektromotors wird der Kolben bewegt. Ein Wegsensor ermöglicht es Arbeitspunkte gezielt anzufahren bzw. möglichst lange zu halten, wie beispielsweise in Abb. 10.31 dargestellt und in Abschn. 10.1.6 erläutert.

Eine andere Möglichkeit besteht darin, über einen Kurbeltrieb und einen elektrischen Stellmotor den Kolben zu bewegen. Auch hier hält eine Feder mit gleichen Anforderungen den Kolben in seiner Grundstellung. Ein Drehgeber, der die Lage des Kolbens erfassst, ermöglicht eine komfortable Regelung des Stellmotors.

### Staudrucksystem mit Bremskraftverstärkung

Beim Staudrucksystem wie in Abb. 10.37 dargestellt setzt sich jeder Bremskreis aus einem Steuerkreis zwischen Hauptbremszylinder und Druckmodulator sowie einem Radkreis zwischen Druckmodulator und Bremssattel zusammen. Die elektromagnetische Spule und der Steuerkolben mit eingepresster Steuerstange werden als Regelventil bezeichnet.

Das System wird durch die elektrische Spannungsversorgung beim Einschalten der Zündung in seine normale Bremsfunktion versetzt. Bei Betätigung des Hauptbremszylinders wird der Motor der Hydraulikpumpe gestartet und das Regelventil hydraulisch angesteuert. Die Steuerstange drückt die Kugel gegen den Flüssigkeitsstrom der Pumpe. Der sich im Radkreis bildende Staudruck wirkt über die Sitzfläche der Kugel auf die Steuerstange zurück und es herrscht ein Kräftegleichgewicht. Wenn beispielsweise bei einem blockierenden Rad eine Druckreduktion notwendig wird, kann die Ansteuerkraft mit der Kraft der elektromagnetischen Spule nahezu proportional zum eingesteuerten Strom verringert werden. Im Radkreis wird dann der Druck entsprechend sinken.

Das Flächenverhältnis zwischen Steuerstange und Kugelsitz ergibt den Verstärkungsfaktor des Bremskreises. Die Hydraulikpumpe stellt das infolge von Elastizität benötigte Bremsvolumen in der Bremsanlage zur Verfügung. D. h. in der normalen, verstärkten Bremsfunktion reduzieren sich daher die Betätigungs kraft und der Betätigungs weg gegenüber einer konventionellen Bremsanlage.

Dadurch das Aufbringen des Volumenbedarfs der Bremsanlage von der Hydraulikpumpe, ist analog eines Bremsassistenten ein schnellerer Druckaufbau als bei einer konventionellen Bremsanlage möglich.

Die zu bewegenden Massen des Regelventils sind deutlich geringer als bei einem Plunger-

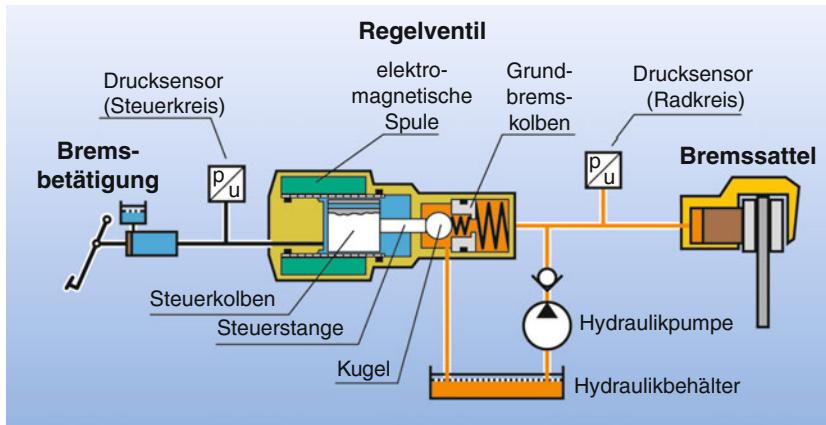


Abb. 10.37 Schaltbild eines elektrohydraulischen Bremssystems mit integriertem Bremskraftverstärker und ABS

System. Dadurch wird eine geringere Aktivierungsenergie für die Einleitung der ABS-Regelung benötigt. Die Druckabbaukennung ist im Gegensatz zu einem Ventilsystem unabhängig vom aktuellen Druck am Hauptbremszylinder. All dies ermöglicht deutlich schneller auf ein instabiles Rad mit einem Bremsdruckabbau und auf Fahrbahnveränderungen mit schnellerem Druckaufbau zu reagieren.

Sollte wegen abgeschalteter Stromversorgung oder einer diagnostizierten Systemstörung der Pumpenmotor nicht anlaufen oder die Pumpe keinen Druck fördern, so wird die Steuerstange über die normale Lage hinaus verschoben und der Ventilsitz geschlossen. Im nächsten Schritt wird der Grundbremskolben bewegt, so dass im Bremskreis Druck aufgebaut werden kann. Das Rückschlagventil verhindert in diesem Fall Leckagen über die Pumpe.

In der Grundbremsfunktion gibt das Verhältnis zwischen der Stoßel- und Grundbremskolbenfläche die Untersetzung an. Da die Hydraulikpumpen in der hydraulischen Grundbremsfunktion nicht betrieben werden, muss gegenüber einer konventionellen Bremsanlage mit erhöhtem Betätigungs weg und erhöhter Betätigungs Kraft verzögert werden. Die Bremsanlage ist so konzipiert, dass auf trockenem Asphalt mit erhöhter Betätigungs Kraft bis zur Blockierungsgrenze der Räder gebremst werden kann. Dies bedeutet, dass die maximale Verzögerung abgerufen werden kann.

## 10.1.7 Integralbremssysteme

Seit den 30er Jahren, als Lederbremsbeläge aus den Bremsenkonstruktionen wichen, wurde nach Möglichkeiten gesucht, neben der Erhöhung der Bremsleistung die Bremsen von Vorder- und Hinterrad beim Motorrad zu kombinieren. Englische Rudge Motorräder hatten 1924 bereits Integralbremsen. Hier wurde die Bremswirkung der Fußbremse mit einer Seite der Doppeldosendeckelbremse im Vorderrad kombinierte. Dieses Prinzip wurde dann mit hydraulischen Scheibenbremsen von Moto Guzzi in den 70er Jahren übernommen. Darauf wird später noch eingegangen.

Zweiräder besitzen gegenüber den Zweispurfahrzeugen bedingt durch die Homologationsvorschrift zwei Bremshebel, die jeweils auf ein unterschiedliches Rad wirken. Die Bremskraft muss dann vom Fahrer auf Vorderrad und Hinterrad selbstständig verteilt werden. In den 80er Jahren wurde die Motorleistung in den Motorrädern immer weiter gesteigert. Deshalb wurde das Bremsvermögen derart optimiert, dass jeder Fahrer mit serienmäßigen Bremsanlagen an den Motorrädern in die Lage versetzt wurde, die Räder zu blockieren. Die Vorteile eines ABS und einer intelligenten Integralbremse wurden nun immer deutlicher. Selbst geübte Fahrer sind überfordert, die Bremskräfte gleichmäßig entsprechend der idealen Bremskraftverteilung für den aktuellen Beladungszustand des Fahrzeuges zu

verteilen und somit die maximale Stabilität bei einer Bremsung zu aufrecht zu erhalten. Die Auswirkungen machen sich bei Bremsungen geradeaus auf griffigen Fahrbahnen, auf denen das Vorderrad bei einer Vollbremsung einen Verzögerungsanteil von 80–100 % übernimmt, kaum bemerkbar, wenn der Fahrer die Hinterradbremse nicht nutzt. Um das Risiko dieses technischen Nachteils und des menschlichen, motorischen Defizits zu minimieren, wurden bei Fahrtrainings Strategien wie „vorne blockieren und hinten dosieren“ entwickelt.

Ein ABS bietet zumindest bei einer Vollbremsung mit maximaler Fahrbahnreibwertausnutzung die Möglichkeit, dass sich das Vorder- und Hinterrad automatisch entsprechend der idealen Verteilung einregeln. Dies muss aber durch Fahrwerksunruhen innerhalb der ABS-Regelung erkauft werden. In der Kurvenfahrt ist es doppelt schwierig. Hier kommt zur Unsicherheit des Fahrbahnreibwertes noch eine Minderung der möglichen Bremskräfte am Reifen durch notwendige Seitenkräfte hinzu. Dies ist dem Kamm'schen Kreis für die übertragbaren Reifenkräfte zu entnehmen. Je nachdem wie weit man sich am Limit der übertragbaren Seitenkräfte befindet, kommt das Risiko eines seitlich abschmierenden Rades oder sehr hohen Lenkmomenten bei einer ABS-Regelung in Schräglage hinzu. Werden die Bremskräfte gemäß der Idealverteilung auf Vorder- und Hinterradbremse dosiert, bleibt die Bremsstabilität so lange wie möglich bis zum Blockieren der Räder bzw. wenn vorhanden einer ABS Regelung erhalten.

Es gibt verschiedene Möglichkeiten die Bremsen mit den jeweiligen Bremshebeln am Motorrad zu kombinieren, die wiederum Rückwirkungen auf den Gebrauch bzw. die Anwendung eines Motorrads haben.

Dies soll anhand einiger praktischer Beispiele unterlegt werden:

Ein Motorrad bleibt bekanntlich im Stillstand nicht von alleine stehen. Also muss der Fahrer den Fuß vom Fußbremshebel nehmen. Somit kommt dem Handbremshebel eine besondere Bedeutung zu. Beim Anhalten in Steigungen mit dem Vorderrad nach oben, gibt es eine vom Untergrund abhängige maximale Steigung ab der das Motorrad in Abhängigkeit von der Beladung mit der Vorderradbremse nicht mehr gehalten werden kann.

Hier kommt der Fahrer schnell in Konflikte mit der Fußbremse das Motorrad halten zu müssen und gleichzeitig den Fuß zu benötigen damit das Motorrad nicht umfällt.

Wird ein Motorrad bei langsamer Kurvenfahrt mit großem Lenkwinkel am Vorderrad gebremst fällt es schlagartig zur Kurveninnenseite (Umfallgefahr). Wird in gleicher Situation am Hinterrad gebremst tritt dieser Effekt nicht ein. Werden beide Bremsen gleichzeitig benutzt verringert sich dieser Effekt entsprechend der Bremskraftverteilung.

Somit ergeben sich bei Integralbremskombinationen folgende Vorteile:

1. Die Kombination des Handhebels mit beiden Bremsen:
  - a) Der Handbremshebel ist immer leicht erreichbar Fahrzeug ist am Berg im Stillstand immer leicht zu halten.
  - b) Der Handhebel wird vom Motorradfahrer zum Erreichen hoher Verzögerungen verwendet.
  - c) Reduzierung der Umfallgefahr bei langsamer Kurvenfahrt mit großem Lenkwinkel.
2. Die Kombination des Fußhebels mit beiden Bremsen:
  - a) Mit dem Fußbremshebel kann die maximale Verzögerung abgerufen werden.
  - b) Die Fahrzeugreaktionen verschlechtern sich bei langsamer Kurvenfahrt mit großem Lenkwinkel.
3. Die Kombination des Fußhebels nur mit der Hinterradbremse bietet folgende Vorteile:
  - a) Maximale Bremsstabilität bei langsamer Kurvenfahrt mit großem Lenkwinkel
  - b) Die Bremse kann in Serpentinen zum Strecken des Motorrades oder zum Dämpfen von Lastwechselreaktionen im Antriebsstrang verwendet werden.
  - c) In Kurven kann ein gezieltes Übersteuern erzeugt werden

## Verknüpfung eines Vorderradbremssattels mit dem Fußbremshebel von Moto Guzzi

Moto Guzzi entwickelte mit der Firma Brembo das erste hydraulische Integralbremssystem für Motorräder in Großserienproduktion. Dieses System kam

1975 in der 850-T3 erstmals zum Einsatz. Hierbei wurde der Fußbremskopfzylinder mit einer Vorderrad- und der Hinterradbremsscheibe verbunden. Die Bremskraftverteilung war fest vorgegeben mit ca. 70 % am Vorderrad und 30 % am Hinterrad. Der Handbremshebel wirkte auf die zweite Bremsscheibe am Vorderrad. Die Moto Guzzi Modelle hatten von Haus aus einen recht langen Radstand und deshalb fiel die Radlaständerung geringer aus als bei kurzen Motorrädern. Aus diesem Grund konnte bis zu relativ hohen Verzögerungen ohne blockierendes Hinterrad gebremst werden.

Der Nachteil des Systems war, dass die Bremskraftverteilung in einem festen Verhältnis zwischen Vorderrad- und Hinterradbremse erfolgte und nicht an die fahrzeugspezifische Idealverteilung angenähert werden konnte. Beim Überschreiten einer bestimmten Verzögerung blockierte dann das Hinterrad während am Vorderrad der Bremsdruck über den Fußhebel bis zum Blockieren noch weiter gesteigert werden konnte. Um die maximale Fahrzeugverzögerung zu erreichen wurde sehr viel Sachverstand bzw. Erfahrung vom Fahrer gefordert. Außerdem wurde die Gabel durch die unterschiedlichen Bremsmomente an den vorderen Bremsscheiben torsionsbelastet.

### Combined Brake System von Honda

Honda brachte 1983 ebenfalls ein Integralbremssystem auf den Markt. Das System in der Gold Wing kombinierte beide Räder mit beiden Bremshebeln. Zusätzlich wurde ein Druckbegrenzungs- und -abbauveitil (Pressure control valve, PCV) in Hinterradkreis installiert, um eine angenäherte ideale Bremskraftverteilung auf Vorder- und Hinterradbremse zu erzielen. Das System ist im Abb. 10.38 schematisch dargestellt. Damit der Volumenhaushalt der Bremsanlage bei akzeptablem Betätigungsdruck sichergestellt werden konnte, wurde der linke Bremssattel gegen einen hydraulischen Betätigungszyylinder an dem Gabeltauchrohr abgestützt. Dieser Bremsdruck wurde über ein PCV zu den äußeren Bremssylindern im Hinterradbremssattel geleitet. Dies war, insbesondere bei dem Handbremshebel sehr wichtig, weil er die größere Kolbenfläche an den vorderen Bremssätteln bedienen musste und somit beim Versorgen zusätzlicher Verbraucher im

hinternen Bremssattel eine noch weichere Bremshebelcharakteristik erhalten hätte.

Die Bremskraftverteilung war so ausgelegt, dass bei Betätigung über den Fußbremshebel das Hinterrad und bei Betätigung über den Handhebel das Vorderrad zuerst blockierte.

Beim Betätigen beider Bremshebel gleichzeitig entstand ein indifferentes Verhalten. Das System wurde über die Jahre weiterentwickelt und 1996 erstmals mit einem ABS, das nach dem Plunger-Prinzip arbeitete, kombiniert. Dies war die erste Integralbremse mit ABS für Motorräder.

In der Rennsaison 1998 verwendete Aaron Slight mit der Werks RC45 eine über den Handhebel angesteuerte Integralbremse, die einen Bremsdruck am Hinterrad in der Anbremsphase erzeugte. Sein Teamkollege fuhr mit einem konventionellen Bremsystem.

Eine weitere Variante ist das „single CBS“, bei dem der Handhebel ähnlich dem Moto Guzzi System ausschließlich auf die Vorderradbremse wirkt, während der Fußhebel beide Räder bremst. Zusätzlich wird das „Dual CBS“ angeboten, bei dem beide Bremshebel auf beide Räder wirken.

Der hydraulische Aufwand bei diesem Integral System insbesondere Integral ABS ist beträchtlich. Es werden Bremssättel mit zwei hydraulisch getrennten Kreisen benötigt, um die gesetzlichen Forderungen für Motorräder nach zwei getrennten Bremskreisen zu erfüllen. Es sind in Kombination bis zu 2 PCVs, ein Servo- Betätigungszyylinder, ein Verzögerungsventil für die rechte vordere Bremsscheibe und gegebenenfalls zwei getrennte ABS-Modulatoren für jedes Rad mit entsprechend vielen Bremsleitungen und -schläuchen verbaut.

### Integralbremssystem von BMW

Im Jahr 2000 zur InterMot in München wurde das Integral ABS von BMW präsentiert. Die Steuer-Elektronik ist in der Lage durch Vergleich der Blockierdrücke an Vorder- und Hinterradbremse den Beladungszustand zu erkennen und die der Beladung entsprechende, fahrzeugspezifische Bremskraftverteilungskurve zu adaptieren. Durch den geringen Kolbendurchmesser und den geringen Arbeitshub des Kugelventils wird der Hebelweg dabei nicht spürbar verlängert. Die Adaption vom leeren zum vollbeladenen Fahrzeug und umgekehrt

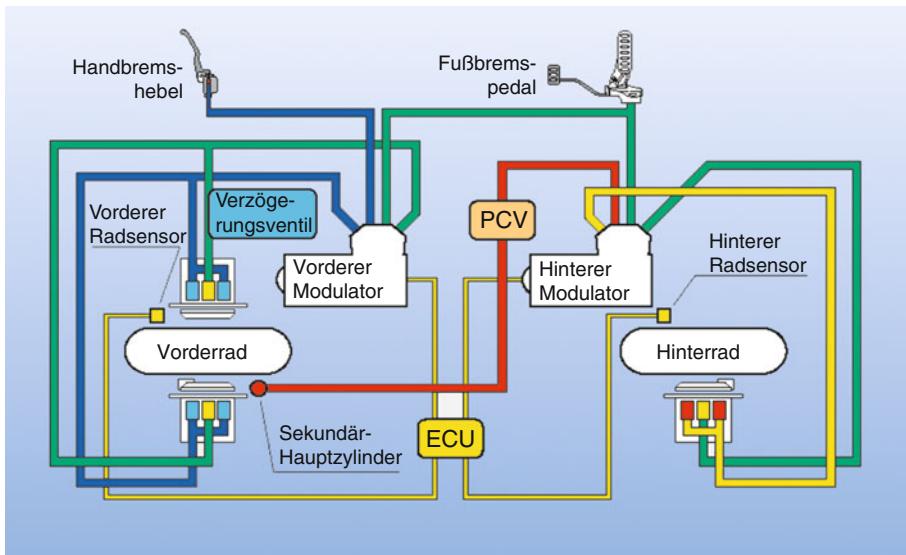


Abb. 10.38 Honda CBS ABS der Pan European

10

benötigt nur ca. 1–3 s. Das System ist ein Staudrucksystem mit Bremskraftverstärker. Eine Verbindungsbohrung ermöglicht einem Integralkolben auf den Steuerkolben und damit auf das Kugelventil des anderen Kreises eine Kraft auszuüben. Siehe Abb. 10.39. Werden beide Radpumpen bei der Betätigung eines Bremslichtschalters aktiviert, ist eine Integralfunktion möglich. Die Anpassung des Hinterraddrückes an die ideale Bremskraftverteilung erfolgt über die von der Steuerelektronik geregelte elektro-magnetische Spule, mit der auch die ABS-Regelung durchgeführt wird. Je nach Anordnung der Integralkolben und Ansteuerbohrungen ist jede beliebige Kombination der Bremshebel mit den Radbremsen möglich. Bei ausgeschalteter Zündung, d. h. ohne Unterstützung der Hydraulikpumpe wird die Integralfunktion außer Kraft gesetzt und es entsteht ein konventionelles Bremssystem ohne Verknüpfung der Vorder- und Hinterradbremse. Von BMW werden zwei Kombinationsvarianten angeboten, das so genannte Teilintegral, bei dem der Fußbremshebel nur auf die Hinterradbremse wirkt, während der Handhebel beide Radbremsen betätigt, und das Vollintegral bei dem beide Bremshebel jeweils auf beide Radbremsen wirken.

Das Teilintegral wird besonders von sportlich orientierten Fahrern gefordert und wird deshalb in den entsprechenden Modellen verbaut.

Das Vollintegral wird in den Reisetourern und Cruisern angewendet.

Wegen der komplexen Verknüpfung für die Bestimmung der idealen Bremskraftverteilung von Vorder- und Hinterrad, sind bei allen Integralbremsen Veränderungen an der Bremsanlage in Verbindung mit Integralbremsen nicht zulässig und können zu Fehlfunktionen führen. Der Verlauf der Verteilungskurve ist neben Radstand, -durchmesser und Schwerpunktlage des Fahrzeugs, von den Bremsenkenndaten: Bremskolben-, -scheibendurchmesser und -belagreibwert abhängig.

### Ventilsystem mit aktivem Druckaufbau

2006 begann bei BMW Motorrad die Kosten- und Gewichtsoffensive für Integral-ABS System. Erstmals wurde ein DSC-Ventilsystem Conti Teves MK60 aus dem Autobereich modifiziert und als Teil-Integralsystem mit aktivem Druckaufbau am Hinterrad in Serie gebracht. Dieses System war mit drei Druckaufnehmern ausgestattet, um auch hier eine ideale Bremskraftverteilung zwischen Hinter-

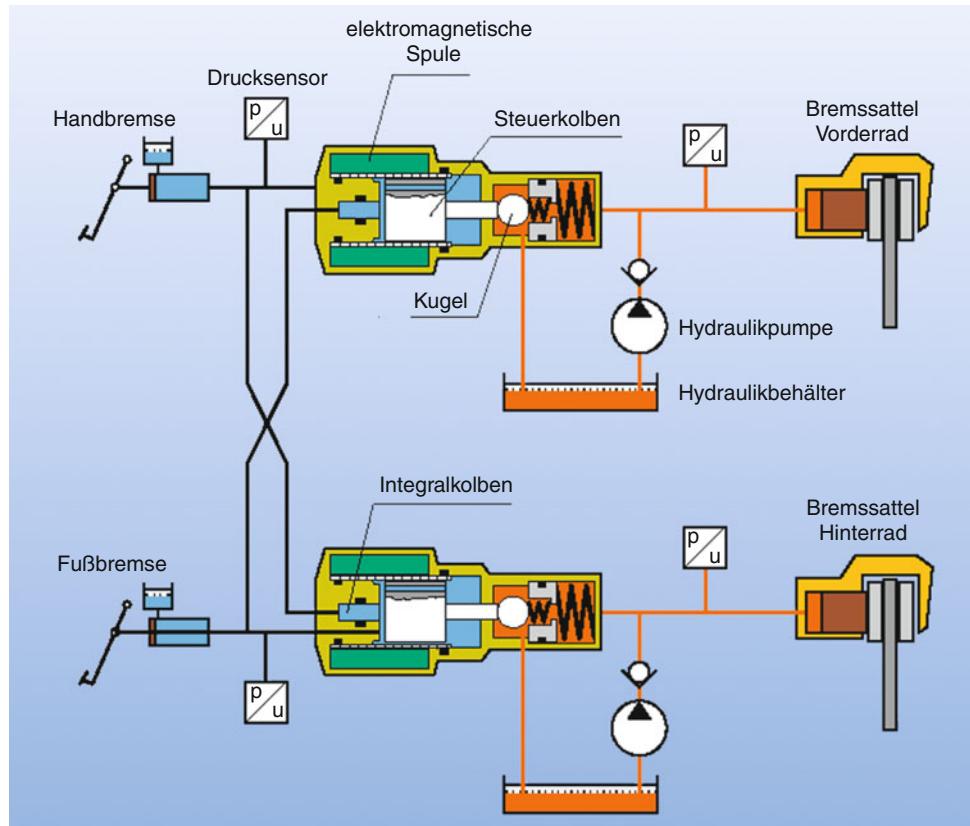


Abb. 10.39 BMW Integral ABS in der Variante Vollintegral

und Vorderradbremse zu ermöglichen. Das Bosch ABS 9ME wurde dann für die S 1000 RR als Race ABS weiterentwickelt und zur Verbesserung der Druckregelung an einer Hochleistung Superbike Vorderradbremse mit vier Drucksensoren ausgestattet (Abb. 10.40).

Um den Druckaufbau am Hinterrad zu ermöglichen, werden zwei zusätzliche Ventile (Umschaltventil USV und Hochdruckschaltventil HSV im Funktionsschaubild) benötigt. Dieser Druckaufbau kann wie bereits erwähnt zur verbesserten Hinterradabheberkennung genutzt werden. In analoger Weise kann auch bei Fußbetätigung ein Druckaufbau an der Vorderradbremse erzeugt werden. In Abb. 10.41 ist die Gewichtsreduktion über einen Zeitraum von 24 Jahren bei gleichzeitiger Zunahme an Funktionalität zu erkennen. Analog zum Pkw sind Ventilsysteme auch bei Motorrädern am wei-

testen verbreitet und entwickeln sich permanent weiter.

### 10.1.8 Brake by wire System

Honda veröffentlichte 2008 das Arbeitsprinzip des „sport ABS“ für die Honda CB1000 fireblade. Dieses System besteht pro Radkreis aus drei Drucksensoren, drei Magnetventilen, einem Simulator (für das Bremsgefühl), zwei Rückschlagventilen und einem separaten Bremszylinder, der über eine Spindel mit einem Elektromotor angetrieben wird. Ohne elektrische Unterstützung oder im Fehlerfall ist der konventionelle Betätigungszyylinder direkt mit dem Bremszylinder verbunden. Bei aktivem System wird der konventionelle Betätigungszyylinder mit dem SNOM Ventil vom Bremssattel getrennt

### Integralbremsfunktion mit Ventilsystemen

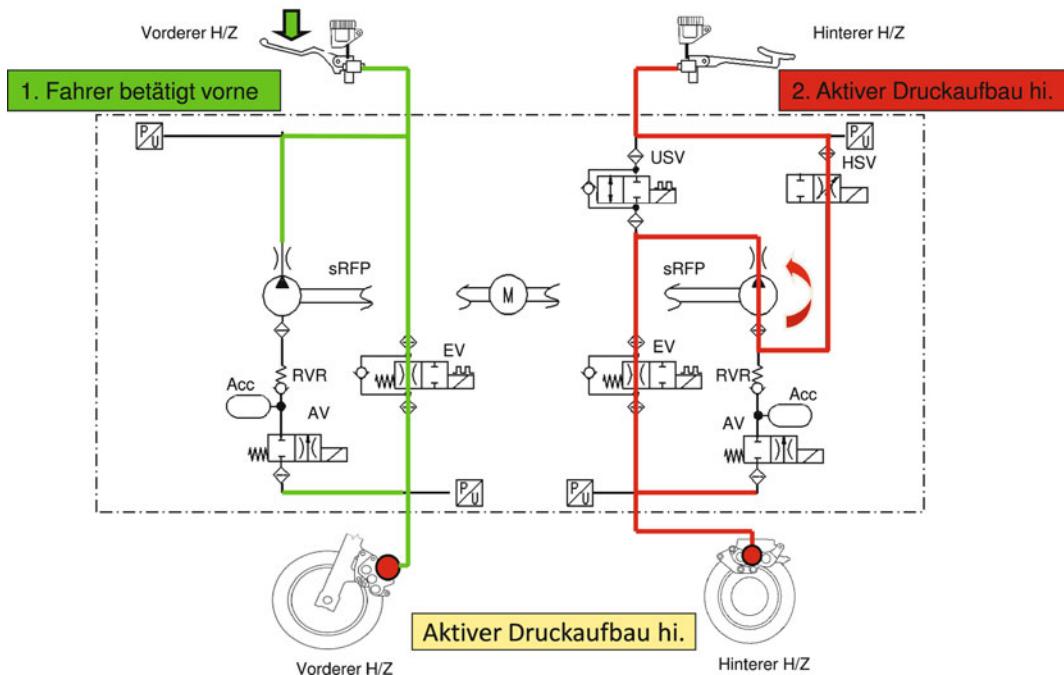


Abb. 10.40 Ventilsystem als Teilintegral im aktiven Druckaufbau am Hinterrad

### BMW Motorrad ABS-Gewichtsentwicklung

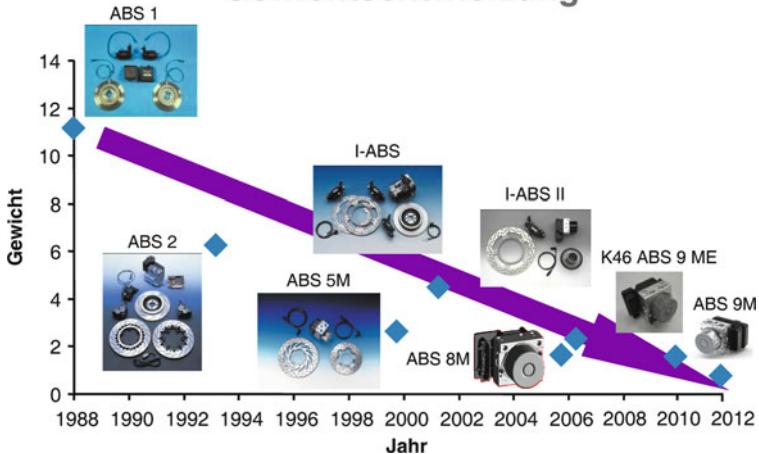
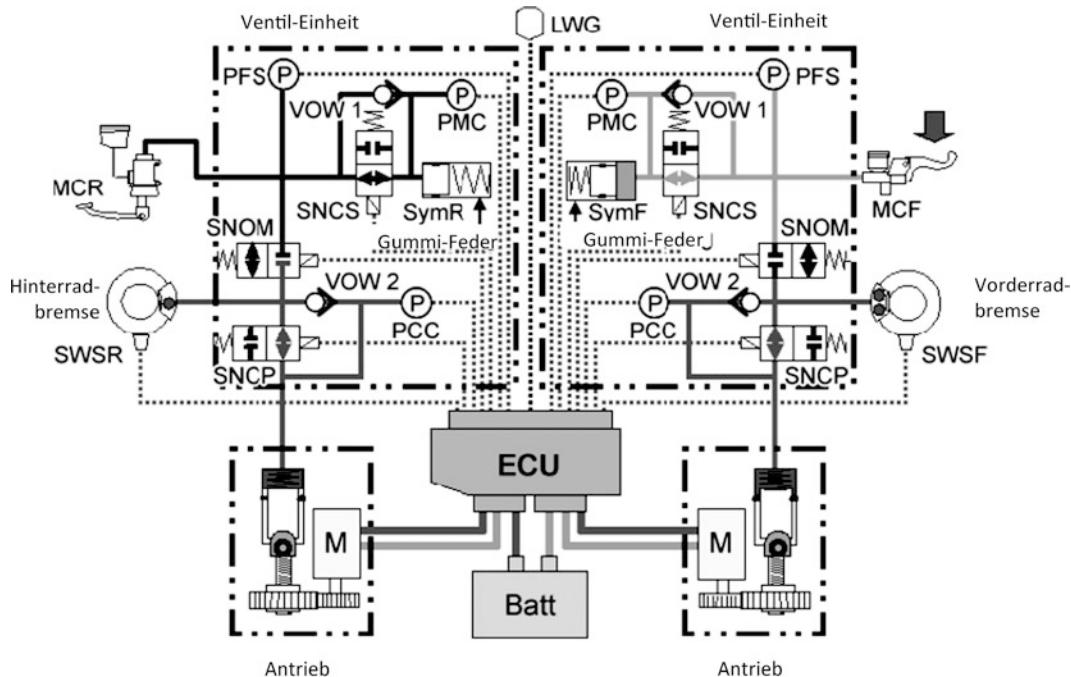


Abb. 10.41 BMW Motorrad ABS Entwicklung des Systemgewichts

und die Druckmodulation erfolgt von einer elektrisch betätigten separaten Betätigungsseinheit. Diese kann bei zu großem Radschlupf den Bremsdruck

im Bremssattel absenken oder auch zur Verwirklichung einer Integralbremsfunktion beliebiger Art (Voll- oder Teilintegral) den Bremsdruck aufbau-



engl. Abkürzung	deutsche Bezeichnung
SNOM	Elektromagnetventil, normal geöffnet, Hauptzylinder
SNCS	Elektromagnetventil, normal geschlossen, Simulator
SNCP	Elektromagnetventil, normal geschlossen, Antrieb
PMC	Drucksensor für Hauptzylinder
PFS	Drucksensor für Ausfallsicherheit
PCC	Drucksensor für Bremsattelzylinder
VOW 1	Rückschlagventil
VOW 2	Rückschlagventil
SWSF	Vorderrad Geschwindigkeitssensor
SWSR	Hinterrad Geschwindigkeitssensor
SymF	Simulator für Dosiergefühl vorn
SymR	Simulator für Dosiergefühl hinten
MCF	vorderer Hauptbremszylinder
MCR	hinterer Hauptbremszylinder
LWG	Warnleuchte
Batt	Batterie
ECU	Motorsteuergerät
M	Motor

Abb. 10.42 Hydraulisches Schaltschema des Honda brake by wire Systems (combined ABS)

en. Das System ermöglicht es bei entsprechender Programmierung des Steuergerätes (ECU) jede beliebige Bremskraftverteilung. Diese kann theore-

tisch auch Abweichungen durch Beladung adaptieren. Das Bremsgefühl des Fahrers (Hebelkraft-/weg) wird dabei durch den Simulator vorgegeben.

In Abb. 10.42 sind die Ventilstellungen für das aktive System dargestellt.

### 10.1.9 Kurventaugliches ABS

Die Bremsleistung und die Zuverlässigkeit der aktuellen ABS-Varianten haben sich bei Motorrädern über Jahre hinweg beim geradeaus Bremsen deutlich verbessert. Die Gesetzgeber schreiben nun für Motorräder über 125 ccm in Europa und auch anderen Regionen ein ABS gesetzlich vor.

Ein intelligentes Integralbremsystem unterstützt den Fahrer, auf rutschigen Straßen und auch in Kurven, die Bremskraft optimal auf Vorder- und Hinterrad zu verteilen. Kombiniert mit inzwischen verfügbaren Sensorclustern, mit deren Hilfe die Schräglage des Motorrades ermittelt werden kann, reduziert sich das Sturzrisiko bei einer ABS-geregelten Vollbremsung bei Kurvenfahrt drastisch. Dazu wird der Druckaufbaugradient schräglagenabhängig begrenzt und der Umfangsschlupf an die verschärzte Situation „Vollbremsung bei Kurvenfahrt“ angepasst. Einige Hersteller bieten außerdem unterschiedliche ABS-Setting an – teilweise mit anderen Funktionen (Traktionskontrolle, Motorcharakteristik) zu Fahrmodi kombiniert. Dadurch entstehen bei extremen Anwendungen wie Rennstrecken- oder „Off Road-Einsätze“ keine störenden, kurzzeitig unterbremste Fahrsituationen und erhöhen die Sicherheit und Akzeptanz.

## 10.2 Fahrräder

### 10.2.1 Einführung

Die Fahr- und Bremsdynamik des Fahrrades ist der des Motorrades sehr ähnlich. Der Hauptunterschied besteht im höher liegenden Gesamtschwerpunkt und im kürzeren Radstand.

Eine weitere sehr wichtige und oft entscheidende Eigenheit von Fahrradbremssystemen liegt in der immer noch üblichen Konfektionierung von Fahrrädern aus am Markt erhältlichen Einzelkomponenten.

Diese Tatsache ergibt oft entsprechende Schnittstellenprobleme bei den unterschiedlichen Kompo-

nenten, da die Anbauverhältnisse von Bremskomponenten von den einzelnen Herstellern unter mehr oder weniger großer Mitarbeit der Wettbewerber festgelegt werden.

### 10.2.2 Bremsverhalten von Fahrrädern

Durch die verhältnismäßig hohe Schwerpunktslage beim Fahrrad kommt es beim Bremsen in Verbindung mit dem kurzen Radstand zu einer deutlich stärkeren Veränderung der dynamischen Radlastverteilung.

Im Vergleich zum Motorrad neigt hierdurch ein Fahrrad beim Bremsen deutlich stärker zum Abheben des Hinterrades oder gar zum Überschlag nach vorne.

### 10.2.3 Typische Fahrfehler beim Bremsen

Die typischen Fehler beim Bremsen von Fahrrädern entsprechen denen des Motorrades, wobei hier nochmals gesondert das Überbremsen des Vorderrades und das Blockieren des Hinterrades genannt werden sollen.

#### Überbremsen des Vorderrades

Aufgrund der starken dynamischen Radlastveränderung beim Fahrrad kommt es oft bei Schreckbremsungen, insbesondere bei Bergabfahrt, zu kritischen Fahrzuständen oder gar Unfällen.

Beim Fahrrad neigt das Hinterrad durch das dynamische Bremsverhalten früh dazu, von der Fahrbahn abzuheben oder es kommt gar zu einem kapitalen Überschlag nach vorne. Dieses „Überden-Lenker-Gehen“ war mit der Einführung von leistungsfähigen Bremssystemen ein ernst zu nehmendes Problem, und es wurden und werden von verschiedenen Herstellern Bremssysteme angeboten, die dieses Überbremsen vermeiden. Hierbei werden definierte Elastizitäten in die Kraftübertragung des Bremssystems eingebaut. Auch immer leistungsfähigere Scheibenbremsen bergen die Gefahr des Überbremsens, wobei im sportlichen Bereich dieses aggressive Bremsverhalten sogar erwünscht ist und der Kunde durch Bedienerhinweise

auf dieses Verhalten aufmerksam gemacht werden muss.

### Blockieren des Hinterrades

Durch die Abnahme der Radlast am Hinterrad wird die übertragbare Bremskraft deutlich reduziert. Dies äußert sich in einem geringen Anteil der Hinterradbremsskraft und in einem schon früh blockierenden Hinterrad. Insbesondere beim Bremsen in Kurven führt dies leicht zu kritischen Fahrzuständen, ist jedoch erheblich weniger kritisch als ein überbremstes Vorderrad.

### 10.2.4 Bremssysteme von Fahrrädern

#### Grundsätzliche Anforderungen an Fahrradbremssysteme

An Fahrradbremssysteme werden viele spezifische Anforderungen gestellt, die für das Motorrad oft untergeordnet und teilweise sogar überhaupt nicht relevant sind:

- Absolute Schleiffreiheit der Systeme. Schon das Schleifgeräusch der Beläge an der Felge oder der Bremsscheibe ohne nennenswerten Leistungsverlust führt zur Verärgerung des Benutzers.
- Möglichst universelle Einsetzbarkeit der Systeme an verschiedenen Fahrradtypen und Ausführungen
- Keine Geräusche beim Bremsen
- Niedriges Gewicht
- Einfache Wartung

#### Felgenbremsen

Felgenbremsen erzeugen das erforderliche Bremsmoment mit sehr großem Hebelarm, also mit vergleichsweise geringen Umfangs- und Spannkräften.

#### Mechanische Felgenbremsen

Bei modernen Fahrrädern werden fast ausschließlich so genannte V-Brakes eingesetzt, [Abb. 10.43](#). Die Krafteinleitung erfolgt mit einfachen mechanischen Handhebeln, [Abb. 10.44](#), die Kraftübertragung zu den Bremsköpfen mittels Bowdenzügen, die teilweise offen am Rahmen entlang geführt werden.



**Abb. 10.43** V-Brake Bremskörper. (Foto: MAGURA)



**Abb. 10.44** Mechanischer Bremshebel. (Foto: MAGURA)

Vorteil dieser Bremsenbauart ist der niedrige Preis, sowie die einfache und vertraute Technik.

Hauptnachteil ist die hohe innere Reibung in der Kraftübertragung, was sich insbesondere nach einer bestimmten Gebrauchsdauer zeigt und sich in einer schlechten Dosierbarkeit der Bremsen für den Fahrer bemerkbar macht. Eine weitere Eigenheit dieser Systeme ist die Notwendigkeit einer peniblen Einstellung der Bremsbeläge zur Felge, die bei Belagsabnutzung neu hergestellt werden muss. Dies führt zusammen mit den Bowdenzügen zu einem erhöhten Wartungsaufwand dieser Systeme.

Lediglich im Rennradbereich werden nach wie vor Seitenzugbremsen verbaut, [Abb. 10.45](#). Hier werden aufgrund der Lenkergeometrie spezielle

Bremshebel verwendet, in die heute zum Großteil die Betätigungshebel für die Gangschaltung integriert sind, **Abb. 10.46**. Die Bremszangen an den Rennrädern sind möglichst leicht und filigran ausgeführt, wobei dennoch oft aufwändige Hebelkonstruktionen zur Erhöhung der Belag anpresskraft und zur synchronen Belagsbewegung eingesetzt werden.

Auch diese Systeme bergen den Nachteil des hohen Wartungsaufwandes, wenn der Radfahrer die



**Abb. 10.45** Rennrad-Seitenzugbremse. (Foto: MAGURA)



**Abb. 10.46** Rennrad-Schalt-/Bremsgriff. (Foto: MAGURA)

gute Anfangsfunktion über die Lebensdauer erhalten will.

### Hydraulisch betätigte Felgenbremsen

Neben mechanisch betätigten Felgenbremsen finden sich auch hydraulische Felgenbremsen am Fahrradmarkt.

Bei den hydraulischen Felgenbremsen wird ähnlich wie bei hydraulischen Motorradbremsen die Handkraft mittels einer Hydraulikflüssigkeit zu den Bremszylindern und den Bremsbelägen übertragen, **Abb. 10.47**.

Der Hauptvorteil dieses Systems liegt in der niedrigen inneren Reibung der Kraftübertragung und deren geringer Empfindlichkeit gegenüber Verschmutzung und Korrosion. Dies führt zu einer herausragend guten Dosierbarkeit und einer Wartungsfreiheit der Bremsen. Der Anbau der hydraulisch betätigten Felgenbremsen erfolgt mittels Adaptern auf den marktüblichen „Cantileverbolzen“, die an Rahmen und Gabeln zur Montage von V-Brakes vorgesehen sind, **Abb. 10.48**. Da bei hydraulisch betätigten Felgenbremsen die thermische Belastung des Hydrauliksystems sehr gering ist, kann hier mit einem geschlossenen System ohne Ausgleichsbehälter gearbeitet werden. Dieser Umstand erlaubt es auch, mit normalem mineralischem Hydrauliköl als Druckmedium zu arbeiten. Hierdurch ist bei diesen Bremsen kein Wechsel des Druckmediums erforderlich, was zusammen mit o. g. Wartungsfreiheit am Markt dafür gesorgt hat, dass derartige Felgenbremsen den Ruf von „Sorglos-Bremsen“ genießen.



**Abb. 10.47** Hydraulischer Bremsgriff. (Foto: MAGURA)

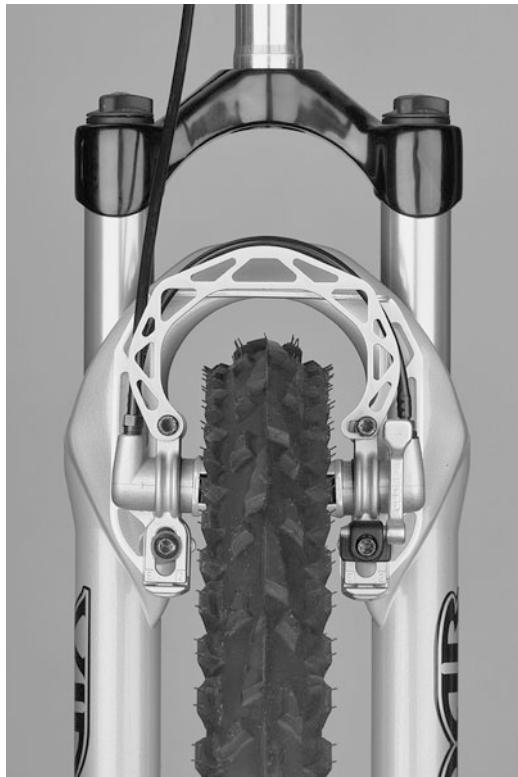


Abb. 10.48 Hydraulischer Bremszylinder mit Adapter. (Foto: MAGURA)



Abb. 10.49 FIRM-tech. (Foto: MAGURA)

Eine besondere Marktstellung nimmt die MAGURA FIRM-tech Bremse ein. Hierbei handelt es sich um ein hydraulisches Felgenbremssystem, das zwar die gleiche Basistechnik und sogar die gleichen Bremsgriffe wie die Standardbremse nutzt, jedoch die Bremszylinder direkt in die Gabel integriert, **Abb. 10.49**. Dies bietet neben den Vorteilen der Hydraulik eine einfache und schnelle Montage, ein niedriges Gewicht sowie eine einzigartige Optik des Systems.

Bei allen Felgenbremsen ist zu beachten, dass die Funktion des Gesamtsystems zu einem erheblichen Anteil von der eingesetzten Felge abhängt. D.h., dass die Bremsenhersteller zwar Empfehlungen für die Verwendung der angebotenen Bremsbeläge geben können, jedoch letztendlich der Fahrradersteller oder der Fahrradhändler das Gesamt bremssystem eigenverantwortlich spezifiziert.

Ein weiterer zu beachtender Punkt ist die Tatsache, dass bei Felgenbremsen tragende Teile, nämlich die Felge, durch das Bremsen einem nicht unerheblichen Verschleiß unterliegen. Es besteht die Gefahr, dass eine Felge, die durch das Bremsen zu stark verschlissen ist, brechen kann. Diesem Umstand wurde in den gültigen Normen (DIN 79100) Rechnung getragen, und so sind Verschleißindikatoren an den Bremsflanken der Felgen vorgeschrieben.

Die nachfolgend beschriebenen Naben- und Scheibenbremsen erzeugen das erforderliche Radbremssmoment mit deutlich kleinerem wirksamen Bremsradius, also größeren Spann- und Bremsumfangskräften als Felgenbremsen.

### Nabenbremsen

Nabenbremsen haben beim Fahrrad nach wie vor ihre Berechtigung, sie gewinnen in den letzten Jahren sogar wieder an Boden. Nabenbremsen werden

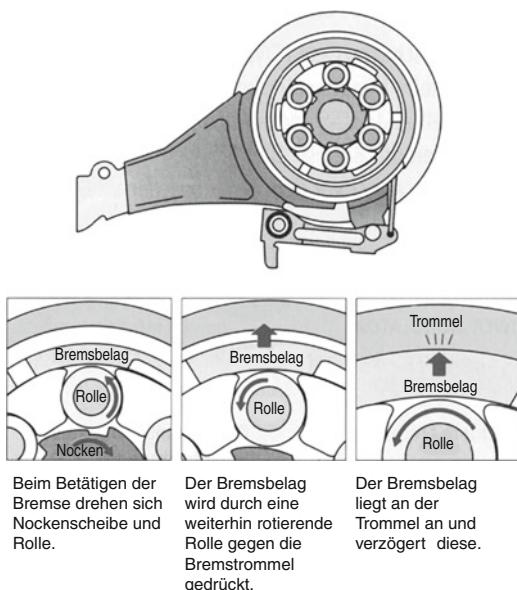


Abb. 10.50 Funktionsprinzip Rollenbremse. (Bild: Shimano)

in erster Linie im Bereich Trekking- und Tourenräder eingesetzt.

Bei den Bauarten handelt es sich um klassische Simplex Trommelbremsen sowie um sog. Rollenbremsen, Abb. 10.50, bei denen mittels radial angeordneten Nocken über drehbare Rollen metallische Bremsbeläge von innen gegen eine metallische Bremstrommel gedrückt werden. Sowohl die Trommel- als auch die Rollenbremsen werden mittels Bowdenzug mechanisch betätigt. Hierdurch ergeben sich die bereits angesprochenen Aufwände in der Wartung der Kraftübertragung und Nachteile in der Dosierbarkeit.

## Scheibenbremsen

### Mechanisch betätigtes Scheibenbremsen

Bei Fahrrädern findet man im Gegensatz zum Motorrad immer noch mechanisch betätigtes Scheibenbremsen, Abb. 10.51. Die Betätigung erfolgt mittels mechanischem Bremshebel und Bowdenzug. Die Spannkraft in der Bremsszange wird hauptsächlich durch Spindeltriebe oder radial angeordnete Rampen erzeugt. Bei einfacheren Systemen liegt das Problem darin, den Spindel- oder Rampenwinkel derart zu wählen, dass eine möglichst hohe Zu-



Abb. 10.51 Mechanischer Scheibenbremssattel. (Foto: MAGURA)

spannkraft erreicht wird, eine Selbsthemmung jedoch sicher ausgeschlossen ist.

Diese Systeme sind zwar sehr kostengünstig zu produzieren und einfach zu warten, durch die innere Reibung in der Kraftübertragung und in der Bremsszange selbst ist die Dosierbarkeit oft nicht befriedigend. Aufwändiger mechanische Bremssangen arbeiten mit Wälzkörpern zwischen den Rampen, was die innere Reibung deutlich reduziert und somit die Dosierbarkeit infolge der geringeren Krafthysterese merklich verbessert.

Um die Forderung der Schleiffreiheit zu erfüllen, werden mechanisch betätigtes Bremssattel entweder als Schwimmsattel mit einstellbarem Schwimmweg und Federrückstellung ausgeführt oder als Festsattel mit einstellbarem innerem Belag. Die Bremsscheibe ist in jedem Fall nicht schwimmend ausgeführt. Bei der Festsattelbauweise wird von einigen Herstellern die Flexibilität der Bremsscheibe zur Belagslüftung genutzt. D. h. der bewegliche äußere Belag wird nach Überwindung des äußeren Lüftspiels gegen die Bremsscheibe gedrückt und drückt diese elastisch nach. Überwindung des inneren Lüftspiels gegen den inneren Belag. Nach dem Lösen der Bremse federt die Bremsscheibe um das innere Lüftspiel zurück, und der äußere Belag wird mittels Rückstellfeder von der Scheibe gelöst.

Durch dieses Prinzip kann eine relativ sichere Schleiffreiheit erreicht werden, eine automatische Belagnachstellung ist jedoch nicht realisierbar.

## Hydraulisch betätigtes Scheibenbremsen

Die bei Fahrrädern eingesetzten hydraulisch betätigten Scheibenbremsen sind in der Regel Einscheibenbremsen mit fester Scheibe und Zweikolbenfestsätteln, **Abb. 10.52**. In geringem Umfang werden Vier- und sogar Sechskolbenfestsättel eingesetzt. Die Auslegung und Berechnung erfolgt analog zu den Motorradscheibenbremsen.

Der Hauptunterschied zu Motorradbremsen liegt neben der Baugröße in der dort nicht üblichen Bauweise „Festsattel und Festscheibe“. Hierdurch kann die beim Fahrrad geforderte absolute Schleiffreiheit erreicht werden. Der Grund hierfür ist, dass beim Fahrrad Schleifgeräusche nicht abgeschirmt oder vom Motorgeräusch überdeckt werden und insbesondere beim Bergauffahren enorm störend sind. Spürbarer Leistungsverlust durch schleifende Bremsen ist beim Fahrrad absolut nicht akzeptierbar.

Das Abdicht-/Rückzugsprinzip ist in der Regel wie beim Motorrad mit Vierkantdichtringen ausgeführt. Die Kolben werden nach Beenden des Bremsvorganges durch die Dichtringe wieder in die Ausgangslage zurückgezogen. Um bei diesem Kolbenrückhub auch die Beläge sicher von der Brems scheibe wegzbewegen, werden diese mit den Kolben verbunden. Diese Verbindung erfolgt mittels Spreizfedern zwischen den Belägen, durch auf die Kolben aufgeschnappte Beläge oder durch in die Kolben eingesetzte Magnete, an denen dann die ferromagnetischen Trägerplatten der Beläge haften.



**Abb. 10.52** Einteiliger Zweikolbenfestsattel. (Foto MAGURA)

## Bremssättel

Bei Fahrrädern werden ein- und mehrteilige Bremssättel aus Leichtmetallen eingesetzt. Die Herstellung erfolgt als Schmiede-, Druckguss- oder Kokillengussteil. Der Anbau an Gabel und Rahmen erfolgt mittels standardisierten Befestigungsgeometrien. Diese sind der sog. Internationale Standard und der Postmount.

Am Hinterrad wird hauptsächlich der internationale Standard eingesetzt.

Durch die Forderung nach Schleiffreiheit und das geringe zur Verfügung stehende Lüftspiel muss zur optimalen Montage ein erheblicher Aufwand betrieben werden. Dieser Aufwand wurzelt in den großen Toleranzen beim Fahrradrahmen- und Gabelbau. Die Bremszangen werden bei der Montage entweder mit Passscheiben exakt ausdistanziert, **Abb. 10.53** oder bei der Postmount-Befestigung in Langlöchern eingestellt, **Abb. 10.54**. Extreme Tole-



**Abb. 10.53** Bremszange an Int. Standard. (Foto: MAGURA)



Abb. 10.54 Bremszange an Post Mount. (Foto: MAGURA)

ranzabweichungen an Rahmen und Gabeln müssen durch spanende Nachbearbeitung vorab beseitigt werden.

### Bremsgriffe (Hauptbremszylinder)

Die Gehäuse der Bremsgriffe an Fahrrädern werden aus Schmiede-, Kokillen und Druckgussteilen hergestellt. Es werden auch Hauptbremszylinder mit Ausgleichsbehälter bereits montagefertig aus hochfaserverstärkten Thermoplasten im Spritzgußverfahren gefertigt.

Auch wird bei Mountainbike Bremsgriffen die Schaltungsaktivierung teilweise in die Bremshebel integriert, d. h., dass mit einem Hebel sowohl gebremst als auch geschaltet werden kann, Abb. 10.55.

Bei Fahrradscheibenbremsen werden wie beim Motorrad ausschließlich offene Systeme mit Ausgleichsbehälter verwendet. Dies ist notwendig, da bei Scheibenbremsen wegen der kürzeren Wär-



Abb. 10.55 Schalt-/Bremsgriff, Shimano. (Foto: MAGURA)

meleitwege im Gegensatz zur hydraulisch betätigten Felgenbremse der Temperatureinfluss beim Bremsen kompensiert werden muss. Auch die bei hydraulisch betätigten Scheibenbremsen mögliche selbsttätige Belagverschleißnachstellung erfordert ein offenes System.

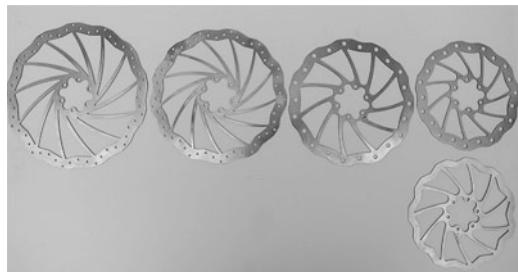
Der Ausgleichsbehälter birgt jedoch beim Fahrrad eine gewisse Problematik. Fahrräder werden im Gegensatz zu Motorrädern öfter hingelegt bzw. sogar auf den Kopf gestellt (zur Radmontage oder zum Transport). Hierbei kann evtl. im Ausgleichsbehälter befindliche Restluft in den Primärraum gelangen und die einwandfreie Funktion beeinträchtigen. Aus diesem Grund ist dafür zu sorgen, dass entweder keine Restluft im Ausgleichsbehälter ist oder dass sie nicht in den Primärraum gelangen kann.

### Bremsscheiben

Bis auf wenige Ausnahmen werden hauptsächlich fest auf der Radnabe befestigte Stahl-Bremsscheiben verwendet.

Auch hier sind die Befestigung und die Geometrie der Radnabe standardisiert. Eine Befestigung erfolgt mittels sechs Schrauben, ähnlich wie beim Motorrad. Eine zweite Variante stellt die SHIMANO Centerlock-Befestigung dar. Hierbei wird das Bremsmoment mittels einer radialen Verzahnung auf die Nabe übertragen, und die Scheibe von einer zentralen Schraube gehalten.

Bei der äußeren Form der Bremsscheiben gehen die verschiedenen Hersteller unterschiedliche Wege.



■ Abb. 10.56 Wave Bremsscheiben. (Foto: MAGURA)

Das Angebot reicht von runden Scheiben über nur außen gewellte Scheiben bis zu den sog. Wave Scheiben, die sowohl außen als auch innen gewellt sind, ▶ Abb. 10.56.

Bei Fahrradbremsscheiben muss ein besonderes Augenmerk auf die Vermeidung von Wärmeverzug gerichtet werden, da die Dicke der Bremsscheiben in der Regel nur bei etwa 2 mm liegt, und die auftretenden Temperaturen bei Dauerbremsungen nicht wesentlich unter denen beim Motorrad liegen. Ein Wärmeverzug der Scheibe führt unweigerlich zum absolut unerwünschten Schleifen der Bremse. Dem Wärmeverzug wird ähnlich wie bei einteiligen fest montierten Motorradscheiben mittels Tangentialstegen zwischen Reibring und Innenflansch entgegengewirkt.

Eine Eigenart des Fahrradmarktes ist es auch, dass die Größe der Bremsscheibe ein wichtiges Merkmal für den Einsatzzweck der Scheibenbremse darstellt. So werden kleine Bremsscheiben, in der Regel 160 mm, bevorzugt an leichten Cross Country- und Touren Bikes eingesetzt. Größere Bremsscheiben, 180 mm und 203 bzw. 210 mm, finden Verwendung an Freeride- und Downhill Bikes, wo eine sehr hohe Verzögerung und eine extreme Wärmestandfestigkeit gefragt ist.

Der Wechsel auf größere Bremsscheiben ist auch eine beliebte Tuningmaßnahme bei engagierten Fahrradfahrern.

### Bremsbeläge

Man findet bei Fahrradscheibenbremsen vom Grundtyp identische Bremsbeläge (organische Beläge und Sintermetall Beläge) wie beim Motorrad (vgl. ▶ Abschn. 10.1.4).



■ Abb. 10.57 Kürzbarer Leitungsanschluss. (Foto: MAGURA)

Hervorzuheben ist hier lediglich der Punkt thermische Stabilität. Entgegen der landläufigen Meinung ist auch eine Fahrradscheibenbremse sehr starken thermischen Beanspruchungen ausgesetzt. Dies basiert zum einen auf der nicht vorhandenen Bremswirkung des Motors, und zum anderen auf der Forderung nach möglichst leichten Einzelkomponenten bei den Bremssystemen. Dies führt dazu, dass bei organischen Belägen ein besonderes Augenmerk auf das Thema „Initialfading“ gerichtet werden muss und bei der Verwendung von Sinterbelägen die Isolierung des Belags zum Druckmedium enorm wichtig ist.

### Bremsleitungen

Eine Eigenheit bei hydraulisch betätigten Fahrradbremsen ist die Notwendigkeit, dass der Kunde die Bremsleitung nach Bedarf kürzen können muss,

■ Abb. 10.57.

Dies wird durch die Verwendung von Schniederringen und Einstekhhülsen, wie sie aus der Industriehydraulik bekannt sind, realisiert.

### Druckmedien

Bei Druckmedien scheiden sich am Fahrradmarkt die Geister. Ein Teil der Anbieter arbeitet mit den bekannten DOT Bremsflüssigkeiten. Der andere Teil der Hersteller verwendet spezielle mineralische Hydrauliköle mit hohen Siedepunkten. Die Verwendung von Mineralölen bietet insbesondere den Vorteil, dass diese Fluide nicht hygroskopisch sind, und aus diesem Grund nicht regelmäßig getauscht werden müssen. Ein weiterer, im Bereich Fahrräder nicht zu verachtender Vorteil, ist die geringere Aggressivität der Mineralöle gegenüber der Haut und anderen Oberflächen, wie z. B. Lacken und Kunststoffen.

Ein hieraus resultierendes Problem ist die irreparabile Schädigung der Bremsanlage durch die Zer-

störung der Elastomere bei unsachgemäßem oder falscher Verwendung von Druckmedien seitens des Kunden.

## Literatur

1. Bill, K.H.: Einführung in die Kraftfahrzeugtechnik, Skriptum zur Vorlesung Kraftfahrzeugtechnik, HTW-Berlin (2000)
2. Bayer, B.: Ein Modellansatz zur Beschreibung des Lenkverhaltens von Krafträder bei stationärer Kreisfahrt. ZS Automobil-Industrie 30(1) (1985)
3. Weidele, A.: Untersuchung zur Kurvenbremsung von Motorrädern – Gedanken zur Bremsicherheit (3. Fachtagung Motorrad). VDI-Berichte 779, S. 303–330, Düsseldorf (1989)
4. Weidele, A., Breuer, B.: Untersuchungen zum Bremsverhalten von Krafträder mit und ohne ABS, In: VDI Reports No 657 (1987)
5. Ecker, H., Fischer, A.: Bremsbeherrschung von Motorradfahrern – Ergebnisse aus einem Großversuch, In Sicherheit, Umwelt, Zukunft III, Institut für Zweiradsicherheit (2000)
6. Braunsperger, M., Beulich, S., Wagner, H.-A.: Das neue Integral ABS von BMW Motorrad, In: ATZ 103(3) (2001)
7. Braunsperger, M., Beulich, S., Wagner, H.-A., Heyl, G.: Das Integral ABS von BMW Motorrad im Praxistest, (XXI Internationales  $\mu$ -Symposium). In: Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12 Nr. 474
8. Honda (Hrsg.): Produktinformation „Motor actuated combined anti-lock brake system“ Japan Firmenschrift
9. Honda (Hrsg.): Produktinformation „Fortschrittliche Bremssysteme von Honda (CBS/Dual-CBS/CBS-ABS)“ Honda Motor Europe (North) GmbH
10. Breuer, B.: Fachgebiet Fahrzeugtechnik (Ed.), TU-Darmstadt, Skriptum zur Vorlesung Motorradtechnik, Darmstadt (2000)
11. Yutaka N., Takehiko N., Kazuya T., Shinji T., Kazuhiko T., Syuichi F.: Untersuchung zur Kontrolle des Nickverhaltens eines großvolumigen Motorrades mit kurzem Radstand durch Applikation eines Brake-by-Wire Systems. IFZ Forschungsheft 13
12. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Juli-August 2010: Die neue BMW S 100 RR, S. 489–495
13. [www.bikerspoint.ch/Bremsen/Integralbremse](http://www.bikerspoint.ch/Bremsen/Integralbremse)
14. SHIMANO: Fahrradkomponenten, Händlerkatalog (2006)
15. Matschinsky, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge. Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion. Springer, Berlin (1998)

# Auflaufbremsanlagen

*Johann Loipl und Josef Strasser*

## 11.1 Einleitung – 312

## 11.2 Aufbau und Wirkung der Bremsanlage – 312

### 11.2.1 Komponenten – 313

### 11.2.2 Funktionen – 316

## 11.3 Auslegung der Bremsanlage – 320

### 11.3.1 Zuordnungsberechnung gemäß Richtlinie ECE R13, Anhang XII – 320

### 11.3.2 Kraftschlussausnutzung – 321

### 11.3.3 ABS-Verträglichkeit – 323

## 11.4 Wartung – Pflege – 323

### 11.4.1 Wartung – 323

### 11.4.2 Nachstellung – 324

## 11.5 Neue Entwicklungen – 324

### 11.5.1 Elektronische Anhängerstabilisierung – 324

### 11.5.2 Elektronisches Rückfahr-System – ERS – 325

## Literatur – 326

## 11.1 Einleitung

Auflaufbremsanlagen müssen gemäß den Anforderungen der ECE-Richtlinie R13 das selbstständige Abbremsen von ein- und mehrachsigen Anhängern, im Gewichtsbereich von 750 bis 3500 kg, durch deren Auflaufkraft auf das abbremsende Zugfahrzeug gewährleisten. Sie bestehen aus der Auflafeinrichtung, der Übertragungseinrichtung sowie den Radbremsen und werden z. B. bei Boots-, Pferde-, Wohn- und Transportanhängern aller Art eingesetzt, siehe auch **Abb. 11.1**.

Das System hat eine Reihe von Anforderungen zu erfüllen:

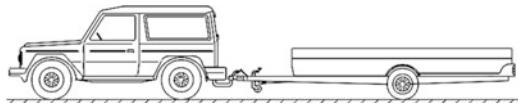
Ein weiches und komfortables Ansprechen bei Vorwärtsfahrt, eine Freigabe der Bremswirkung bei Rückwärtsfahrt (Rückfahrautomatik) und eine wirksame Feststellbremse für den abgekuppelten Anhänger. Durch ständige Weiterentwicklung stellt sich das System heute als sehr zuverlässig, sicher und ausgereift dar.

Die große Popularität dieses Bremssystems für Anhänger begründet sich demzufolge auf wesentliche Vorteile gegenüber anderen Bremssystemen:

- Die auflaufgebremsten Anhänger können mit fast allen Zugfahrzeugen verbunden werden, die für den Anhängerbetrieb geeignet sind, ohne dass an diesen Veränderungen vorgenommen werden müssen.
- Die Auflaufbremsanlage wirkt selbsttätig und lastabhängig (geschlossener Regelkreis).
- Die Auflaufbremsanlage funktioniert unabhängig vom Bremssystem des Zugfahrzeugs [3].

## 11.2 Aufbau und Wirkung der Bremsanlage

Neben den Auflaufbremsanlagen mit mechanischer Kraftübertragung und mechanisch betätigten Radbremsen findet man auch Auflaufbremsanlagen mit jeweils hydraulischer Betätigung, Übertragungseinrichtung und hydraulisch betätigten Radbremsen. Mit hydraulischen Auflaufbremsanlagen werden ein sanfteres Bremsverhalten, kürzere Auflaufwege



**Abb. 11.1** Gespann mit auflaufgebremsten Anhänger

und verringerte Auflaufkräfte erreicht. Dies führt zu komfortablerem und verbessertem Bremsverhalten des gesamten Gespanns. Alle heute gängigen Auflaufbremsanlagen verfügen über eine wegabhängige Rückfahrautomatik (s. ▶ Abschn. 11.2.1). Zu Beginn der Einführung der Rückfahrautomatik für Auflaufbremsanlagen (ca. 1970) gab es am Markt bezüglich der Rückfahrautomatik noch kraftabhängige Systeme, die sich aber nicht in der Praxis durchgesetzt haben. Deshalb soll auf diese hier nicht mehr besonders eingegangen werden.

Der Bremsvorgang, bei einem aus Zugfahrzeug und auflaufgebremstem Anhänger bestehenden Gespann, stellt sich wie folgt dar:

Das Zugfahrzeug bremst ab. Dadurch entsteht durch die Massenträgheit des Anhängers zwischen Zugfahrzeug und Anhänger eine Deichselkraft  $F_D$ , die gegen die Auflaufbewegung des Anhängers gerichtet ist und den Zugstangeneinschub an der Auflafeinrichtung zur Betätigung der Auflaufbremsanlage bewirkt. Die so erzeugte Deichselkraft  $F_D = F_{K,x}$  ist hauptsächlich von der Abbremsung des Zugfahrzeugs und vom Beladungszustand des Anhängers abhängig [3].

Durch die direkte Abhängigkeit von Auflaufkraft und Bremswirkung wirkt die Anhängerbremse lastabhängig. Die Deichselkraft  $F_D$  an der Zugstange wird über den Übersetzungshebel mit einem bestimmten Übersetzungsverhältnis verstärkt.

Über die Übertragungseinrichtung wird die resultierende Ausgangskraft der Auflafeinrichtung nahezu verlustfrei als Betätigungs Kraft an die Radbremsen weitergegeben. Die Bremsbacken werden über das Spreizschloss oder den Radzyylinder, nach Überwindung der Federrückstellkräfte, gegen die rotierende Bremstrommel gedrückt. Es entsteht ein Bremsmoment bzw. eine Bremskraft an den Rädern des Anhängers.

## 11.2.1 Komponenten

### Auflaufeinrichtung

Die Auflaufeinrichtung besteht im Wesentlichen aus Stahl- oder Gussgehäuse, Zugstange, Übersetzungshebel, Stoßdämpfer und Zugkugelkupplung bzw. Zugöse. Die Zugstange ist reibungsarm axial verschiebbar in Kunststoff- oder Gussbuchsen gelagert. In der Zugstange, die als Rohr ausgebildet ist, ist ein hydraulischer Stoßdämpfer montiert, der zum einen mit der Zugstange und zum anderen mit dem Gehäuse als festen Abstützpunkt verbunden ist. Er unterdrückt Längsschwingungen und definiert eine Ansprechschwelle, um zu verhindern, dass bereits ein Wegnehmen des Gases oder ein Gangwechsel am Zugfahrzeug zu einem Auflaufen des Anhängers führt. Stoßdämpfer arbeiten geschwindigkeitsabhängig und entschärfen damit auch dynamische Kraftspitzen. Bei den Stoßdämpfern für Auflaufeinrichtungen handelt es sich typischerweise um gasdruckbelastete Einrohrdämpfer, die konstruktiv speziell für die waagrechte Einbaulage ausgelegt sind. Durch ihre Gasausfahrrkraft sind diese des Weiteren in der Lage, die Zugstange selbstständig wieder auszuschieben. Am hinteren Ende der Zugstange ist eine Anschlagscheibe aufgeschweißt, die zum einen alle auftretenden Zugkräfte zum Gehäuse hin übertragen muss, zum anderen eine definierte Betätigungsfläche für den Umlenkhebel bietet. Der Umlenkhebel hat die Aufgabe Betätigungs weg und -kraft zur Übertragungseinrichtung, meist einem Bremsgestänge oder dem Hauptzylinder, entsprechend des gewählten Hebelverhältnisses  $i_{H0}$  des Übersetzungshebels, weiterzugeben.

Hydraulische Auflaufeinrichtungen sind im Wesentlichen baugleich mit der mechanischen Ausführung. Hier ist jedoch an der Auflaufeinrichtung ein hydraulischer Hauptzylinder angeflanscht, der über eine Druckstange betätigt wird. Diese ist gelenkig mit dem Übersetzungshebel verbunden. Das vom Hauptzylinder verdrängte Volumen stellt den Volumenbedarf der Radzyylinder sicher, welches zur Einhaltung des Mindestzuspannweges an den Radbremsen erforderlich ist [3].

Die Feststelleinrichtung, bei einer Auflaufeinrichtung mit wegabhängiger Rückfahrautoma-

tik, besteht aus einem Handbremshebel, zwingend kombiniert mit einem Federspeicher (s. ▶ Abschn. 11.2.2).

Wenn der Anhänger auf das Zugfahrzeug aufläuft wirkt die Deichselkraft  $F_{K,x}$  auf die Anhängevorrichtung am Zugfahrzeug. Dabei muss zuerst die Ansprechschwelle  $F_{KK,max,Schub}$  überwunden werden, um eine Reaktion am Ausgang der Auflaufeinrichtung hervorzurufen. Die Ansprechschwelle  $F_{KK,max,Schub}$  muss in Abhängigkeit vom Anhängergewicht  $F_{G,zul,Anh}$  folgende Bedingung erfüllen:

$$\begin{aligned} 0,02 \cdot F_{G,zul,Anh} &\leq F_{KK,max,Schub} \\ &\leq 0,04 \cdot F_{G,zul,Anh} \end{aligned} \quad (11.1)$$

Nach Überwindung der Ansprechschwelle  $F_{KK,max,Schub}$  wird die Zugstange um einen bestimmten Auflaufweg (s. □ Abb. 11.2) eingeschoben und entsprechend dem Hebelverhältnis des Umlenkhebels  $i_{H0}$  der Auflaufeinrichtung unersetzt. Neben der gewählten Übersetzung von  $i_{H0}$  ist der Wirkungsgrad  $\eta_{H0}$  der Auflaufeinrichtung, der sich aus dem Verhältnis der Eingangskraft am Kupplungskopf zu der Ausgangskraft am Anschlusspunkt der Übertragungseinrichtung ergibt, zu beachten.

Daneben muss die wirksame Kraftübersetzung der Auflaubeanslage  $i_K$  beachtet werden. Diese setzt sich aus dem Verhältnis von Anhängerbremskraft  $F_{B,Anh}$  und Kupplungslängskraft  $F_{K,x}$  zusammen.

$$i_K = \frac{F_{B,Anh}}{F_{K,x}} \quad (11.2)$$

Aus den Vorgaben der ECE-Richtlinie R13 resultiert eine mindest wirksame Kraftübersetzung  $i_K = 5$ . Deutlich überhöhte Kraftübersetzungen führen zum Blockieren und zu geringe zu ungenügender Bremskraft. Der Wert  $i_K$  ist in erster Linie von den Reibungskräften der Zugstange in der Auflaufeinrichtung abhängig. Steigen diese, sinkt  $i_K$  entsprechend.

In der Praxis muss noch die Zusatzkraft  $F_{zu,Aufl}$  berücksichtigt werden. Diese setzt sich aus Grundreibungskräften (Passung und Schmierung von gleitenden Teilen) und Kräften der Zusatzteile, wie z. B. Federkräften zusammen. Dabei gilt, nach der ECE-Richtlinie R13, für die an der Zugkupplung ge-

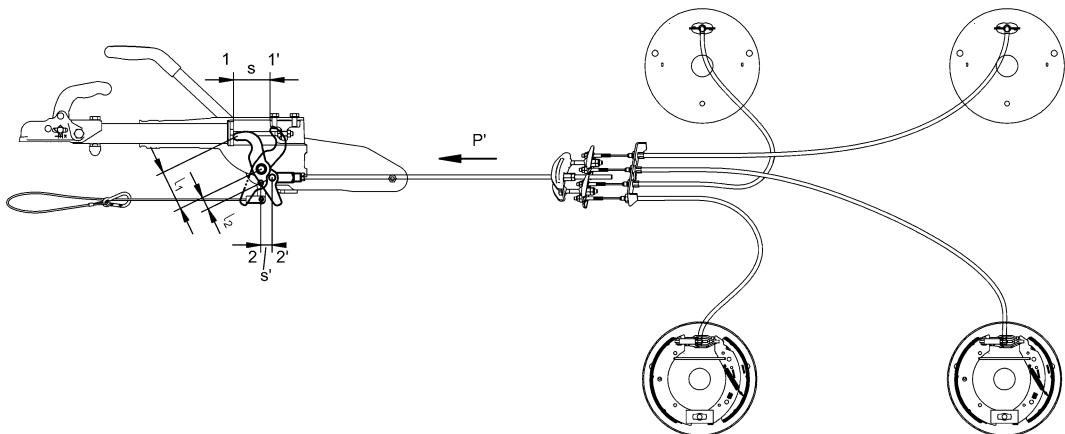


Abb. 11.2 Schematische Darstellung einer mechanischen Auflaufbremsanlage

messene Druckkraft folgendes:

$$F_{KK,max,Druck} = F_{K,x} \quad (11.3)$$

$$F_{K,x,zul} = 0,1 \cdot F_{zul,Anh} \cdot g \quad (11.4)$$

Die eingeschobene Zugstange wird, wenn das Zugfahrzeug aufhört zu bremsen oder wieder beschleunigt, herausgezogen. Dabei muss analog dazu die gemessene Zugkraft

$$F_{KK,max,Zug} = -F_{K,x} \quad (11.5)$$

in den Bereichen gemäß nachstehender Formel liegen:

$$\begin{aligned} 0,1 \cdot F_{G,zul,Anh} &\leq F_{KK,max,Zug} \\ &\leq 0,5 \cdot F_{G,zul,Anh} \end{aligned} \quad (11.6)$$

Ein auflaufgebremster Anhänger stellt auch ein Schwingungssystem dar – „ $i_K$  entspricht dabei der Regelkenngröße  $x$ “ [4] und muss auch als solches betrachtet werden. Ein in dieser Weise schwingungsfähiges System, das gleichzeitig Regelsystem ist, reagiert naturgemäß auch auf Störanregungen, die einen unruhigen Bremsablauf hervorrufen können, was u. U. bis zum unangenehmen stoßweisen Bremsen des Anhängers führt [2]. Die notwendige Stabilität des Systems erfordert daher in jedem Fall eine dämpfende Wirkung, die durch die gegebene Reibung in der Auflauf- und Übertragungseinrichtung, sowie durch den speziellen Stoßdämpfer gewährleistet wird.

Ein hydraulischer Dämpfer mit unterschiedlicher Druck- und Zugstufe hemmt die Einschub- und Ausziehbewegung der Zugstange.

„Dies bedeutet, ist keine oder zu wenig Reibung in den Lagern der Zugstange vorhanden, wird ein ‚Überschwingen‘ und damit eine zu hohe Anhängerbremskraft  $F_{B,Anh}$  erst bei großen Dämpferkonstanten verhindert“ [1]. Es entstehen kurzzeitig große Kraftübersetzungen  $i_K$ , die die Räder zum Blockieren bringen. Hinzu kommt, dass eine bestimmte Dämpferkonstante nicht überschritten werden darf, da  $i_K$  sonst zu klein wird und der Anhänger nicht mehr stark genug abbremst. Ab einer gewissen Reibung in der Lagerung wird ein Überschwingen auch schon bei geringen Dämpferkonstanten verhindert.

Zusammengefasst heißt das:  $i_K$  ist von den Reibungskräften in der Zugstange und der Dämpferkonstanten abhängig. Bei kleinen Reibungskräften und kleinen Dämpferkonstanten wird die Kraftübersetzung  $i_K$  und die daraus resultierende Bremskraft  $F_{B,Anh}$  zu groß. Bei großen Lagerreibwerten und großer Einschubdämpferkonstante wird dagegen  $F_{B,Anh}$  und  $i_K$  zu klein. Beide Fälle sind unerwünscht, weil in Fall 1 die Räder blockieren können und in Fall 2 die Bremskraft zu gering ist [1].

## Übertragungseinrichtung

Die Übertragungseinrichtung ist unmittelbar an den Übersetzungshebel angeschlossen. Zum Beispiel wird bei der mechanischen Übertragungsein-

## 11.2 · Aufbau und Wirkung der Bremsanlage

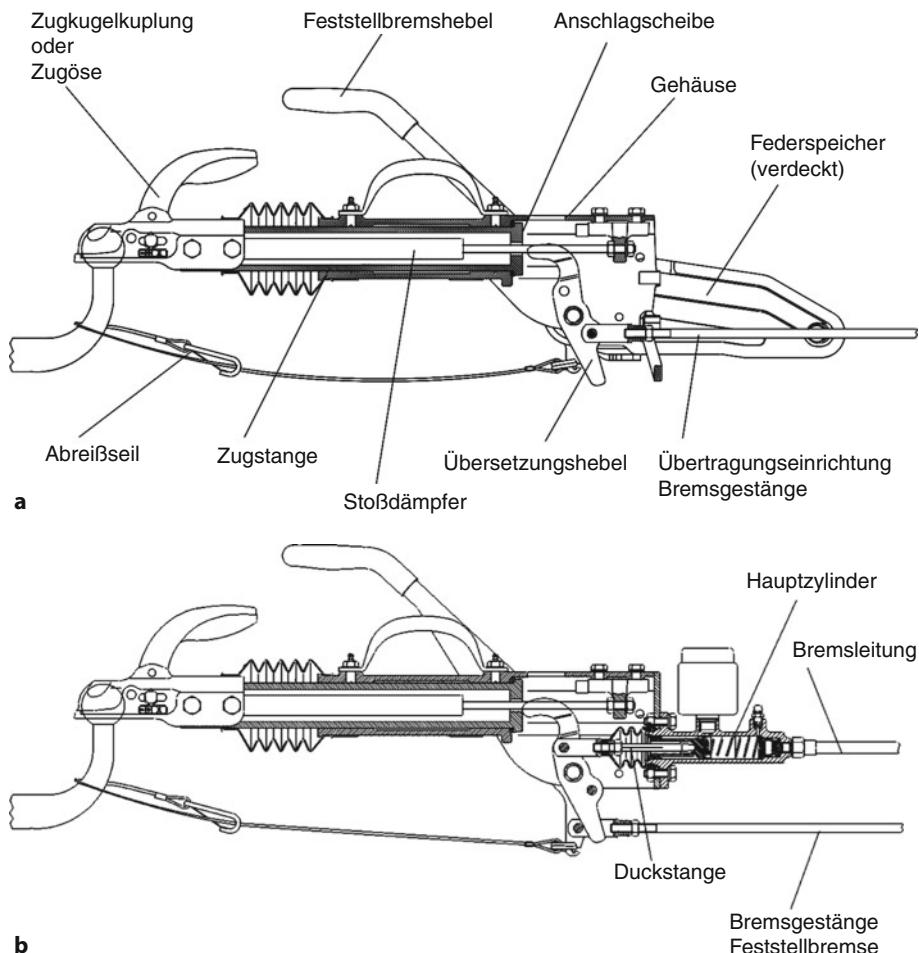


Abb. 11.3 a Mechanische Auflaufeinrichtung. b Hydraulische Auflaufeinrichtung

richtung das Bremsgestänge, bei höhenverstellbarer Zugdeichsel eventuell ein zusätzlicher Bowdenzug, bzw. beim hydraulischen Bremssystem die Druckstange des Hauptzylinders über einen Gabelkopf gelenkig angebunden, siehe auch Abb. 11.3.

Die Übertragungseinrichtung hat die Aufgabe Be Ausgangskraft bzw. -druck sowie Betätigungs weg bzw. -volumen der Auflaufeinrichtung an die Radbremsen weiterzuleiten. In der Übertragungseinrichtung (Bremsgestänge) ist bei mechanischen Bremsanlagen immer ein Bremsausgleich integriert. Dieser gewährleistet, dass die Betätigungs kraft gleichmäßig auf die Radbremsen verteilt wird. Bei hydraulischen Bremsanlagen werden die Radzylinder der Radbremse durch den

hydraulischen Druckausgleich gleichmäßig beauf schlagt.

Während bei einer reinen Gestängeübertragung ohne Zwischenübersetzung der Wirkungsgrad  $\eta_{H1}$  üblicherweise mit 1,0 angenommen wird, ist bei zusätzlich in der Übertragungseinrichtung integrier ten Bowdenzügen, je nach Verlegung, ein entspre chender Wirkungsgrad zu berücksichtigen. Bei den heute verwendeten Bowdenzügen mit Kunststof fauskleidung der Flachdrahtspirale werden bei ei ner typischen Verlegung im S-Schlag Wirkungsgra de im Bereich von ca. 90 % erreicht [6].

Es müssen die Auswirkungen auf den Gesamt wirkungsgrad  $\eta_H$  berücksichtigt werden, der sich aus dem Wirkungsgrad der Auflaufeinrichtung  $\eta_{H0}$

und dem Wirkungsgrad der Übertragungseinrichtung  $\eta_{H1}$  zusammensetzt

$$\eta_H = \eta_{H0} \cdot \eta_{H1} \quad (11.7)$$

Neben der Übersetzung  $i_{H0}$ , die der Auflafeinrichtung zugeschrieben wird, kann eventuell noch eine Zwischenübersetzung  $i_{H1}$  in der Übertragungseinrichtung existieren. Beides zusammen wird als Wegübersetzung der Auflafeinrichtung  $i_H$ , d.h. der Weg vom Kupplungskopf bis zum Bremshobel, bezeichnet.

$$i_H = i_{H0} \cdot i_{H1} \quad (11.8)$$

Bei hydraulischen Übertragungseinrichtungen ergibt sich aus der Reibung im Hauptzylinder ein typischer Wirkungsgrad von

$$\eta_{H0} = 0,95 \quad (11.9)$$

## Radbremse

Die in heute gängigen mechanischen Auflaufbremsanlagen verwendeten Radbremsen sind vom Konstruktionsprinzip ähnlich aufgebaut. Es handelt sich meist um Trommelbremsen in Simplexbauweise, welche mehr und mehr mit automatischer Bremsnachstellung ausgerüstet werden. Viele Jahre galten die Rückfahrautomatik und eine automatische Bremsnachstellung als unverträglich, so dass Bremsen für auflaufgebremste Anhänger der Klasse O1/O2 bislang in der ECE R13 noch von der generellen Pflicht einer automatischen Bremsnachstellung ausgenommen sind. Bei der mechanischen Ausführung werden Bremsen mit einer Spreizhebelbetätigung und bei der hydraulischen Variante Radzylinder verwendet. In beiden Fällen verfügt die Radbremse zusätzlich über eine wegabhängige Rückfahrautomatik. Die Rückfahrautomatik wird durch verschiedene Konstruktionen gelöst:

- a. Bremse mit einer zweiteiligen Sekundärbacke
- b. federbelasteter Kipphobel an der Backenabstützung des Sekundärbackens

Es soll hier insbesondere das zuerst genannte System der Rückfahrautomatik (a) beschrieben werden, wobei die anderen Systeme mit dem Kipphobel im Prinzip die gleiche Funktion in Bezug auf die Rückfahrautomatik ausführen.

Die Bremse ist mit einer einteiligen und einer zweiteiligen Bremsbacke ausgestattet. Die geteilte Bremsbacke besteht aus einem Bremsbackenträger mit zwei Bolzen. Auf diesen Bremsbackenträger ist eine Kurvenbacke aufgesteckt, an der sturmseitig am Stegblech zwei Kurven angeordneten sind. Über zwei seitlich montierte Rückzugfedern werden Bremsbackenträger und Kurvenbacke zusammengehalten. Diese ist gegen die Federkraft radial beweglich, wobei sie mit den Kurven auf den beiden Bolzen im Bremsbackenträger gleitet. Die Kurven sind so gestaltet, dass die radiale Bewegungsmöglichkeit durch die beiden Bolzen nach beiden Seiten begrenzt ist. Durch die Zugfedern wird die Kurvenbacke mit dem Anschlag der einen Kurve in Richtung Spreizwerk bzw. Radzyylinder gegen den Bolzen im Bremsbackenträger gezogen. Damit ist ein fester Abstützpunkt beim Bremsvorgang in Vorwärtsfahrt gegeben [5].

### 11.2.2 Funktionen

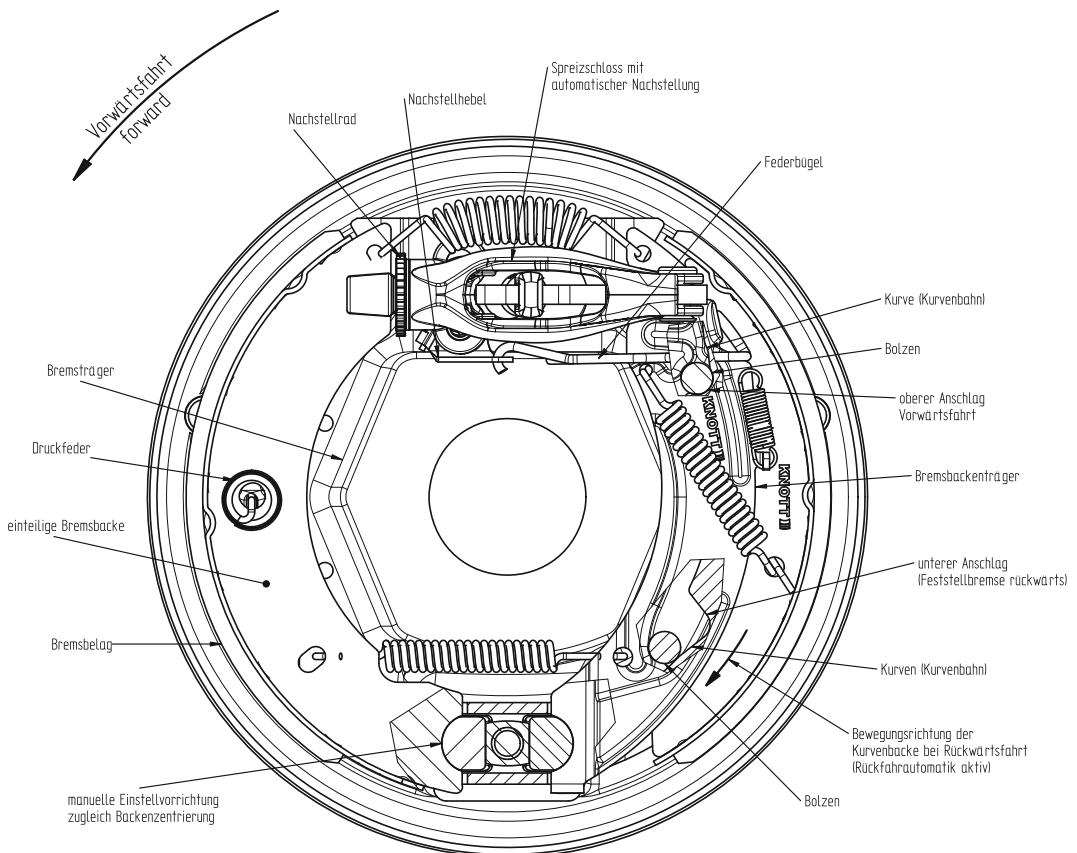
#### Betriebsbremse Vorwärtsfahrt

Beim Abbremsen des Zugfahrzeugs in Vorwärtsfahrt läuft der Anhänger aufgrund seiner Massenträgheit auf das Zugfahrzeug auf. Dabei wird an der Auflafeinrichtung die Zugstange eingeschoben und an der Betätigungsseinheit der Bremsen (Spreizschloss oder Radzyylinder) Betätigungsdruck und -weg erzeugt. Die Bremsbacken werden gegen die Bremsfläche der Bremstrommel gedrückt und über die Reibung zwischen Bremsbelag und Bremstrommel entsteht eine Bremskraft, so dass der Anhänger abgebremst wird. Der hierbei entstehende Verschleiß der Bremsbeläge wird über den Federbügel auf die automatische Nachstellung rückgekoppelt. Wird der Bremsbelagverschleiß zu groß, zieht der Federbügel den Nachstellhebel über die nächste Zahnflanke des Nachstellrades. Beim anschließenden Lösen der Bremse wird dann das Nachstellrad einen Zahn weitergedreht und die Bremse stellt sich kraftfrei nach.

#### Rückfahrautomatik Rückwärtsfahrt

Die Auflafeinrichtung kann prinzipiell nicht zwischen einem Auflauen oder Zurücksetzen des Anhängers unterscheiden. Bei Anhängern ohne Rückfahrautomatik werden beim Zurückstoßen die ein-

## 11.2 · Aufbau und Wirkung der Bremsanlage



**Abb. 11.4** Mechanische Radbremse mit Rückfahrautomatik und automatischer Nachstellung

geleiteten Betätigungs Kräfte so groß, dass die Räder blockieren. Die Radbremse mit Rückfahrautomatik, **Abb. 11.4**, reagiert dagegen auf den Drehrichtungswechsel der Trommel von Vorwärts- in Rückwärtsfahrt. Beim Zurückstoßen des Anhängers wird, ebenfalls wie beim Auflaufen bei Vorwärtsfahrt-Bremsung, die Auflaufeinrichtung aktiviert. Die Bremsbacken legen sich an die Bremsfläche der Trommel an und erzeugen eine Reibkraft. Durch diese Reibkraft und den Wechsel der Drehrichtung der Trommel in Rückwärtsfahrt wird die Kurvenbacke radial in Richtung Nachstellvorrichtung (Bakkenabstützung) verschoben. Die Wegabhängigkeit des Systems stellt sich wie folgt dar:

Die Kurven am Stegleich der Kurvenbacke sind so ausgebildet, dass sie bei der radialen Verschiebung in Rückwärtsfahrt über den Bremsbackenträger Spreizweg an der Spreizeinrichtung und damit Auflaufweg an der Auflaufeinrichtung freigeben.

Dies ist so bemessen, dass die Zugstange an der Auflaufvorrichtung bis zum Anschlag eingeschoben werden kann. Ab diesem Zustand ist dann keine Betätigungs Kraft mehr vorhanden. Die Bremskraft wäre theoretisch auf den Wert 0 reduziert, wenn nicht die beiden Federn, die versuchen den Belagträger in Drehrichtung Vorwärtsfahrt zu ziehen, über die Kurven eine kleine Restspreizkraft erzeugen würden. Daraus resultiert ein geringes Restbremsmoment in Rückwärtsfahrt. Der Anhänger kann damit ohne Schwierigkeiten zurückgestoßen werden (max. zul. Bremswirkung 8 %  $F_{G,zul,Anh}$  n. ECE R13).

Seit einigen Jahren gibt es Radbremsen für auflaufgebremste Anhänger mit Rückfahrautomatik und automatischer Nachstellung. Kernproblem bei der Entwicklung dieser Bremsen war lange Zeit die Kombination der beiden Automatiken. Es muss konstruktiv sichergestellt werden, dass bei Akti-

vierung der Rückwärtsautomatik die automatische Nachstellung deaktiviert wird, um Fehlnachstellungen im Rangierbetrieb und damit ein Verkeilen der Radbremse zu verhindern.

Dieses Problem wurde gelöst, indem in den sekundären Bremsbacken sowie in den zugehörigen Backenträger Kurvenbahnen integriert wurden, in deren Schnittpunkt ein Federbügel läuft, welcher die Nachstelleinrichtung betätigt.

Bei Rückwärtsfahrt wird die Sekundärbacke durch die Reibkraft auf dem Backenträger nach unten verschoben während die Bremse gleichzeitig immer weiter aufgespreizt wird, bis die Wegreserven der Auflaufenrichtung erschöpft sind. Die Kurvenbahnen in Sekundärbacke und Backenträger sind nun so gestaltet, dass sich bei dieser Bewegung im Schnittpunkt kein Betätigungs weg ergibt und der Federbügel still steht. Damit findet bei Rückwärtsfahrt keine Nachstellung der Radbremse statt.

Beim Übergang vom Rückwärtsstoßen des Anhängers in Vorwärtsfahrt wird die Zugstange der Auflaufenrichtung ausgezogen, die Bremse gelöst und damit kann die Kurvenbacke wieder in ihre ursprüngliche Lage – Bremsstellung Vorwärtsfahrt – zurückgezogen werden. Die Bremse ist nun als Auflaufbremse in Vorwärtsfahrt wieder voll wirksam.

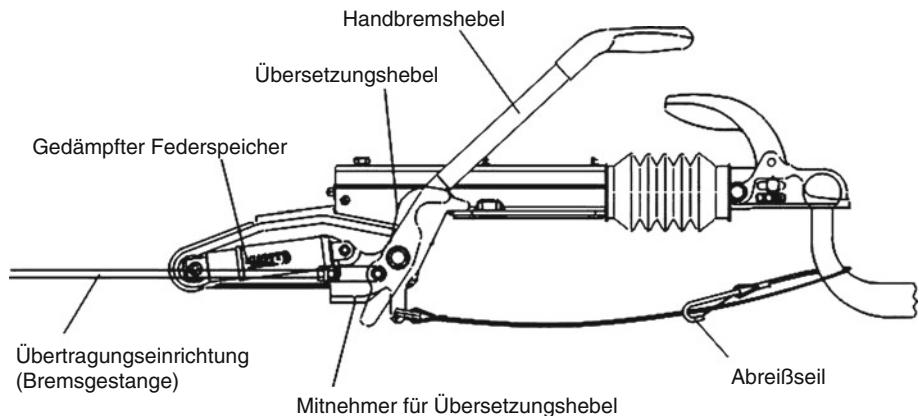
Die Rückfahrautomatik der Bremse erfüllt aber noch eine weitere wichtige Funktion und zwar das Strecken des Gespanns nach dem Wechsel vom Zurückstoßen des Anhängers im Gefälle in Vorwärtsfahrt. Über die besonders ausgebildete Kurvenform an der Bremse wird beim Drehrichtungswechsel der Bremstrommel in Vorwärtsfahrt die Kurvenbacke radial in Richtung Abstützpunkt Vorwärtsfahrt mitgenommen, weil permanent ein Anpressdruck der Bremsbacken gegen die Bremstrommel und damit eine Reibkraft gegeben ist. Dadurch wirkt eine Gegenkraft auf die Betätigseinheit der Bremse bis die Kurvenbacke wieder am Abstützpunkt Vorwärtsfahrt anliegt. Die Zugstange an der Auflaufenrichtung wird wieder ausgeschoben. Das Gespann hat sich gestreckt.

Die Funktion der Betriebsbremse in Vorwärtsfahrt hangabwärts ist also nach dem Rückwärtschieben des Anhängers gegen eine Steigung wieder voll vorhanden.

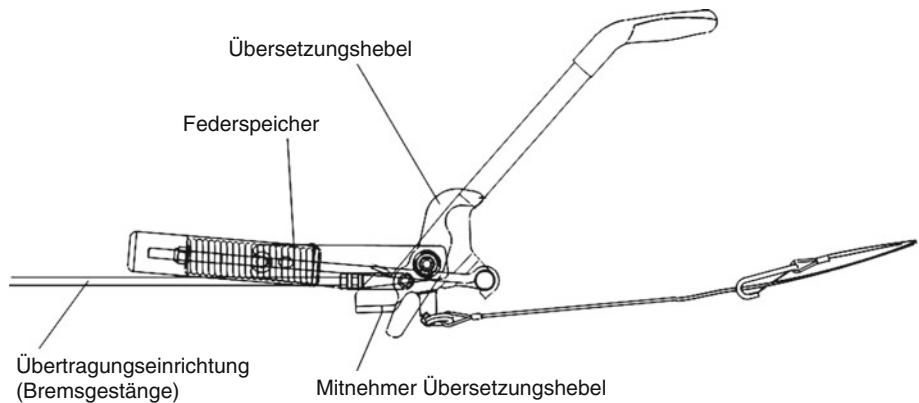
## Feststellbremse

Die Feststellbremse muss gemäß gesetzlicher Vorgabe unabhängig von der Auflaufenrichtung und rein mechanisch wirken. Bei Betätigung des Handbremshebels erfolgt die Kraftübertragung mittels Bremsgestänge und Seilzug auf die Radbremse. Ein Federspeicher am Handbremshebel sorgt bei der mechanischen Variante der Radbremse dafür, dass bei eingelegter Handbremse kein selbstständiges Lösen erfolgt, auch dann nicht, wenn an den Radbremsen eine Drehrichtungsumkehr von Vorwärts- in Rückwärtsfahrt erfolgt. Der Federspeicher gleicht die durch die Rückfahrautomatik erzeugte Wegfreigabe voll aus, so dass eine ausreichende Bremswirkung sowohl für die Vorwärts- und insbesondere auch für die Rückwärtsfahrttrichtung erhalten bleibt. Der Betätigungs weg des Federspeichers ist so bemessen, dass sich in Rückwärtsfahrt die Kurvenbacken bis auf den Anschlag des zweiten Bolzens in Richtung Bremsbackenabstützung (Nachstellvorrichtung) verschieben und dann dort abstützt. Damit kann dann in Rückwärtsfahrt das der Betätigungs kraft entsprechende Bremsmoment voll aufgebaut werden (Mindest-Bremswirkung: 18 % Gefälle oder Steigung). Beispiele von verschiedenen Ausführungen von Federspeichern s. □ Abb. 11.5 bis □ Abb. 11.7. Wie bereits oben angesprochen, muss gemäß gesetzlicher Vorschrift, bei hydraulischem Bremssystem der Feststellmechanismus ebenfalls rein mechanisch wirken. Über einen Hebelmechanismus in der Bremse zwischen den beiden Bremsbacken werden diese gespreizt. Hierauf hat aber insbesondere die Rückfahrautomatik keinen Einfluss.

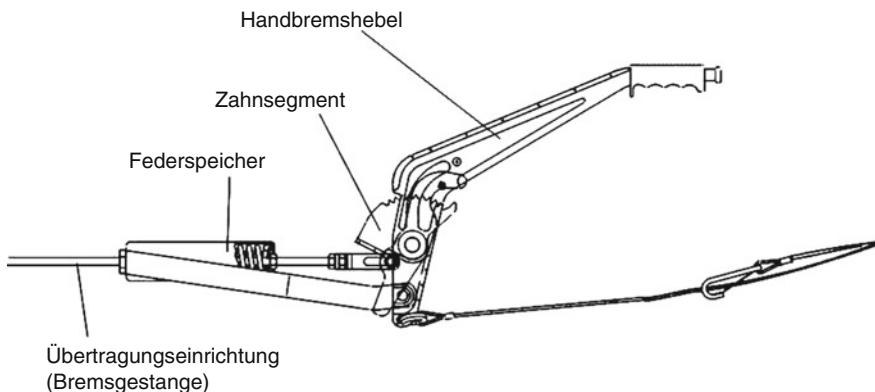
Für die Feststellbremse stehen zwei Ausführungen für den Handbremshebel zur Verfügung. Der Zahnsegmenthebel und der Totpunktthebel mit und ohne ölgedämpftem Federspeicher. In der Version mit einem Totpunktthebel (□ Abb. 11.5 und □ Abb. 11.6) erhält der Handbremshebel in der Ruhelage automatisch eine Schließ- und Rückhaltekraft gegen ein selbsttägiges Lösen. Erst beim Betätigen des Handbremshebels wird der Totpunkt (Wirkungslinie über dem Drehpunkt des Handbremshebels) überschritten und damit die Wirkung der Feder kraft zur Betätigung der Bremsanlage freigeben. Bei

**11.2 · Aufbau und Wirkung der Bremsanlage**

■ Abb. 11.5 Totpunkt-Feststellhebel mit ölgedämpftem Federspeicher



■ Abb. 11.6 Totpunkt-Feststellhebel mit Federspeicher (ohne Auflaufeinrichtung)



■ Abb. 11.7 Zahnsegment-Feststellhebel mit Federspeicher (ohne Auflaufeinrichtung)

der Zahnsegment-Ausführung (Abb. 11.7) ist besonders darauf zu achten, dass der Handbremshebel bis zum letzten Zahn angezogen wird, damit das Federspeicherpaket bezüglich Kraft und Weg maximal vorgespannt wird.

Der Handbremshebel mit dem Federspeicher kann entweder indirekt über einen Mitnehmer auf den Übersetzungshebel oder direkt auf die Übertragungseinrichtung wirken und damit die Bremsen betätigen.

## Abreißbremse

Die Abreißbremse ist mit der Feststellbremse kombiniert. Das Abreißseil mit Karabiner und Abreißring bzw. Pressperle mit definierter Abreißkraft ist einerseits am Handbremshebel und andererseits am Zugfahrzeug befestigt. Dabei ist es von großer Bedeutung, dass das Abreißseil sauber verlegt wird um eine einwandfreie Kraftübertragung zu gewährleisten um die Handbremse betätigen zu können. Im Fall einer unbeabsichtigten Trennung des Anhängers vom Zugfahrzeug wird der Handbremshebel durch die Zugwirkung des Abreißseiles gespannt, bzw. über den Totpunkt gezogen. Die Feststellbremse wird betätigt und nach überschreiten der definierten Bruchlast des Abreißseiles reißt dieses vom Zugfahrzeug ab. Am Anhänger wird so eine Notbremsung ausgelöst und verhindert, dass der Anhänger nach der Trennung ungebremst weiterrollt. Das Abreißseil reißt bei einer definierten Kraft oberhalb von 5000 N.

## 11.3 Auslegung der Bremsanlage

### 11.3.1 Zuordnungsberechnung gemäß Richtlinie ECE R13, Anhang XII

Ausschlaggebend für die Auslegung der Bremsanlage ist immer die Zuordnungsberechnung. Mit ihr wird nachgewiesen, dass Auflafeinrichtung und Radbremsen, die zunächst getrennt voneinander geprüft wurden zusammen funktionieren und den gesetzlichen Vorgaben nach der ECE-Richtlinie 13 entsprechen. In diese Berechnung gehen Faktoren wie Kraft-, Weg- und Rückfahrbedingungen ein.

Wie bereits zuvor in ► Abschn. 11.2.1 zu sehen war, besteht eine gesetzliche Forderung nach einer Mindestkraftübersetzung  $i_K \geq 5$ .

Folgende Bedingungen müssen erfüllt sein, so dass eine Zuordnung gemäß der Vorschrift gewährleistet ist:

Kraftübersetzung  $\leq$  Hebelübersetzung  $\leq$  Wegübersetzung

$$i_{HK} \leq i_H \leq i_{HW}$$

Für die mechanische Auflafeinrichtung gilt:

$$\frac{\frac{F_{B,\mu} \cdot r_{dyn}}{\rho} + n_B \cdot x_{Rück,B}}{(F_{K,x,zul} - F_{zu,Aufl})} \cdot \frac{1}{\eta_{H0} \cdot \eta_{H1}} \leq i_{H0} \cdot i_{H1} \leq \frac{s_{Aufl,eff}}{i_B \cdot s_{Backen,min}} \quad (11.10)$$

mit:

mechanische Betätigung

$$\rho_{mech} = \frac{M_B}{F_{B,Hebel} - F_{Rück}}, \quad (11.10a)$$

$F_{B,Hebel}$  = Bremshebelkraft

$F_{Rück}$  = Rückstellkraft der Bremse; im Diagramm  $M = f(F_{B,Hebel})$  ist das der Wert  $F_{B,Hebel}$  der Kraft im Schnittpunkt der verlängerten Kennlinie mit der Abszisse

$x_{Rück}$  =  $F_{rück,B}$

hydraulische Betätigung

$$\rho_{hyd} = \frac{M_B}{p_{R,Zyl} - p_{Rück}}, \quad (11.10b)$$

$p_{R,Zyl}$  = Flüssigkeitsdruck im Radbremszylinder

$p_{Rück}$  = Rückstelldruck im Radbremszylinder

$x_{Rück}$  =  $p_{Rück,B}$

$s_{Backen,min}$ : minimaler Zuspannweg der Bremsbacken (in Millimetern).

a) für Trommelbremsen gilt:

$$s_{Backen,min} = 2,4 + \frac{4}{1000} \cdot 2 \cdot r_{Trom} \quad (11.10c)$$

### 11.3 · Auslegung der Bremsanlage

Hierbei ist  $2r$  der Durchmesser der Bremstrommel in Millimetern.

b) für Scheibenbremsen mit hydraulischer Übertragungseinrichtung gilt:

$$s_{\text{Backen,min}} = 1,1 \cdot \frac{10 \cdot V_{60}}{A_{R,\text{Zyl},\text{Kolben}}} + \frac{1}{1000} \cdot 2 \cdot r_{\text{Trom}} \quad (11.10d)$$

wobei:

$V_{60}$  = Flüssigkeitsvolumenaufnahme einer Radbremse bei einem Druck, der einer Bremskraft von  $1,2 \cdot F_{B,\text{erf}} = 0,6 \cdot F_{G,\text{zul},\text{Anh}}$  und einem höchsten Reifendurchmesser entspricht.

$2 \cdot r_{\text{Trom}}$  = äußerer Durchmesser der Bremse ( $V_{60}$  in  $\text{cm}^3$ ;  $A_{R,\text{Zyl},\text{Kolben}}$  in  $\text{cm}^2$  und  $r_{\text{Trom}}$  in mm)

Hebelübersetzung  $i_H$  (siehe Gl. 11.8)

$$i_H = i_{H0} \cdot i_{H1}$$

$F_{B,\mu,\text{roll}}$  = Bremskraft unter Berücksichtigung des Rollwiderstandes (üblicherweise 1%) und  $n_B$  = Anzahl Radbremsen.

Kraftübersetzung  $i_{HK}$ .

$$i_{HK} = \frac{\frac{F_{B,\mu,\text{roll}} \cdot r_{\text{dyn}}}{\rho} + n_B \cdot x_{\text{Rück},B}}{(F_{K,x,\text{zul}} - F_{zu,\text{Aufl}})} \cdot \frac{1}{\eta_{H0} \cdot \eta_{H1}} \quad (11.11)$$

Wegübersetzung  $i_{HW}$

$$i_{HW} = \frac{s_{\text{Aufl,eff}}}{i_B \cdot s_{\text{Backen,min}}} \quad (11.12)$$

### 11.3.2 Kraftschlussausnutzung

Zusätzlich zur Zuordnungsberechnung sollte in speziellen Fällen die Kraftschlussbeanspruchung an den Achsen des Anhängers geprüft werden. Diese soll ermitteln bei welcher maximalen Abbremsung die Blockiergrenze erreicht wird. Dabei ist auch die Abbremsung des ganzen Zuges zu beachten. „Das Kraftschlussverhalten wird umso besser, je näher die möglichen Gleitgrenzen beieinander liegen“ [2]. Damit ist die Abbremsung der einzelnen Achsen von Zugfahrzeug und Anhänger gemeint. In der Praxis blockieren die Räder in einer bestimmten Reihenfolge und fangen somit zu gleiten an. Dabei ist darauf zu achten, dass zuerst die Vorderräder des Zugfahrzeugs, dann die Räder des Anhängers und zuletzt die Hinterräder des Zugfahrzeugs blockieren. Damit wird verhindert, dass der Zug beim Fahren einknickt oder der Anhänger ausbricht.

Bei Betrachtung der dynamischen Stützlast  $F_{\text{Stütz}}$ , die sich aus anschließender Formel (11.20) ergibt, zeigt sich, dass diese außer von der Fahrzeuggängbeschleunigung und der Schwerpunktshöhe auch über die Deichsellänge zwischen Kupplung und Radaufstandspunkt beeinflusst wird. Daraus ist erkennbar, dass auflaufgebremste Anhänger zweckmäßigerverweise einen niedrigen Schwerpunkt und eine lange Deichsel haben sollten, um die das Regelverhalten der Auflafeinrichtung störenden Reibungskräfte zu minimieren.

Für die Kräfteverteilung am Zugfahrzeug und Anhänger ergibt sich nach Abb. 11.8 Folgendes.

Pkw

Gewichtskräfte:

$$F_{G,Zfz} = m_{Zfz} \cdot g = F_{\text{Achse,v}} + F_{\text{Achse,h}} \quad (11.13)$$

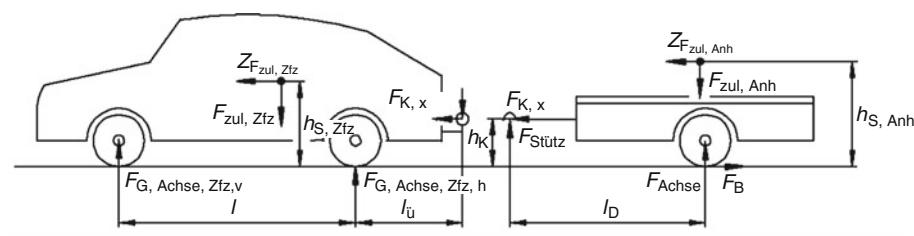


Abb. 11.8 Schematische Darstellung des Gespanns

Bremskräfte:

$$F_{B,Zfz} = z_{Zfz} \cdot F_{G,zul,Zfz} \quad (11.14)$$

Anhänger

Gewichtskräfte:

$$F_{G,zul,Anh} = m_{Anh} \cdot g = F_{Stütz} + F_{Achse,Anh} \quad (11.15)$$

Bremskräfte:

$$F_{B,Anh} = z_{Anh} \cdot F_{G,zul,Anh} \quad (11.16)$$

Pkw + Anhänger

Achslastsumme:

$$F_{G,Achse,Zfz} = F_{G,Achse,Zfz,v} + F_{G,Achse,Zfz,h} \quad (11.17)$$

Bremskonstante:

$$B_K = \frac{F_{K,x}}{z \cdot m_{zul,Anh}} \quad (11.18)$$

mit:  $F_{K,x}$  = aktuelle Deichselkraft dyn. Achslast des Anhängers:

$$\begin{aligned} F_{G,Achse,Anh,dyn} &= F_{G,Achse,Anh,leer} \\ &- z \cdot F_{G,zul,Anh} \\ &\cdot \frac{h_{s,Anh} - B_K \cdot h_k}{l_D} \end{aligned} \quad (11.19)$$

mit:  $h_K$  = Höhe der Deichselkraft  
dyn. Stützlast:

$$\begin{aligned} F_{stütz,dyn} &= F_{stütz,Anh,leer} + z \cdot F_{G,zul,Anh} \\ &\cdot \frac{h_{s,Anh} - B_K \cdot h_k}{l_D} \end{aligned} \quad (11.20)$$

dyn. Achslasten des Pkw:

$$\begin{aligned} F_{G,Achse,Zfz,v,dyn} &= F_{G,Achse,Zfz,v,leer} \\ &- \frac{l_{\ddot{U}}}{l} \cdot F_{stütz,Anh,leer} + z \\ &\cdot \left( \frac{h_{s,Zfz} \cdot F_{G,zul,Zfz} + h_k \cdot B_K \cdot F_{G,zul,Anh}}{l} \right. \\ &\left. - \frac{l_{\ddot{U}}}{l} \cdot \frac{(h_{s,Anh} - B_K \cdot h_k) \cdot F_{G,zul,Anh}}{l_D} \right) \end{aligned} \quad (11.21)$$

$$\begin{aligned} F_{G,Achse,Zfz,h,dyn} &= F_{G,Achse,Zfz,h,leer} \\ &+ \left( 1 + \frac{l_{\ddot{U}}}{l} \right) \cdot F_{stütz,Anh,leer} - z \\ &\cdot \left( \frac{h_{s,Zfz} \cdot F_{zul,Zfz} + h_k \cdot B_K \cdot F_{G,zul,Anh}}{l} \right. \\ &\left. - \left( 1 + \frac{l_{\ddot{U}}}{l} \right) \cdot \frac{(h_{s,Anh} - B_K \cdot h_k) \cdot F_{G,zul,Anh}}{l_D} \right) \end{aligned} \quad (11.22)$$

[2].

Daraus ist ersichtlich, dass sich die Bremskraftverteilung z. B. bei einem Pkw durch die dynamische Stützlast des auflaufgebremsten Anhängers verändert. Bei einem beladenen Pkw ohne Anhänger liegt die Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse etwa bei 65:35. Mit einem gebremsten Anhänger sollte diese etwa bei 50:50 liegen, was allerdings nicht der Fall ist. „Da die Bremskraftverteilung des PKW auf das alleinfahrende Fahrzeug abgestimmt sein muss, weil sonst die nach EG oder ECE vorgeschriebenen Reibungskurven nicht eingehalten werden können, ist entweder der erforderliche Kraftschlussbedarf beim Mitführen eines Anhängers unbefriedigend hoch oder die erzielbare Abbremsung im Zug unbefriedigend niedrig. Abhilfe könnte nur ein auf die dynamischen Laständerungen der Pkw-Hinterachse reagierender Bremskraftregler (ALB) bringen, zusammen mit einer für den allein fahrenden PKW nicht nutzbaren Erhöhung der möglichen Bremskräfte an den Hinterrädern“ [2].

### 11.3.3 ABS-Verträglichkeit

Zwischenzeitlich werden alle Pkws mit einem Anti-Blockier-System (ABS) ausgestattet. Daraus folgt, dass immer mehr auflaufgebremste Anhänger mit ABS-gebremsten Zugfahrzeugen verbunden werden.

Maßgeblich für die Bremsstabilität bzw. Kurshaltung beim Bremsen ist das Blockierverhalten der einzelnen Achsen des Zuges. Beim Anhängerge spann ohne ABS blockiert in der Regel die Vorderachse des Pkw's zuerst, da sie durch die auftretende dynamische Stützlast entlastet wird. Später blockiert die Achse des Anhängers und zuletzt die Hinterachse des Pkw.

Ist das Zugfahrzeug mit ABS ausgerüstet, bringt dies wesentliche Vorteile für das gesamte Gespann mit sich. Das ABS versucht den Kraftschluss an beiden Achsen des Zugfahrzeugs voll auszunutzen, sofern die installierte Bremskraftverteilung dazu ausreicht.

Damit nun die Anhängerräder nicht vor der ABS-Regelung blockieren, muss die wirksame Kraftübersetzung der Auflaufbremsanlage  $i_k \leq 6$  sein. Andernfalls blockieren die Räder des Anhängers vor der ABS-Regelung und der Anhänger kann seitlich ausbrechen. Unter der Voraussetzung, dass die Kraftschlussausnutzung des Zugfahrzeugs über der des Anhängers liegt, muss das ABS des Zugfahrzeugs voll regeln bevor der Anhänger seine Kraftschlussgrenze erreicht hat. Dann ist sichergestellt, dass der Anhänger dem Zugfahrzeug folgt und nicht seitlich ausricht.

## 11.4 Wartung – Pflege

Zu den weiteren Vorteilen der Auflafeinrichtung gehören, durch die generell einfache Konstruktion des Systems bedingt, lange Wartungsintervalle.

Generell sind die Bedienungs- und Wartungsanleitungen der jeweiligen Hersteller zu beachten.

### 11.4.1 Wartung

Die Auflafeinrichtung muss einmal im Jahr oder alle 5000 km überprüft und nachgeschmiert wer-

den. Die Gleitlager der Zugstange werden durch zwei Schmiernippel oben am Gehäuse nachgeschmiert und ebenso sind alle Lagerstellen und Gleitflächen an der Auflafeinrichtung, aber auch der Zugkugelkopplung nachzuschmieren. Zusätzlich muss die Ansprechschwelle überprüft werden. Dazu muss die Zugstange voll in die Auflafeinrichtung eingeschoben werden. Dies erfordert etwas Kraftaufwand. Die Zugstange muss danach durch das Gaspolster im hydraulischen Dämpfer wieder selbsttätig in die Ausgangsstellung ausfahren. Bei hydraulischen Auflafeinrichtungen ist einmal im Monat oder alle 1500 km der Stand der Bremsflüssigkeit im Ausgleichsbehälter am Hauptzylinder zu kontrollieren. Alle 1 bis 2 Jahre oder alle 30.000 bis 40.000 km ist die Bremsflüssigkeit zu erneuern. Alle 1 bis 2 Jahre oder alle 15.000 km sind sämtliche flexiblen Bremsschläuche und alle Bremsleitungen auf Verschleiß, Korrosion bzw. auf Beschädigungen und die Verschraubungen auf Dichtheit zu kontrollieren. Verschlissene oder beschädigte Teile sind unbedingt zu erneuern.

Bei Kugelkopplungen mit Spurstabilisierungen sind besonders die Wartungs- und Pflegeanleitungen der jeweiligen Hersteller zu beachten.

Einmal im Jahr oder alle 5000 km muss der Bremsbelagverschleiß kontrolliert werden. Dieses Wartungsintervall ist eine Empfehlung. Je nach Einsatz (ständige Bergfahrten oder Dauereinsatz in Spedition) muss dieses ggf. verkürzt werden. Bei einer Restbelagstärke von weniger als 1,5 mm sind die Bremsbacken und ggf. auch die Backenrückzugsfedern zu erneuern.

Der Belagverschleiß vergrößert den Auflaufweg an der Zugstange der Auflafeinrichtung. Wenn sich der Auflaufweg auf mehr als zwei Drittel des Gesamtauflaufweges vergrößert hat, müssen die Radbremsen nachgestellt werden.

Bei hydraulisch betätigten Radbremsen ist insbesondere die Dichtheit des Haupt- bzw. der Radzyylinder zu kontrollieren. Der Kolben des Radzyinders, der den Backmatbacken bzw. dem Bremsbackenträger zugeordnet ist, ist wegen der Wegfrei gabe in Rückwärtsfahrt für einen größeren Kolbenhub ausgelegt. Hier muss darauf geachtet werden, dass die Radzyylinder bzw. Kolben nach Überprüfung bzw. Austausch entsprechend montiert werden.

Des Weiteren muss darauf geachtet werden, dass die gesamte hydr. Bremsanlage jeweils einwandfrei entlüftet ist bzw. wird.

Bei jedem Service sind die Seilzüge auf Leichtgängigkeit zu prüfen. Schadhafte bzw. schwergängige Seilzüge sind auszutauschen.

Wartungs- und Reparaturarbeiten an der gesamten Bremsanlage dürfen nur von Fachwerkstätten mit entsprechend geschultem Personal durchgeführt werden. Bei Wartungs- oder Reparaturarbeiten dürfen nur Original-Ersatzteile verwendet werden [5].

Wird am Gestänge gearbeitet, muss immer die Sicherung der Feststellbremse angebracht werden. Der Federspeicher erzeugt so große Kräfte, dass schwere Verletzungen die Folge sein können.

#### 11.4.2 Nachstellung

Die Nachstellung der Bremsbeläge dient dazu, den gegebenen Belagverschleiß auszugleichen und somit die Betätigungswege an den Radbremsen und damit auch an der Auflaufenrichtung zu minimieren und möglichst konstant zu halten. Bei der Auflaufbremsanlage ist das sehr wichtig, um die Wegübersetzung der Auflaufenrichtung  $i_H$  konstant zu halten.

Die Nachstellung der Bremsanlage erfolgt keinesfalls am Gestänge der Auflaufbremsanlage, sondern immer an den Radbremsen. Beim Nachstellen ist darauf zu achten, dass die Zugstange der Auflaufenrichtung voll ausgefahren ist. Erst wenn die Bremsen eingestellt sind, kann gegebenenfalls das Bremsgestänge in der Länge nachjustiert werden.

Die Nachstellung bei den Radbremsen der verschiedenen Hersteller ist unterschiedlich. Hier ist jeweils die Bedienungsanleitung der jeweiligen Hersteller zu beachten.

Wie bereits dargestellt, verbreiten sich die Radbremsen mit automatischer Nachstellung immer mehr, so dass dieser lästige Einstellvorgang künftig mehr und mehr entfallen wird. Langfristig ist dieser Einstellvorgang dann nur noch bei der initialen Montage der Anhängerbremsanlage und nach Austausch von verschlissenen Bremsbacken erforderlich.

Durch die automatische Nachstellung werden die Leerwege in der Auflaufbremsanlage dauerhaft minimiert, wodurch sich ein sehr komfortables Bremsverhalten ergibt und die bei schlechter Bremseinstellung unvermeidlichen Deichselkraftspitzen vermieden werden. Durch das stets optimale Ansprechverhalten der Auflaufbremsanlage verkürzen sich die Bremswege deutlich. Daher ist davon auszugehen, dass in wenigen Jahren auch in Anhängern der Klasse O1/O2 die automatische Nachstellung der Radbremsen Pflicht werden wird.

### 11.5 Neue Entwicklungen

#### 11.5.1 Elektronische Anhängerstabilisierung

Während sich im Automobil zwischenzeitlich zahlreiche Assistenzsysteme um die Fahrstabilität kümmern, gibt es für auflaufgebremste Anhänger erst seit einigen Jahren elektronische Stabilisierungssysteme. Diese bestehen aus einem Sensor im Heck des Anhängers welcher fortwährend Daten zum aktuellen Fahrzustand sammelt, dem Bordrechner mit Betätigungsseinheit und einer Anzeigeeinrichtung vorne an der Deichsel, Abb.11.9.

Bei erkannter Instabilität des Anhängerfahrverhaltens wird durch gezielte symmetrische Bremseingriffe – ausschließlich im Anhänger – das Gespann stabilisiert. Bei schwachen Schlingerbewegungen wird die Stabilisierung im Wesentlichen nur durch die Zugstreckung und die entsprechende Verlangsamung des Gespanns in dem unterkritischen Geschwindigkeitsbereich erreicht. Werden die Schlingerbewegungen jedoch starker, führt der Anhänger unweigerlich auch entsprechende Wankbewegungen aus. Entsprechend der wechselnden Radlasten ergibt sich hierbei ein asymmetrischer Bremseingriff mit hohen Rückstellmomenten und reduzierten Längskräften [8]. Bedingt durch die Erkennung der Fahrzustände und den Bremseingriff im Anhänger reagieren diese Systeme feinfühliger und oftmals auch schneller als die um Anhängerfunktionalität erweiterten Fahrdynamik-Regelsysteme der Zugfahrzeuge.

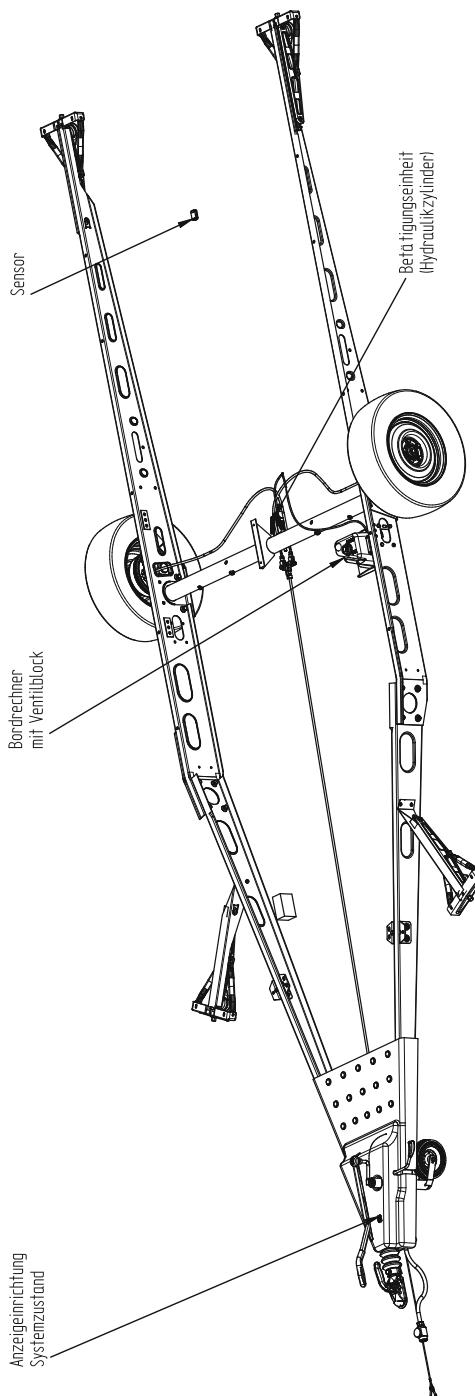


Abb. 11.9 Anhängerfahrgestell mit elektronischer Stabilisierung

Die Wirksamkeit dieser elektronischen Systeme steht und fällt jedoch mit der Wirksamkeit der betätigten Radbremse im Anhänger, so dass solche Systeme sinnvollerweise nur mit Radbremsen mit automatischer Nachstellung kombiniert werden sollten.

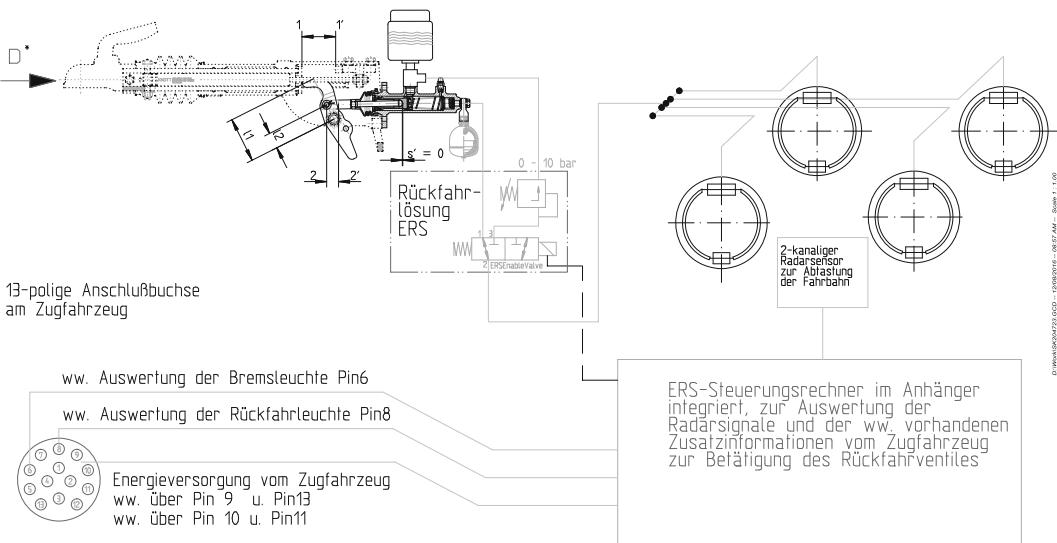
## 11.5.2 Elektronisches Rückfahr-System – ERS

In der Konstellation mit sehr kleinen Rädern am unbeladenen Anhänger gab es einzelne Berichte von Problemen beim rangieren Rückwärts auf lossem Untergrund. Die Räder konnten das am Reifenumfang erforderliche Umschaltdrehmoment nicht aufbringen, folglich blockierten die Räder.

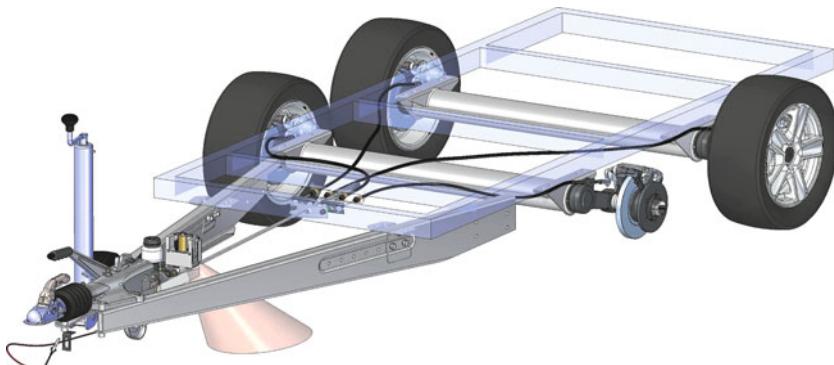
Mittels des neuen ERS, Abb. 11.10, wird nun die Fahrbahnoberfläche mittels einer schräg nach hinten unten weisenden Radarkeule abgetastet, Abb. 11.11. Nach erkanntem Stillstand von mehr als einer Sekunde oder bei Rückwärtssfahrt werden hier mittels einer Trennvorrichtung in der Übertragungseinrichtung die Radbremsen kraftfrei geschaltet. Die Rückwärtssfahrt ist damit komplett kraftfrei möglich. Sobald wieder Vorwärtssfahrt erkannt wird, werden die Radbremsen wieder direkt mit der Auflaufeinrichtung verbunden und die Bremsanlage ist wieder uneingeschränkt betriebsbereit.

Bei hydraulischen Auflaufbremsanlagen wird über ein Ventil der weitere Zustrom von Bremsdruck aus der Auflaufeinrichtung zu den Radbremsen unterbrochen und gleichzeitig wird – bis auf den Anlegedruck der Radbremsen – der Bremsdruck aus den Radbremsen in den Ausgleichsbehälter abgelassen.

Durch die externe Realisation der Rückfahrautomatik kann diese in den Radbremsen entfallen wodurch nun jegliche Trommel- oder Scheibenbremsen (mit automatischer Nachstellung) in Auflaufbremsanlagen verwendet werden können.



**Abb. 11.10** Schema der Bremsanlage mit ERS

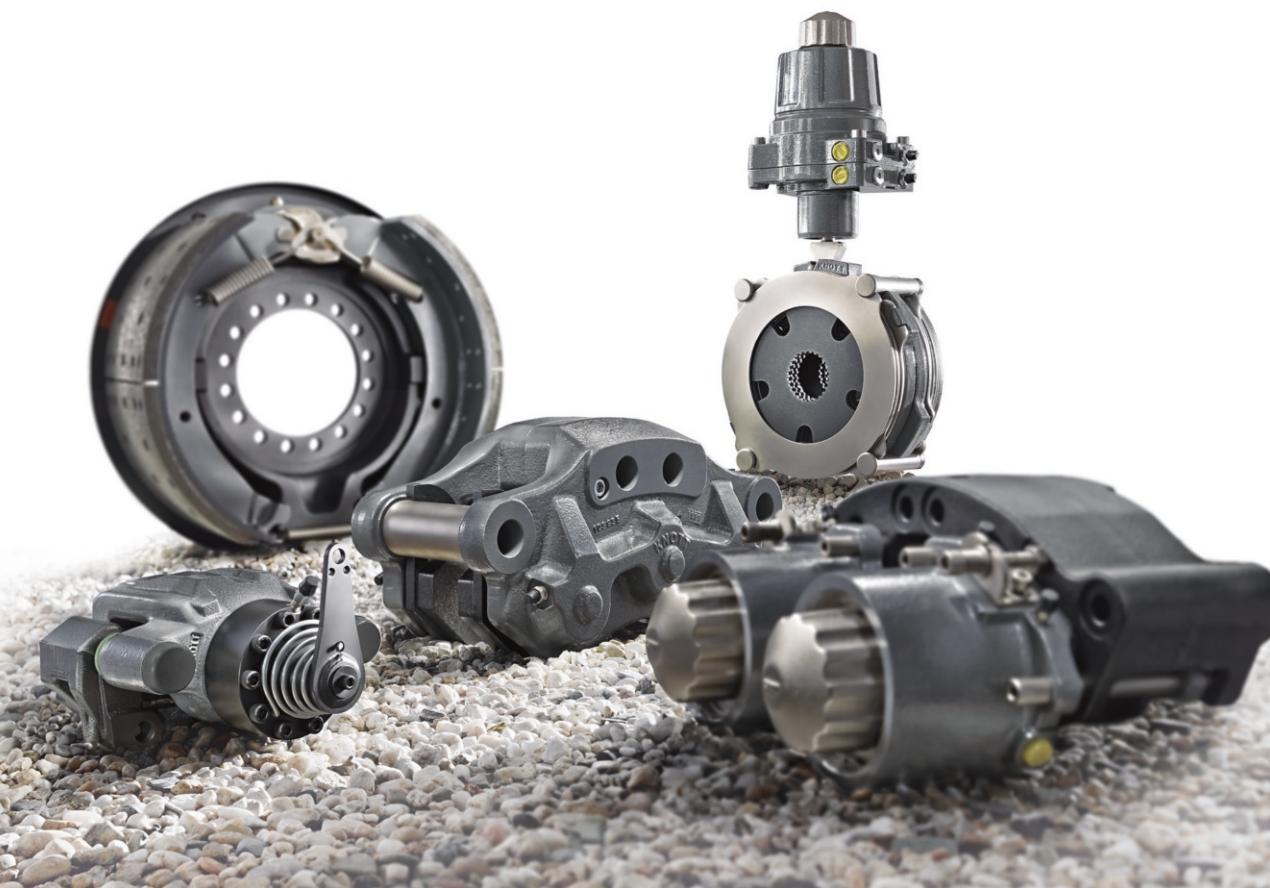


**Abb. 11.11** Fahrgestell mit hydr. Auflaufbremsanlage und ERS – dargestellte Radarkeule

## Literatur

- Mitschke, M.; Sagan, E.: Theoretische Untersuchungen an Auflaufbremsanlagen für Pkw-Anhänger. Dtsch. Kraftfahrzeuforschung und Straßenverkehrstechnik H. 290, Düsseldorf: VDI-Verlag (1984)
- Merz, H.: Vortragsmanuskript zum Thema: Bremsen an Wohnanhängern TÜV-Rheinland, 03.12.83
- Gimpl, G.: Manuskript zu Programmfpunkt 4 der Veranstaltung Nr. 5123Z901031 zum Thema: Leichte Fahrzeuganhänger, TÜV-Akademie Bayern/Hessen (1991)
- Strasser, Josef: Messtechnische Analyse und konstruktive Bewertung einer Radbremse für Auflaufbremsanlagen, Diplomarbeit, Fachhochschule Rosenheim 29.9.1995
- Loipl, H.: Knott GmbH Montage–Wartungsanleitung für Hydraulische Auflaufbremsanlagen, 2.Aufl. (1998)
- Donath, E.: Bestimmung des Wirkungsgrades von Bremsseil-zügen unter Berücksichtigung der verschiedenen Bauarten und Einbauvarianten. Forschungsbericht der Vereinigung der Technischen Überwachungs-Vereine e.V. Nr. 243
- Burckhardt, M.: Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen, 1. Aufl. Vogel Verlag, Würzburg (1991)
- Strasser, J.: Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik, Nr. 657, Vortrag auf dem XXVII. internationalen u-Symposium vom 26/27. Oktober 2007

**KNOTT** »



## **KNOTT** Bremsen So individuell wie Ihre Anforderungen.

We make your brake.

[www.knott.de](http://www.knott.de)

# Bremsen von Off-Road Radfahrzeugen

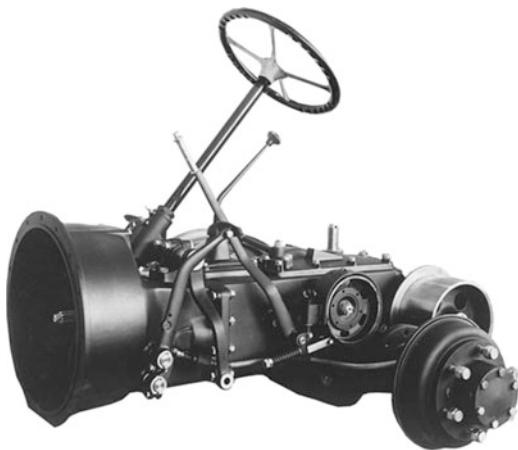
Hermann Beck und Wolfgang Grünbeck

- 12.1 Historische Entwicklung der Bremsen in Off-Road Fahrzeugen – 330**
- 12.2 Überblick über nationale und internationale Rechtsvorschriften für Bremsanlagen – 330**
  - 12.2.1 Verkehrsgesetze in der Bundesrepublik Deutschland – 330
  - 12.2.2 Richtlinien und Verordnungen für Europa – 331
  - 12.2.3 Regelungen der Economic Commission for Europe (ECE) – 331
  - 12.2.4 Internationale Vorschriften – 332
- 12.3 Technische Ausführungen und Dimensionierung – 332**
  - 12.3.1 Trommelbremse – 333
  - 12.3.2 Scheibenbremse – 333
  - 12.3.3 Lamellenbremse – 334
- 12.4 Bremsprüfung und Bremswirkung – 338**
  - 12.4.1 Prüfungen im Laborbereich – 338
  - 12.4.2 Prüfungen im Fahrzeug – 339
- 12.5 Ausblicke und Tendenzen – 341**
  - 12.5.1 Die Radbremse im Zusammenspiel mit anderen Bremssystemen im Fahrzeug (Bremsenmanagement) – 341
  - 12.5.2 Umweltschutz durch neue Bremskonzepte – 343
- Literatur – 343**

## 12.1 Historische Entwicklung der Bremsen in Off-Road Fahrzeugen

Die Entwicklung der Bremsen für Off-Road Fahrzeuge war in der Vergangenheit immer eng gekoppelt an die Bremsentwicklung von Eisenbahnen und Kraftfahrzeugen. Die ersten mechanischen Hebelbremsen stammen aus der 2. Hälfte des 19. Jahrhunderts. In der weiteren Folge wurden diese dann weiterentwickelt und perfektioniert (s. auch ▶ Kap.1 und □ Abb.12.1).

Eine wesentliche Änderung bei den Bremskonzepten trat erst um 1970 durch die Entwicklung einer in Öl laufenden und speziell auf die schweren Einsatzbedingungen im Off-Road Bereich abgestimmten Scheibenbremse ein. Ab Mitte der 80er-Jahre wurde diese Variante durch eine Mehrscheibenausführung, die so genannte „Nasse Lamellenbremse“ durch die Firma ZF serienreif gemacht.



□ Abb. 12.1 Hebelbremse an einem ZF-A12 Schleppergetriebe aus dem Jahr 1937

amtliche Texte, noch ist die vorgenommene Kommentierung amtlich autorisiert.

## 12.2 Überblick über nationale und internationale Rechtsvorschriften für Bremsanlagen

Jedes im Verkehr befindliche Fahrzeug muss jederzeit den Bedingungen der nationalen und internationalen Verkehrsgesetze entsprechen. Dazu zählen natürlich insbesondere die Bremsen als sicherheitsrelevante Systeme. Da die unterschiedlichen Richtlinien und Normen eine mangelnde Konformität aufweisen, ist es sowohl für die Fahrzeughersteller als auch Zulieferer im Zeitalter der Globalisierung sehr schwierig, den länderspezifischen Anforderungen gerecht zu werden.

Selbstverständlich sind stets die neuesten Vorschriften zu beachten, wie sie seitens der Gesetzgeber in amtlichen Organen, z. B. im „Verkehrsblatt“ (VkBla.) [1] des Bundesministeriums für Verkehr (BMVI), veröffentlicht werden.

Auf europäischer Ebene werden die Richtlinien im Amtsblatt der europäischen Union [2] veröffentlicht.

Die in diesem Beitrag abgedruckten Auszüge aus Richtlinien und Rechtsvorschriften sind weder

### 12.2.1 Verkehrsgesetze in der Bundesrepublik Deutschland

Der national gültige Gesetzestext für den ordnungsgemäßen Zustand von Bremsanlagen in Off-Road-Radfahrzeugen ist die Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung StVZO [3]. Sie regelt die Zulassung von Personen und Fahrzeugen zum Straßenverkehr und enthält Bestimmungen über den Bau und Betrieb von Fahrzeugen in der Bundesrepublik Deutschland. Bremsanlagen werden im § 41 StVZO behandelt.

„Die StVZO enthält in zunehmendem Maße keine ausformulierten Bestimmungen mehr, sondern es wird immer wieder auf EG-Richtlinien, in weitaus geringerem Umfang auch auf ECE Regelungen verwiesen. Ist dies der Fall, dann sind diese oder Teile hiervon Bestandteil der StVZO und damit zwingend anzuwenden. Dem Anwender bleibt nichts anderes übrig, als in solchen Fällen die in Frage kommenden EG/EU-Richtlinien (Amtsblatt der EU) zu Rate zu ziehen. ... Das „Schicksal“ der StVZO, wie wir sie kennen, ist ohnehin besiegelt. Fest steht, dass die StVZO völlig neu gegliedert wird und kein Paragraph mehr so erhalten bleibt,

wie er jetzt in der Verordnung steht. ... Das wird aber noch eine Weile dauern; seitens des BMVI war die Verkündung im Bundesgesetzblatt im Laufe 2016 geplant, allerdings sollte sie erst ein Jahr danach – also 2017 – in Kraft treten. Dieser Zeitrahmen wird jedoch dem Vernehmen nach nicht eingehalten werden können. Ein Inkrafttreten erst in 2019 – wenn nicht noch später – wird immer wahrscheinlicher“ [3].

Die Off-Road-Fahrzeuge werden zulassungsrechtlich entweder als Zugmaschinen (Land- oder Forstwirtschaft) oder selbstfahrende Arbeitsmaschinen eingestuft. Zu den selbstfahrenden Arbeitsmaschinen gehören zum Beispiel Bagger oder Radlader. Die darin enthaltenen gesetzlichen Vorschriften über die geforderte Bremswirkung sind in erster Linie Bauartvorschriften. Zusätzlich hat der Gesetzgeber im § 41 Richtlinien (Rili) veröffentlicht. Sie beinhalten unter anderem Bestimmungen über Bauart, Wirkungsweise, Prüfung und Instandhaltung der Fahrzeugbremsen. Unterschieden wird prinzipiell nach Fahrzeugen, welche bauartbedingt langsamer bzw. schneller als 25 km/h fahren können.

Union mit allgemeiner Gültigkeit und unmittelbarer Wirksamkeit in den Mitgliedstaaten.

Relevant für die Bremsen von Off-Road Fahrzeugen ist hier die EU Verordnung 2015/68 [4] hinsichtlich der Anforderungen für die Bremsen von Fahrzeugen im Zusammenhang mit der Typgenehmigung von land- und forstwirtschaftlichen Fahrzeugen.

Der Begriff „land- und forstwirtschaftliche Fahrzeuge“ umfasst eine große Bandbreite verschiedener Typen von Fahrzeugen mit einer oder mehr Achsen und zwei, vier oder mehr Rädern oder Kettenfahrzeuge, z. B. Zugmaschinen auf Rädern, Zugmaschinen auf Gleisketten, Anhänger oder gezogene Geräte, die für eine Vielzahl von Verwendungszwecken in Land- und Forstwirtschaft, einschließlich besonderer Verwendungszwecke, verwendet werden. Die Verordnung enthält strengere Anforderungen für die Bremsbetätigungsseinrichtungen von Anhängefahrzeugen und für die Bremskupplung zwischen Zugmaschine und Anhängefahrzeugen als die durch die Verordnung (EU) Nr. 167/2013 aufgehobene Richtlinie 76/432/EWG des Rates. Ergänzungen und Korrekturen in einzelnen Bereichen sind in der EU Verordnung 2016/1788 enthalten.

## 12.2.2 Richtlinien und Verordnungen für Europa

Die von der Europäischen Union erarbeiteten Richtlinien für den Bau von Straßenfahrzeugen sollen die Harmonisierung der entsprechenden nationalen Vorschriften bewirken. Um dies zu erreichen, muss die Substanz einer EU-Richtlinie in das nationale Recht innerhalb einer bestimmten Frist aufgenommen werden. Nach Ablauf dieser, für die Aufnahme der EU-Bestimmungen in das nationale Recht vereinbarten Frist kann Fahrzeuge, welche den EU-Richtlinien entsprechen, die Zulassung seitens der EU oder national nicht mehr verweigert werden. Es ist allerdings parallel zur EU-Zulassung stets auch möglich, nach nationalem Recht zuzulassen, u. U. aber mit der Konsequenz, dass eine solche Zulassung von den EU-Partnern nicht anerkannt wird. Demgegenüber handelt es sich bei einer EU Verordnung um einen Rechtsakt der Europäischen

## 12.2.3 Regelungen der Economic Commission for Europe (ECE)

Die ECE ist eine Organisation der UN mit Sitz in Genf, die den Freihandel in Europa fördern soll. Sie hat daher ein Interesse, nationale Vorschriften zu harmonisieren und in anerkannte internationale Vereinbarungen zu überführen. Die von Expertenkommissionen erarbeiteten Vorschläge können auf freiwilliger Basis von den internationalen Staaten übernommen werden. Neben der europäischen Union gehören der Organisation inzwischen weitere 48 Staaten an, darunter z. B. die russische Föderation, Südafrika, Korea, Japan, Australien u. v. m.

Die Regelung ECE R 13 [5] findet hauptsächlich Anwendung bei Kran- oder Militärfahrzeugen, ist also im Übergangsbereich zwischen On- und Offroad platziert (siehe auch ► Abschn. 34.4).

## 12.2.4 Internationale Vorschriften

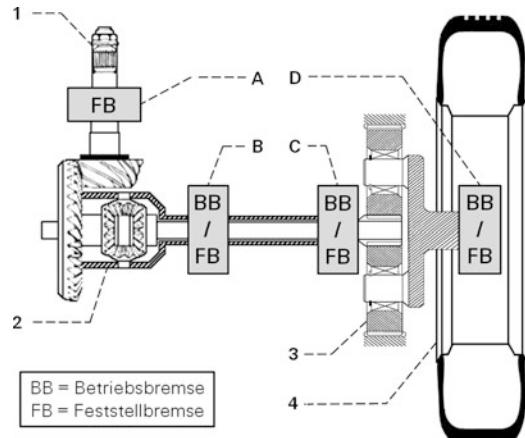
Die Internationale Organisation für Normung (ISO) mit Sitz in Genf ist eine unabhängige, nicht-staatliche internationale Organisation mit 163 nationalen Normungsgremien. Durch seine Mitglieder bringt sie Experten zusammen, um Wissen zu teilen und freiwillige, auf Konsens basierende, marktrelevante internationale Standards zu entwickeln, die Innovation unterstützen und Lösungen für globale Herausforderungen bieten. Die wichtigsten Anforderungen bezüglich des Bremssystems sind in der DIN EN ISO 3450:2011 [6] enthalten. Diese internationale Norm legt die Mindestanforderungen und Prüfbedingungen für Bremsanlagen fest, um eine einheitliche Beurteilung des Bremsvermögens von Erdbaumaschinen, die auf Baustellen oder öffentlichen Straßen fahren, zu ermöglichen. Diese internationale Norm erfasst Betriebs-, Hilfs- und Feststellbremsanlagen und Retarder (Dauerbremsanlagen). Diese internationale Norm gilt für selbstfahrende, gummibereifte Erdbaumaschinen, Walzen und Müllverdichter, Schürfkübelfahrzeuge, Grader, Baggerlader, Bagger und Muldenfahrzeuge.

Spezielle Vorschriften gelten für die Zulassung und Prüfung der Bremsanlagen in den USA. Geregelt werden diese in den „Federal Motor Vehicle Safety Standards“ (FMVSS). Für hydraulische Bremsysteme kommt FMVSS Standard No. 105 zum Einsatz (siehe auch ▶ Abschn. 34.8.1).

## 12.3 Technische Ausführungen und Dimensionierung

Für Bremsanlagen in Fahrzeugachsen im Off-Road Bereich gibt es je nach Typ und Funktion unterschiedliche Möglichkeiten der Positionierung in einer Achse. Einen Überblick über die Möglichkeiten nach heutigem Stand der Technik zeigt □ Abb. 12.2.

Wird die Bremse am Antriebsflansch der Achse positioniert, so spricht man von einer so genannten „Flanschbremse“ (A). Diese Position wird aber nur für Feststellbremsen in Fahrzeugen bis etwa 6 Tonnen Gesamtgewicht verwendet. Es handelt sich um eine kostengünstige Lösung, da nur eine Bremse benötigt wird. Sie kann als Trommel-, Scheiben-, oder Lamellenbremse ausgeführt sein.



□ Abb. 12.2 Einbaukonzepte von Bremsen in Planetenachsen  
 1 Antriebsflansch, 2 Differential, 3 Planetentreib, 4 Rad  
 A Flanschbremse, B Innenliegende Bremse schnelllaufend (Inboard), C Außenliegende Bremse schnelllaufend (Outboard),  
 D Außenliegende Bremse langsamlaufend

Alle anderen Bremskonzepte arbeiten jeweils mit zwei symmetrisch angeordneten Bremsen und sind sowohl als Betriebsbremse, Feststellbremse oder auch als kombinierte Bremse darstellbar. Trommel- und Scheibenbremsen können normalerweise nur als außenliegende Bremsen (D) aufgebaut werden und bieten den Vorteil, dass eine Bremsenwartung nach Entfernen des Rades relativ einfach durchgeführt werden kann. Allerdings besteht gleichzeitig die Gefahr der Verschmutzung im Schleuderbereich der Räder.

Eine in Öl laufende Lamellenbremse kann aber auch innerhalb der Achse an den Positionen (B) und (C) eingebaut werden. Es handelt sich hier um so genannte „schnelllaufende Bremsen“, welche direkt am Differential (Inboard) oder im Radteil (Outboard) angeordnet werden können. Eine Inboard-Bremse (B) ermöglicht z. B. eine kompakte Bauweise, hat aber den Nachteil, dass die Aufheizung des Differentials erhöht wird. Eine Alternative ist die „Outboard-Bremse“ (C), welche aber nur bei Starrachsen Verwendung findet.

Ein Nachteil der Bremsanordnung (B) und (C) ist die Wirkungsgradverschlechterung durch die Scherreibungsverluste zwischen Öl und Bremslamellen. Dieser Effekt wird durch die Anordnung außerhalb des Planetentreibes (D) deutlich reduziert, allerdings benötigt man hier größere Lamel-

## 12.3 · Technische Ausführungen und Dimensionierung

lendurchmesser und damit mehr hydraulisches Betätigungs volumen.

In Off-Road Radfahrzeugen hat sich in den letzten 30 Jahren das Bremskonzept der „Nassen Lamellenbremse“ durchgesetzt, da dieser Typ verschleiß- und somit auch wartungsarm funktioniert. In ► Abschn. 12.3.3 ist daher dieses Konzept intensiver beschrieben. Einzelheiten zu dem Aufbau von Trommel- und Scheibenbremsen können auch dem ► Abschn. 9.1 entnommen werden.

### 12.3.1 Trommelbremse

Die Trommelbremse (► Abb. 12.3) hat geringe Betätigungs kräfte im Verhältnis zur Bremskraft, größere Wartungsintervalle und in der Regel eine längere Standzeit der Beläge.

In einer mit dem Rad verbundenen Trommel aus Gusseisen oder Stahl werden zwei sichelförmige Bremsbacken durch einen Spreizmechanismus nach außen bewegt. Mit ihren Belägen sor-

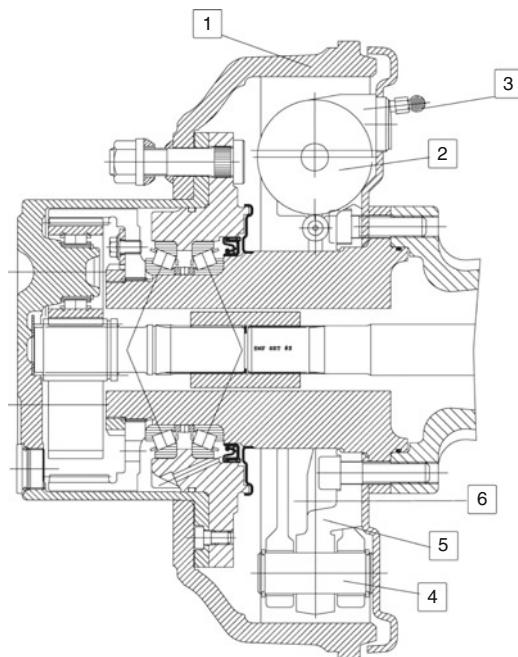
gen sie für Reibung an der Innenseite der Trommel. Da die Beläge über die Ankerplatte mit der Radaufhängung verbunden sind, wird die Trommel und damit das Rad abgebremst. Die Spreizung erfolgt bei der Handbremse über Seilzüge und Hebel gestänge, bei der hydraulischen Fußbremse über Bremsflüssigkeit auf kleine Kolben und Zylinder und bei der pneumatischen Bremse über außenliegende Membran- oder Kolbenzyliner, die einen S-Nocken oder einen Spreizkeil betätigen. Je nach Kraftansatz und Fahrtrichtung entsteht an einem oder an beiden Belägen eine Keilwirkung, wodurch sich die Anpresskraft erhöht (Selbstverstärkung).

Zurzeit ist die Verbreitung der Trommelbremse wegen der schlechten Fading-Eigenschaften und der ungleichen Bremskraftverteilung fast überall rückläufig.

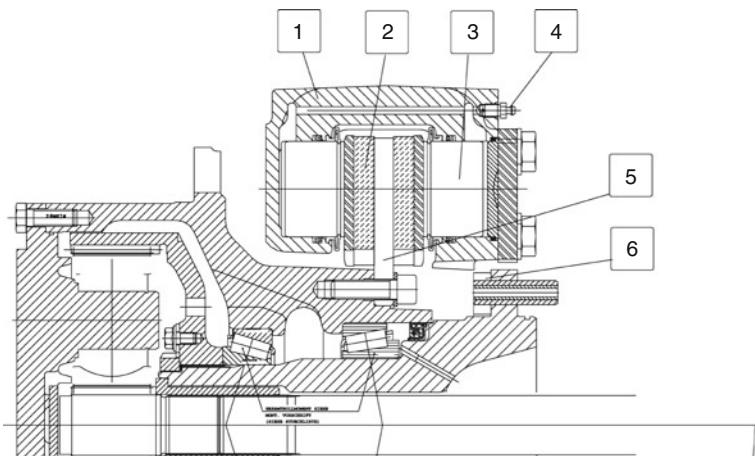
### 12.3.2 Scheibenbremse

Die Vorteile einer Scheibenbremse (► Abb. 12.4) sind: Dem Nachlassen der Bremswirkung durch Überhitzung wird entgegengewirkt, Schiefeziehen an den Rädern einer Achse wird vermieden, die Abfuhr von Bremsbelagstaub verbessert und die Montage erleichtert.

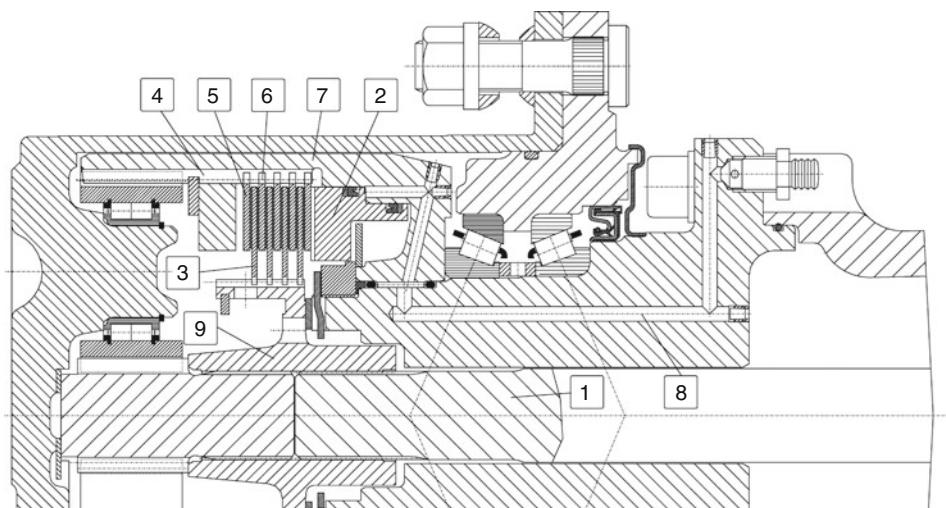
Auf eine mit dem Rad verbundene Scheibe meist aus Gusseisen oder seltener aus Stahl drückt beim Bremsen je ein Bremsbelag von innen und außen. Da der Zangenmechanismus mit der Radaufhängung verbunden ist, werden Bremsscheibe und Rad abgebremst. Die Betätigung erfolgt bei der Handbremse meist über Seilzüge und Hebelgestänge, bei der hydraulischen Fußbremse über Bremsflüssigkeitsdruck auf einen oder mehrere Kolben und Zylinder und bei der pneumatischen Bremse über außenliegende Membran- oder Kolbenzyliner. Hier ist auch eine von innen um die Bremsscheibe greifende Bremszange möglich, um einen größeren Durchmesser der Reibfläche zu erhalten. Bei der Scheibenbremse gibt es keine Selbstverstärkung. Deshalb sind z. B. die Kolben und damit die Betätigungs kräfte höher, aber die Neigung zum Schiefeziehen der Räder einer Achse ist geringer. Durch die offene Bauweise kann die Wärme besser abgeführt werden. Durch die Innenbelüftung der Bremsscheibe wird dieser Effekt gesteigert.



► Abb. 12.3 Prinzip einer hydraulisch betätigten Trommelbremse für Off-Road Fahrzeuge. 1 Bremstrommel; 2 Druckölanschluss; 3 Druckölanschluss; 4 Bremsbackenlager; 5 Ankerplatte; 6 Bremsbacke



**Abb. 12.4** Prinzip einer hydraulisch betätigten Scheibenbremse für Off-Road Fahrzeuge. 1 Bremssattel, 2 Bremsbelag, 3 Bremszylinder, 4 Druckölzufluhr, 5 Bremsscheibe, 6 Bremsträger



**Abb. 12.5** Prinzip einer schnelllaufenden Lamellenbremse im Radkopf. 1 Steckwelle, 2 Ringkolben, 3 Innenlamelle, 4 Nut im Hohlraddräger, 5 Außenlamelle, 6 Nocken (Mitnehmer) der Außenlamelle, 7 Hohlrad/Hohlraddräger, 8 Druckölzufluss, 9 Lamellenträger

### 12.3.3 Lamellenbremse

Im Off-Road-Bereich ist ein deutlicher Trend von trockenen Reibungsbremsen zu „nassen“, d. h. im Ölbad laufenden Konzepten festzustellen, da diese anwendungs- und betriebstechnische Vorteile haben. Die wichtigsten sind [8]

- sehr geringer Verschleiß
- nahezu wartungsfrei

- kein Wärme-Fading
- keine Abdichtung gegen nasse Bauräume
- gemeinsamer Ölhaushalt (Getriebe, Achse, Endtrieb)
- kompakte Bauweise
- hohe Betriebssicherheit
- hohe Lebensdauer

Aufgrund dieser Vorteile gegenüber trockenen Bremsen werden sie manchmal auch als „Lebensdauerbremsen“ bezeichnet.

### Aufbau einer Lamellenbremse

Bei einer Lamellenbremse handelt es sich um eine Reibungskupplung, d. h. Reibscheiben, so genannte Innen- und Außenlamellen, werden axial zusammengepresst und erzeugen eine Reibungskraft, die über einen Hebelarm ein Reibmoment übertragen kann [7]. Abb. 12.5 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer Lamellenbremse.

### Berechnung des Bremsmoments

Für die Bremsenberechnung gilt das Coulombsche Gesetz:

$$F_{\text{Reib}} = \mu \cdot F_N \quad (12.1)$$

mit der Reibungskraft  $F_{\text{Reib}}$ , der Anpresskraft  $F_N$  und dem Reibungskoeffizient  $\mu$ , auch Reibwert genannt. Für die Anpresskraft kann man auch einsetzen:

$$F_N = p_{\text{Reib}} \cdot A_{\text{Reib}} \quad (12.2)$$

worin  $p_{\text{Reib}}$  die spezifische Flächenpressung in  $\text{N/mm}^2$  und  $A_{\text{Reib}}$  die Reibfläche in  $\text{mm}^2$  sind.

Wirkt die Reibungskraft auf einen Hebelarm  $r'$ , so entsteht ein Reibmoment:

$$\begin{aligned} M_{\text{Reib}} &= F_{\text{Reib}} \cdot r' = \mu \cdot F_N \cdot r' \\ &= \mu \cdot p_{\text{Reib}} \cdot A_{\text{Reib}} \cdot r' \end{aligned} \quad (12.3)$$

Betrachtet man diese Verhältnisse an einem Flächenelement einer Kreisringfläche, so ergibt sich für das Reibmoment

$$M_{\text{Reib}} = \mu \cdot \int p_{\text{Reib}} \cdot dA \cdot r' \quad (12.4)$$

Das Flächenelement  $dA_{\text{Reib}}$  lässt sich nun ausdrücken durch  $r'$ ,  $d\varphi$  und  $dr$ :

$$dA_{\text{Reib}} = r' \cdot d\varphi \cdot dr \quad (12.5)$$

Eingesetzt in Gleichung (12.4) und über die Kreisringfläche integriert ergibt sich

$$M_{\text{Reib}} = \mu \cdot p_{\text{Reib}} \cdot \int_{r_i}^{r_a} \int_0^{2\pi} (r')^2 \cdot d\varphi \cdot dr \quad (12.6)$$

und daraus

$$M_{\text{Reib}} = \frac{2}{3} \mu \cdot p_{\text{Reib}} \cdot \pi \cdot (r_a^3 - r_i^3) \quad (12.7)$$

und mit  $p_{\text{Reib}} = \frac{F_N}{A_{\text{Reib}}}$  und  $A_{\text{Reib}} = \pi (r_a^2 - r_i^2)$

$$M_{\text{Reib}} = \mu \cdot F_N \cdot \frac{2}{3} \frac{r_a^3 - r_i^3}{r_a^2 - r_i^2} \quad (12.8)$$

Setzt man  $r_m = \frac{2}{3} \cdot \frac{(r_a^3 - r_i^3)}{(r_a^2 - r_i^2)}$  als Schwerpunktshalbmesser einer Kreisfläche ein, so ergibt sich für  $z_{\text{Reib}}$  Reibflächen das übertragbare Reibmoment einer Lamellenbremse zu

$$M_{\text{Reib}} = \mu \cdot F_N \cdot r_m \cdot z_{\text{Reib}} \quad (12.9)$$

oder

$$M_{\text{Reib}} = \mu \cdot p_{\text{Reib}} \cdot A_{\text{Reib}} \cdot r_m \cdot z_{\text{Reib}} \quad (12.10)$$

Bei großer Reibflächenzahl,  $z_{\text{Reib}} > 16$ , erfahren die letzten Reibflächen wegen axialer Reibung an den Mitnahmeverzahnungen u. U. nicht mehr die volle Reibflächenpressung, wodurch, je nach Reibflächenzahl nur noch 80–95 % des rechnerisch übertragbaren Momentes von der Bremse übertragen werden können. Das tatsächliche Bremsmoment ergibt sich dann zu:

$$M_B = \mu \cdot p_{\text{Reib}} \cdot A_{\text{Reib}} \cdot r_m \cdot z_{\text{Reib}} \cdot \eta \quad (12.11)$$

Hierin sind:

$M_B$ : Bremsmoment

$M_{\text{Reib}}$ : übertragbares Moment

$\mu$ : Reibungskoeffizient

$\eta$ : Wirkungsgrad

$F_N$ : axiale Anpresskraft der Lamellen

$p_{\text{Reib}}$ : spezifische Flächenpressung an der Reibfläche

$A_{\text{Reib}}$ : Reibfläche

$$\begin{aligned} A_R &= \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2) \cdot 10^4 \\ &= \pi (r_a^2 - r_i^2) \cdot 10^4 \end{aligned} \quad (12.12)$$

$d_a$ : Reibflächen-Außendurchmesser

$d_i$ : Reibflächen-Innendurchmesser

- $r_a$ : Reibflächen-Außenradius
- $r_i$ : Reibflächen-Innenradius
- $r_m$ : Mittlerer Reibradius

$$\begin{aligned} r_m &= \frac{1}{3} \cdot \frac{(d_a^3 - d_i^3)}{(d_a^2 - d_i^2)} \\ &= \frac{2}{3} \cdot \frac{(r_a^3 - r_i^3)}{(r_a^2 - r_i^2)} \end{aligned} \quad (12.13)$$

$z_{\text{Reib}}$ : Reibflächenzahl

## Reibeigenschaften

Ursprünglich kannte man als Reibpaarung nur Stahl gegen Stahl, wobei bei höheren Belastungen eine Ölschmierung unerlässlich war, um das gefürchtete Fressen der Lamellen zu verhindern. Für den Trockenlauf war diese Reibpaarung nur bedingt einsetzbar [7].

Die technische Entwicklung führte deshalb dazu, dass heute entweder die Innen- oder Außenlamellen mit einem Reibwerkstoff beschichtet werden. Es können dies Sinterwerkstoffe, organische Papier- oder auch Carbon-Mischungen sein. In jüngster Zeit werden für Sonderanwendungen auch Keramikbeläge eingesetzt. Anforderungen an eine nasse Lamellenbremse sind:

- hohe dynamische Reibungskoeffizienten
- konstanter, lastunabhängiger Reibwert über die gesamte Lebensdauer
- Geräusch- und Schwingungsfreiheit
- hohe Temperaturbeständigkeit
- hohe Lebensdauer mit geringem Verschleiß
- Überlastungsfähigkeit
- geringes Schleppmoment
- Kompatibilität mit verschiedenen Ölqualitäten

Die positive oder negative Auswirkung der verschiedenen Reibpaarungen auf diese Anforderungen zeigt qualitativ [Tab. 12.1](#).

Da auch das Öl, als vollwertiger Reibpartner Einfluss auf die Anforderungen nimmt, sind die verschiedenen, in Bremsen verwendeten Ölsorten in [Tab. 12.2](#) ebenfalls bewertet.

## Verlustleistung und Wirkungsgrad

Durch die Schleppmomente im geöffneten Zustand werden im Antriebsstrang zusätzliche Verluste verursacht, die sich besonders bei Transportfahrten

stark bemerkbar machen. Sie entstehen durch das Abscheren des Öls zwischen den gelüfteten Reibflächen. Solange die Drehzahl eine bestimmte Grenze nicht übersteigt, können die Schleppmomente mit dem Modell der stationären Scherströmung zumindest annähernd berechnet werden.

Aus dem grundsätzlichen Verlauf des Schermomentes über der Drehzahl, wie er in [Abb. 12.6](#) zu sehen ist, wird deutlich, dass ab einer bestimmten, von verschiedenen Einflussfaktoren abhängigen Grenzdrehzahl das Moment stark abfällt. Die Bremse „schleudert sich frei“, so dass sich im Lüftspalt ein Öl-Luft-Gemisch mit stark reduzierter Viskosität ausbildet. Dies ist gleichbedeutend mit einer Abnahme des Ölanteils im Spalt. In diesem Betriebszustand und auch später, wenn das Schleppmoment mit zunehmender Drehzahl wieder leicht zunimmt, ist eine theoretische Erfassung des Schermomentes sehr schwierig, ja unmöglich. Die genaueste Methode in diesem Fall ist die Messung der Schleppmomente durch entsprechende Laborversuche [8].

Möglichkeiten zur Reduzierung des Leerlaufmomentes sind [8, 9]:

- **Lüftspiel:** Das Lüftspiel sollte im zulässigen Rahmen für den Betätigungs weg des Bremspedals so groß wie möglich gemacht werden. Bei Spaltweiten unter 0,1 mm steigen die Leerlaufmomente extrem an. Ferner sollte dafür gesorgt werden, dass immer das voreingestellte Gesamtlüftspiel der Bremse erreicht wird.
- **Schmierstoff:** Da die Viskosität des Schmierstoffes bei der Berechnung der maximalen Schleppmomente in den Zähler eingeht, sollte nach Möglichkeit ein Schmierstoff niedriger Viskosität verwendet werden (Multifunktionsöle, s. [Tab. 12.2](#)). Höhere Öltemperaturen sind gleichbedeutend mit niedrigeren Schmierölviskositäten.
- **Füllungsgrad des Lüftpalts mit Öl:** Wenn der Ölspiegel stark abgesenkt wird, gehen die Leerlaufverluste deutlich zurück. Bei Betätigung muss aber Schmier- und Kühlstrom für die Bremse sichergestellt sein. Deswegen wird z. B. bereits bei manchen nassen Lamellenkopplungen die Ölzufluss im geöffneten Zustand unterbrochen bzw. reduziert.

**Tabelle 12.1** Vergleich der verschiedenen Belagmaterialen

	Sinter-Stahl	Papier-Stahl	Carbon-Stahl
dynamischer Reibwert $\mu_{dyn}$	–	+	○
statischer Reibwert $\mu_{stat}$	○	+	+
Geräuschverhalten $\mu_{dyn}/\mu_{stat}$	–	+	○
Reibwertkonstanz über Lebensdauer	+	+	○
thermische Beständigkeit	++	○	++
mechanische Festigkeit	++	–	+
Verschleißfestigkeit	++	○	+
Öl-Kompatibilität	–	○	+
Kosten	○	+	–

**Tabelle 12.2** Vergleich der verschiedenen Ölsorten

	Getriebeöl SAE 90	Bioöl (Synthetic Esther)	TOU, UTTO, STOU (Multi-funktionsöle)
dynamischer Reibwert $\mu_{dyn}$	–	+	+
statischer Reibwert $\mu_{stat}$	–	++	+
Geräuschverhalten $\mu_{dyn}/\mu_{stat}$	++	–	+
Reibwertkonstanz über LD	–	+	+
thermische Beständigkeit	–	++	+
Verschleißverhalten	+	○	○
Kosten	+	–	+

Bei hohen Drehzahlen schleudert sich die Bremse frei, sodass die Lüftspalte nicht mehr vollständig mit Öl gefüllt sind. Die Leerlaufmomente fallen ab und steigen mit zunehmender Drehzahl nur noch wenig an.

- **Reibflächenanzahl:** Eine geringe Anzahl von Reibflächen führt bei konstant gehaltenem spezifischen Kühlölstrom zu niedrigeren Schleppmomenten. Das Leerlaufmoment ergibt sich aus der Summe der in den einzelnen Reibspalten entstehenden Verluste.
- **Reibdurchmesser:** Da der Reibdurchmesser der Bremse in der 3. Potenz in die Höhe der maximalen Schleppmomente eingeht, soll-

te dieser von vorneherein möglichst gering gewählt werden.

- **Nutprofil:** Für möglichst niedrige maximale Schleppmomente sollte bei der Auswahl des Nutprofils die nachstehende Regel beachtet werden:

1. Waffelnut
2. Gruppenparallele Nut
3. Ungenutzter Belag

Bei der Waffelnut wird das die Bremse durchströmende Öl optimal durch das Belagprofil nach außen gefördert, die maximalen Schleppmomente sinken ab, s. auch **Abb. 12.6**. Die gruppenparallel genutzte Lamelle ermöglicht ebenfalls relativ niedrige Schleppmomente,

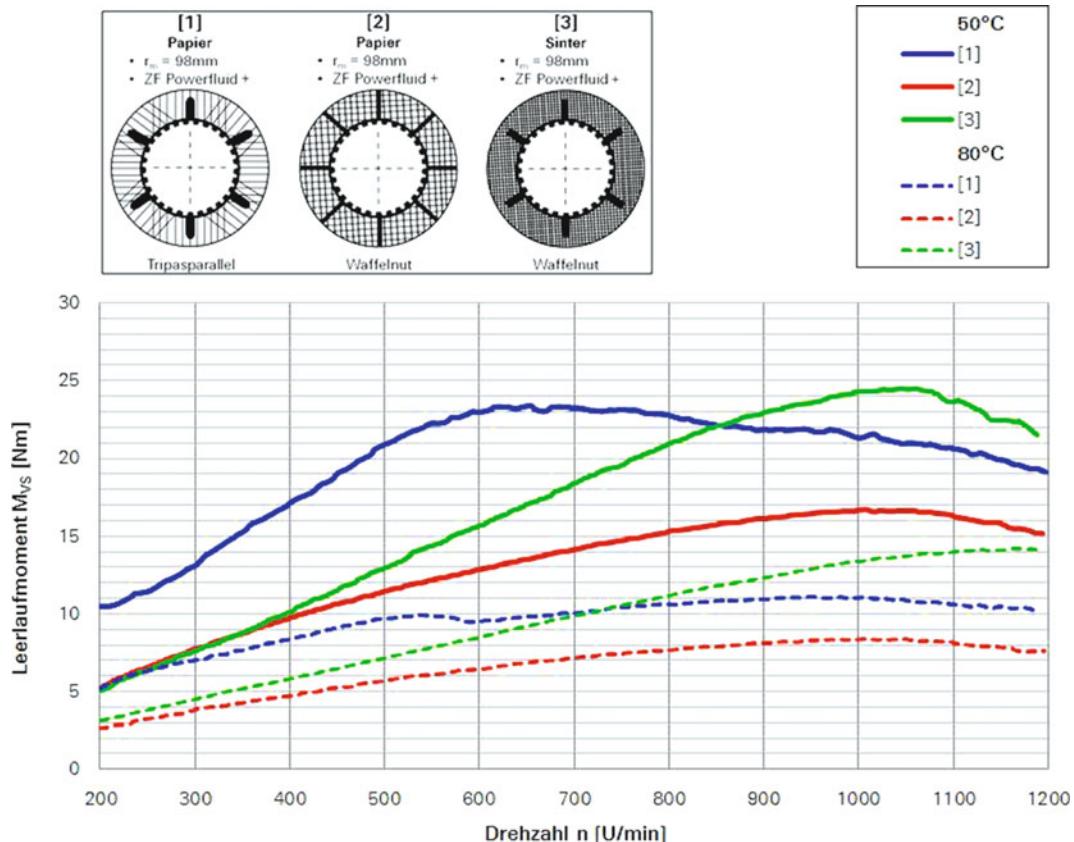


Abb. 12.6 Einfluss der Drehzahl auf das Leeraufmoment für 3 Scheiben mit unterschiedlichen Nutbildern

liegt jedoch mit ihren Werten tendenziell über denen der Waffelnut. Ungenutzte Reibbeläge führen häufig zu einem Verkleben der Lamellen und damit zu hohen Leeraufmomenten.

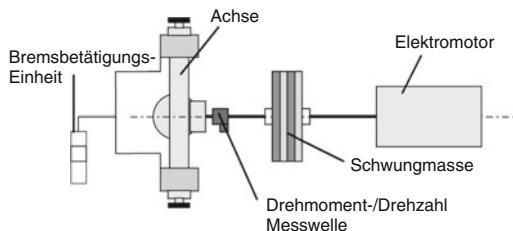
- Fertigungsverfahren:** Einen deutlichen Einfluss auf Höhe und Ausprägung der maximalen Leeraufmomente übt das Fertigungsverfahren der Belagnuten aus. Zu vermeiden sind an der Oberfläche scharfkantige Nutprofile mit Materialaufwürfen, die häufig bei gefrästen Belägen auftreten. Gestanzte Beläge mit stärkerer Verrundung der Kanten führen deshalb zu niedrigeren maximalen Schleppmomenten. Die besten Ergebnisse können mit geprägten Belägen erzielt werden, da hier die größten Kantenradien vorliegen.

## 12.4 Bremsprüfung und Bremswirkung

### 12.4.1 Prüfungen im Laborbereich

#### Nachweis der Einhaltung von gesetzlichen Vorschriften

Natürlich will der Bremsenhersteller bereits vor einer Fahrzeugprüfung wissen, ob die Bremsanlage einer späteren Abnahme im Fahrzeug Rechnung tragen wird. Daher werden die gesetzlich geforderten Daten auf einem Schwungmassenprüfstand (s. auch ▶ Abschn. 32.1.2) im Labor simuliert, □ Abb. 12.7.



■ Abb. 12.7 Schematische Darstellung eines Schwungmasenprüfstandes für Komplettachsen

## Lebensdauer- und Verschleißprüfungen

Zusätzlich zu den vom Gesetzgeber geforderten Bremsleistungen gibt es eine Vielzahl von Testroutinen, welche den Verschleiß und die Wärmeentwicklung simulieren und daher als Lebensdauer- tests bezeichnet werden.

Es handelt sich dabei um Fahrzyklen, welche applicationsspezifisch sind und unterschiedliche Anforderungen an die Bremse stellen. Sie basieren entweder auf Erfahrungen aus dem Feldeinsatz und/oder Messungen auf Teststrecken der Fahrzeughersteller.

Aufgrund der Vielzahl dieser Programme wird hier nicht im Detail auf derartige Prüfungen eingegangen.

## 12.4.2 Prüfungen im Fahrzeug

### Abbremsung bei kalter Bremse (Typ 0)

Der Begriff „Kalte Bremse“ ist ein Ausdruck zur Bestimmung eines Bremszustandes unter folgenden Bedingungen:

- Die Bremse wurde innerhalb der letzten Stunden nicht mehr betätigt, ausgenommen einem etwaigen „Einschleifen“ der Bremse, oder
- Die Bremse wurde auf 100 °C oder darunter abgekühlt, gemessen an der Bremsscheibe oder am Außenring der Bremstrommel, oder
- Bei geschlossenen Bremsystemen, einschließlich Ölbad-Scheibenbremsen, liegt die außen am Gehäuse gemessene Temperatur unter 50 °C oder entspricht den Herstellervorschriften. Der Messpunkt sollte unmittelbar im Bereich der Bremsanlage liegen.

Dieser Test wird zur Prüfung der maximalen Bremskraft eines Fahrzeugs verwendet. Bei allen Prüfspezifikationen wird mit einer vorgegebenen maximalen Betätigungs Kraft eine Stoppbremsung durchgeführt, wobei darauf zu achten ist, dass die Räder nicht blockieren. Die Ausgangsgeschwindigkeiten bei der Einleitung der Bremsung sind vorschrittspezifisch und liegen zwischen  $v_{\max}$  und 80 % von  $v_{\max}$ . Gemessen wird jeweils der Bremsweg bis zum Stillstand des Fahrzeuges oder bis zu einer Geschwindigkeit von 10 % von  $v_{\max}$ .

Die mittlere Vollverzögerung  $a_m$  wird nach folgender Formel als die durchschnittliche Verzögerung bezogen auf den Weg im Intervall  $v_b$  bis  $v_e$  berechnet:

$$a_m = \frac{v_b^2 - v_e^2}{25,92 \cdot (s_c - s_b)} \text{ m/s}^2 \quad (12.14)$$

$a_m$  = Mittlere Vollverzögerung in  $\text{m/s}^2$

$v_b$  = Geschwindigkeit des Fahrzeugs bei  $0,8v_1$  in  $\text{km/h}$

$v_c$  = Geschwindigkeit des Fahrzeugs bei  $0,1v_1$  in  $\text{km/h}$

$s_b$  = zwischen  $v_1$  und  $v_b$  zurückgelegte Strecke in  $\text{m}$

$s_c$  = zwischen  $v_1$  und  $v_c$  zurückgelegte Strecke in  $\text{m}$ .

Die Beurteilung des Bremsvermögens von Fahrzeugen kann auch mithilfe der „Abbremsung z“ durchgeführt werden. Sie ist seit der Entwicklung der Rollenprüfstände immer mehr in den Vordergrund getreten. Anstelle der Weg- und Zeitmessung werden die Bremskräfte am Radumfang aufgenommen. Unter Berücksichtigung des Fahrzeuggewichts lässt sich daraus die Abbremsung z in Prozent errechnen, und zwar ist

$$z = \frac{\sum \text{Bremskräfte am Radumfang} \cdot 100}{\text{Fahrzeuggewicht}} \quad (12.15)$$

### Abbremsung bei heißer Bremse (Wärmefading)

Wärmefading ist eine Erscheinung, die bei anhaltender Bremsbetätigung auftreten kann. Die Bremse kann die entstehende Bremswärme nicht mehr vollständig abführen und lässt in ihrer Wirkung nach. Diese Erscheinung wird in den Bremsprüfun-

**■ Tabelle 12.3** Haltefähigkeit der Feststellbremse

		alternativ:
§ 41 StVZO	max. befahrbare Steigung	20 % Abbremsung in der Ebene
ECE R 13	18 % Gefälle	$a_m = 1,5 \text{ m/s}^2$ bei $v = 30 \text{ km/h}$
ISO 3450	15–25 % Gefälle	–
2015/68/EU	18 % Gefälle	–

gen berücksichtigt. Allen Vorschriften ist gemeinsam, den Bremsen beim Heißfahren eine bestimmte Bremsarbeit zuzuführen und anschließend die Bremswirkung für eine Stoppbremsung zu ermitteln.

Das Zuführen der Wärmemenge kann entweder kontinuierlich durch Betätigen der Bremse mit konstanter Kraft und konstanter Geschwindigkeit über eine gewisse Fahrstrecke erfolgen (Typ II Bremsungen) oder aber durch eine wiederholte Anzahl von Bremsungen hintereinander (Typ I oder ISO 3450).

Unmittelbar nach diesem Heißfahren wird eine Stoppbremsung gemäß ► Abschn. 12.4.2 durchgeführt und wiederum der Bremsweg bzw. die Verzögerung gemessen.

Die erforderliche Restbremswirkung ist vorschriftenabhängig, liegt aber ungefähr bei 80 % der vorgeschriebenen Abbremsung bei kalter Bremse bzw. bei 60 % der effektiv erreichten Abbremsung gemäß Typ 0 Abnahme.

## Vergleich der Vorschriften

Eine Neuzulassung sollte nach Möglichkeit natürlich so erfolgen, dass sowohl nationale als auch internationale Vorschriften abgedeckt werden. In den folgenden Tabellen und Bildern sind die Anforderungen der für Off-Road-Fahrzeuge gültigen Vorschriften jeweils im Vergleich dargestellt.

- Haltefähigkeit der Feststellbremse ■ Tab. 12.3
- Maximale Betätigungskräfte ■ Tab. 12.4

Die vom Gesetzgeber geforderten Mindestabbremsungen für Bremsanlagen beziehen sich immer auf die höchstzulässige Betätigungsleistung. Bevor die Kraftkennbilder verschiedener Bremssysteme dargestellt und diskutiert werden, müssen die dazugehörigen höchst zulässigen Betätigungsleistungen aus den Vorschriften erarbeitet werden. Die Kriterien

**■ Tabelle 12.4** Maximal zulässige Betätigungskräfte

	fußbetätigt	handbetätigt
§ 41 StVZO	800 N	600 N
ECE R 13	700 N	600 N
ISO 3450	600 N	400 N
2015/68/EU	600 N	400 N

für die Höhe der Grenzkräfte sind unterschiedlich nach Art der Betätigung.

Der Fahrer kann mit dem Arm nur einen Teil der Fußkraft aufbringen. Somit werden bei handbetätigten Bedienungseinrichtungen die maximal zulässigen Bremskräfte niedriger angesetzt als bei Fußbremsen. Die Zusammenhänge zeigt ■ Tab. 12.4.

### Kaltbremsung (Typ 0)

Die maximal zulässigen Bremswege für die Betriebsbremsen in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit vor Einleitung der Bremsung zeigt ■ Tab. 12.5.

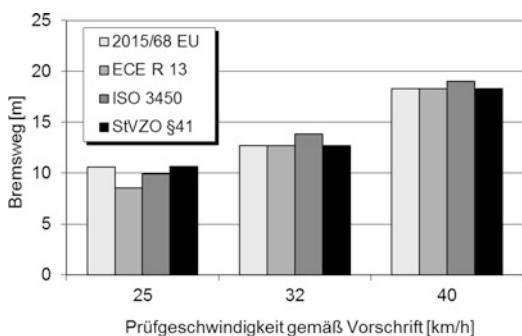
Wie man aus ■ Abb. 12.8 entnehmen kann, sind die Vorschriften inzwischen soweit harmonisiert, daß es bei Prüfgeschwindigkeiten über 25 km/h kaum noch Unterschiede gibt. Ausnahme bleibt hier nur noch die ISO Norm 3450, welche etwas längere Bremswege zuläßt.

### Warmbremsung (Typ I oder II)

Für die Temperaturbelastung im Reibkontakt dürften die Typ II Bremsungen mit Simulation von Gefällefahrten über eine bestimmte Fahrstrecke und definierter Abbremsung gegenüber den Intervallbremsungen die härtere Anforderung darstellen. Auch hier ist die strengste Anforderung in der Richtlinie ECE R 13 mit

**Tabelle 12.5** Vergleich der maximal zulässigen Bremswege für die Betriebsbremse

	Bremsweg $s$	Mittlere Vollverzögerung $a_m$
• § 41 StVZO ( $v > 25 \text{ km/h}$ ) • 2015/68/EU ( $v > 30 \text{ km/h}$ ) • ECE R 13	$s = 0,15 \cdot v + \frac{v^2}{130}$	$5,0 \text{ m/s}^2$
• § 41 StVZO ( $v < 25 \text{ km/h}$ ) • 2015/68/EU ( $v < 30 \text{ km/h}$ )	$s = 0,15 \cdot v + \frac{v^2}{91}$	$3,55 \text{ m/s}^2$
ISO 3450	$s = 0,2 \cdot (v + 5) + \frac{v^2}{160}$	

**Abb. 12.8** Vergleich der maximal zulässigen Bremswege für die Betriebsbremse

einer 6 %-igen Gefällefahrt mit 30 km/h über 6 km definiert, **Tab. 12.6**.

## 12.5 Ausblicke und Tendenzen

### 12.5.1 Die Radbremse im Zusammenspiel mit anderen Bremssystemen im Fahrzeug (Bremsenmanagement)

Die Entwicklung bei Bremssystemen in Off-Road-Radfahrzeugen geht heute wie auch schon bei On-Road-Fahrzeugen verstärkt in Richtung eines elektronischen Bremsenmanagements. Dabei wird nicht nur die im Fahrzeug vorhandene Betriebsbremse optimal ausgenutzt, sondern auch an-

dere Bremsanlagen, wie zum Beispiel die Motorbremswirkung oder ein Getrieberetarder in die Regelung einbezogen.

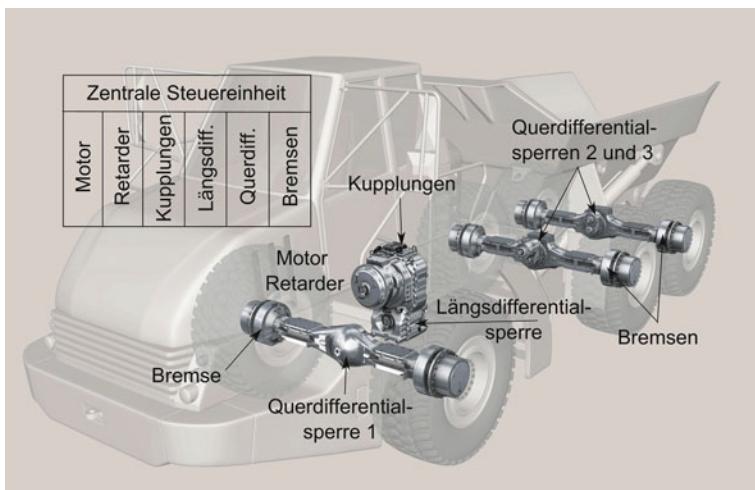
Einige Beispiele für die Einbindung des Getriebes zum Bremsen:

- Retarder bzw. Motorbremse schaltet zu, wenn der Fahrer auf das Bremspedal tritt. So wird die Betriebsbremse entlastet. Retarder schaltet wieder aus, sobald der Fahrer den Fuß vom Pedal nimmt.
- Hochschaltsperrre am Getriebe bei Schub bzw. Leerlaufstellung des Gaspedals.
- Automatische Retarder/Motorbremse: Der Retarder schaltet im Schubbetrieb bzw. wenn das Gaspedal auf Leerlauf steht automatisch ein, wenn die Motordrehzahl ca. 2000 U/min überschreitet, ca. 150 U/min darunter schaltet er wieder aus. So wird eine relativ konstante Geschwindigkeit automatisiert eingestellt.
- Notretarder: Wenn die Motordrehzahl ein bestimmtes Limit erreicht (egal ob das Gaspedal auf Leerlauf steht oder nicht) wird der Retarder zugeschaltet, um den Motor vor Überdrehzahl zu schützen.

Wie die Kraftschlussgrenzen bei Fahrzeugen mit mehreren angetriebenen Achsen optimal ausgenutzt und auf die einzelnen Achsen über die Drive-line übertragen wird, zeigt das folgende Beispiel. Eine ausgedehnte Sensorik ermöglicht eine intelligente Ansteuerung der Differential sperren und damit die Übertragung des Bremsmomentes zu anderen Achsen, Retarder oder Motorbremse.

**Tabelle 12.6** Vergleich der Vorschriften bei warmer Bremse

	<b>Warmfahrvorschrift</b>	<b>Erforderliche Bremswirkung nach Erwärmen gemäß Typ 0</b>
§ 41 StVZO	$v > 25 \text{ km/h}$ : $v = 40 \text{ km/h}$ $F_{\text{Bet}} = \text{const. (ermittelt aus: } z = 6,0 + 0,1 P/m (\%) \text{)}$ $s = 1700 \text{ m}$ $v < 25 \text{ km/h: dto., jedoch } s = 1000 \text{ m}$	min. 80 % des vorgeschriebenen Typ 0-Wertes und 60 % des erreichten Typ 0-Wertes
<i>F<sub>Bet</sub>: Betätigungsdruck, P: Motorleistung (PS), m: Fahrzeuggewicht (t), s: Bremsstrecke.</i>		
<i>Achtung: Bei hydrostatischen Antrieb Rili 6 (Intervallbremsungen) beachten!</i>		
ECE R 13, Typ I 2015/68/EU, Typ I	$v_1 = 80 \%$ $v_{\max}$ $v_2 = 1/2v_1$ $t = 60 \text{ s} (> 3,5t)$ $n = 20 (> 3,5t)$ $a_m = 3 \text{ m/s}^2$ Motor eingekuppelt	min. 80 % des vorgeschriebenen Typ 0-Wertes und 60 % des erreichten Typ 0-Wertes
<i><math>v_1</math>: Geschwindigkeit bei Einleitung der Bremsung, <math>v_2</math>: Geschwindigkeit bei Abbruch der Bremsung,</i>		
<i>t: Dauer der Bremsung, n: Anzahl der Bremsungen, <math>a_m</math>: mittlere Verzögerung während der Bremsung</i>		
ECE R 13, Typ II 2015/68/EU, Typ II	$v = 30 \text{ km/h}$ $F_{\text{Bet}} = \text{const. (ermittelt aus } a = \text{const. bei Gefällefahrt mit } 6\%)$	$s = 0,15 \cdot v + \frac{1,33 \cdot v^2}{115}$ oder: $3,3 \text{ m/s}^2$
ISO 3450	4x Typ 0 Bremsung hintereinander	Bremsweg s bei 5. Bremsung $\leq 125 \%$
76/432/EWG	$v_1 = 80 \% v_{\text{Typ 0-Bremsung}}$ $F_{\text{Bet}} = \text{const. (ermittelt aus } a = \text{const. bei Gefällefahrt mit } 10\%)$ $s = 1000 \text{ m Motor ausgekuppelt}$	min. 75 % des vorgeschriebenen Typ 0-Wertes und 60 % des erreichten Typ 0-Wertes

**Abb. 12.9** Beispiel für ein Drivelinemanagement an einem Dumper mit Differential sperren

## 12.5.2 Umweltschutz durch neue Bremskonzepte

Die Berücksichtigung von Umwelt-Gesichtspunkten bei der Entwicklung von Fahrzeugbremsen ist keine Zukunftsvision, sondern wird schon seit vielen Jahren konsequent umgesetzt und verbessert.

So wurden z. B. in den 80er-Jahren die asbestos-haltigen Bremsbeläge verboten und nicht zuletzt damit die Entwicklung von asbestosfreien Belägen beschleunigt. Parallel hierzu versucht man die Standzeit der Beläge zu erhöhen und somit weniger Abriebmaterial in die Umwelt einzubringen. Ein weiterer Quantensprung bei den Off-Road-Fahrzeugen stellt die Einführung der in Öl laufenden Lamellenbremse dar. Durch die absolute Kapselung und Kühlung mit Öl wird einerseits nur ein minimaler Abrieb erzeugt, andererseits der Abrieb im Öl gebunden, so dass er zentral entsorgt werden kann.

Zur Zeit arbeitet man auch intensiv an der Entwicklung von bioölfähigen Reibbelägen oder wie schon im vorangegangenen Kapitel dargestellt, an der Einbindung von reibungsfreien Bremsen in das Gesamtkonzept.

### Literatur

1. Verkehrsblatt-Verlag Borgmann GmbH & Co. KG.: Verkehrsblatt. <http://www.verkehrsblatt.de> (Oktober 2016)
2. Europäische Union, 1998–2016: Amtsblatt der Europäischen Union. <http://eur-lex.europa.eu/oj/direct-access.html> (Oktober 2016)
3. MORAVIA Druck + Verlag GmbH: Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung. <http://www.stvzo.de/stvzo/inhalt.htm> (Oktober 2016)
4. Europäische Union: DELEGIERTE VERORDNUNG (EU) 2015/68 DER KOMMISSION vom 15. Oktober 2014 zur Ergänzung der Verordnung (EU) Nr. 167/2013 des Europäischen Parlaments und des Rates hinsichtlich der Anforderungen für die Bremsen von Fahrzeugen im Zusammenhang mit der Typgenehmigung von land- und forstwirtschaftlichen Fahrzeugen. <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32015R0068&from=EN> (Oktober 2016)
5. United Nations Economic Commission for Europe and Executive Committee: Regulation No. 13, Revision 8, Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking. <http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/updates/R013r8e.pdf> (Oktober 2016)
6. International Organization for Standardization: ISO 3450:2011, Earth-moving machinery – Wheeled or high-speed rubber-tracked machines – Performance requirements and test procedures for brake systems. <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:3450:ed-4:v1:en> (Oktober 2016)
7. Gemeinholzer, G.: Ölgekühlte Lamellenkupplungen, Sonderdruck aus Werkstatt und Betrieb (2/4/7/1971). München: Hanser (1986)
8. Reiter, H.: Verluste und Wirkungsgrade bei Traktorgetrieben, Fortschrittsberichte VDI Reihe 14 Nr. 46. Düsseldorf: VDI-Verlag (1990)
9. Oerleke, C.: Leerlaufverhalten von ölgekühlten Lamellenkupplungen, FVA-Forschungsvorhaben 290, Heft-Nr. 607 (2000)

# Bremsen für Kettenfahrzeuge

*Manfred Hirt und Max Witzenberger*

- 13.1 Einleitung – 346**
- 13.2 Besondere Anforderungen an Kettenfahrzeugbremsen – 346**
- 13.3 Mechanische Bremsen für Kettenfahrzeuge – 348**
  - 13.3.1 Mechanische Reibungsbremsen – 348
  - 13.3.2 Nasslaufende Lamellenbremsen – 348
  - 13.3.3 Trockenlaufende Ein- und Mehrscheibenbremsen – 349
  - 13.3.4 Die Ansteuerung von mechanischen Bremsen – 352
- 13.4 Kombinationsbremssysteme – 353**
  - 13.4.1 Kombination mit Primärretarder – 353
  - 13.4.2 Kombination mit hydrodynamischer Betriebsbremse (Hochleistungssekundärretarder) – 354
  - 13.4.3 Andere Kombinationen – 354
- 13.5 Abnahme von Kettenfahrzeugbremsen – 354**
- 13.6 Zusammenfassung und Ausblick – 355**
- Literatur – 356**

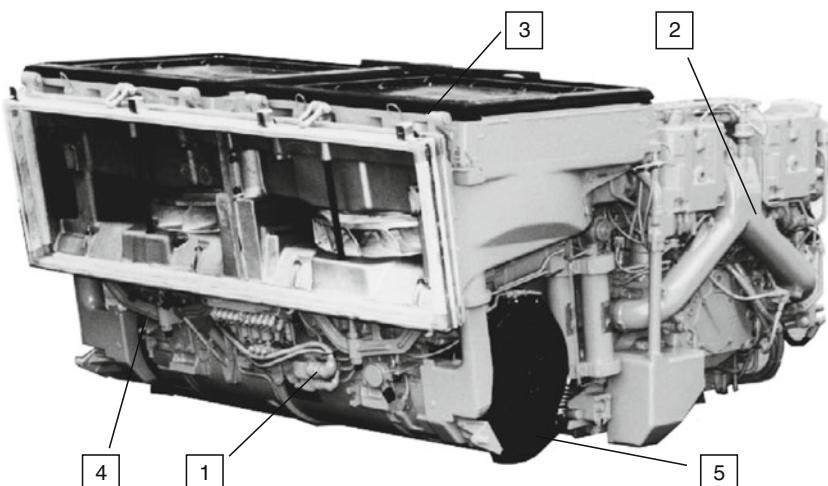
## 13.1 Einleitung

Die Bremsanlagen von Kettenfahrzeugen dienen wie die Bremsen von Radfahrzeugen dazu, die Fahrzeuggeschwindigkeit zu verringern und die dabei freigesetzte Energie abzuführen. Die physikalischen Grundlagen und Regeln gelten für beide Fahrzeugtypen und sollen hier nicht weiter beschrieben werden. Im Folgenden werden die Besonderheiten von Kettenfahrzeugbremsanlagen dargestellt. Arbeitsgeräte mit Gleisketten wie Bagger oder Lader werden hierbei nicht betrachtet, da aufgrund der geringen Fahrzeuggeschwindigkeiten die Bremsen kaum belastet werden. Darüber hinaus kann der meist hydrostatische Antrieb durch Umsteuerung auch zum Verzögern verwendet werden. Die mechanische Bremse dient in solchen Fahrzeugen zum Sichern gegen Wegrollen. Der folgende Artikel soll sich auf militärische Kettenfahrzeuge konzentrieren, da die hier vorliegende Kombination von hoher Fahrzeuggeschwindigkeit mit hoher Fahrzeugmasse und kleinem Bauraum zu extrem hohen Belastungen der Bremsanlage führt. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, waren spezielle

Lösungen zu entwickeln. Bei modernen Fahrzeugen ist die Bremse vollständig im Getriebe – und damit im Triebwerk – integriert, d. h. sie ist keine eigenständige Einheit und es ist die gesamte Antriebsanlage zu betrachten (Abb. 13.1).

## 13.2 Besondere Anforderungen an Kettenfahrzeugbremsen

Für militärische Fahrzeuge gelten weltweit stark unterschiedliche Anforderungen. In Deutschland galten bisher für Neuzulassungen die Werte für schwere Lkw über 12 t (Klasse N3) der StVZO. Europaweit werden Kettenfahrzeuge mittlerweile nach den EG-Richtlinien (71/320/EWG und Anpassungen, ECE R 13) ausgelegt und validiert, wobei die Klassen durchaus unterschiedlich festgelegt werden. Grundsätzlich gilt, dass es keine gesetzliche Grundlage für die Konstruktion und Abnahme von Kettenfahrzeugbremsen gibt. Entsprechende Forderungen werden vom Auftraggeber bzw. vom Nutzer definiert und sind angepasst an die unterschiedlichen Umgebungs- und Einsatzbedingungen. Die



**Abb. 13.1** 1200 kW Euro-Powerpack für schwere Kettenfahrzeuge über 60 t. 1 Getriebe mit Sekundärretarder und Brems-hydraulik, 2 Dieselmotor, 3 Kühlranlage, 4 Abtrieb und mechani-

sche Bremse links, 5 Abtrieb und mechanische Bremse rechts.  
(Quelle: Fa Renk AG)

### 13.2 · Besondere Anforderungen an Kettenfahrzeugbremsen



**Abb. 13.2** Leopard 2 Demo 2 mit 1200 kW Euro-Powerpack bei Vollbremsung. 1 Antriebskettenrad/Seitenvorgelege, 2 Umlenkrolle. (Quelle: Fa. Krauss-Maffei Wegmann GmbH & Co. KG)

Forderungen an ein Kettenfahrzeugbremssystem sind dabei im Einzelfall auch höher (selten geringer) als diejenigen, die für schwere Lkw gelten.

Wesentliche typische Forderungen für Bremsysteme von Kettenfahrzeuggetrieben

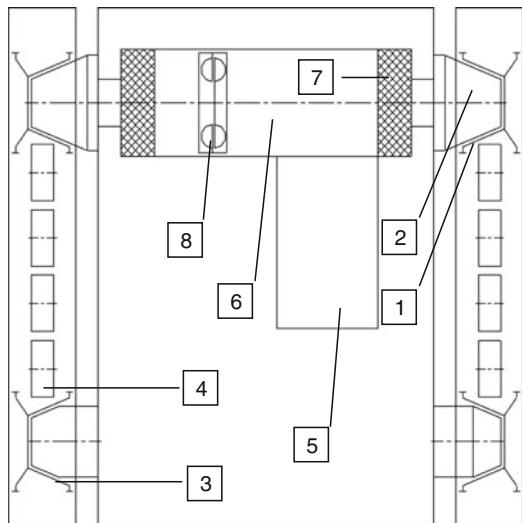
<b>mittlere maximale Verzögerung:</b>	$> 5 \text{ m/s}^2$
Anzahl der hydraulischen Betriebsbremskreise	2
mittlere maximale Verzögerung bei Stillstand des Antriebsmotors	$2,2 \text{ m/s}^2$
gesetzliche Dauerbremsforderung	7% Hang, 30 km/h, 6 km Distanz
wiederholte Bremsungen	20 mal von 80 % $v_{\max}$ auf 40 % $v_{\max}$ mit Maximalverzögerung zeitlicher Abstand zwischen den Bremsungen: 1 min
Feststellbremse (Parkbremse)	60 % Hang
Art der Feststellbremsbetätigung	Durch Feder eingelegt, hydraulisch gelöst mit zusätzlicher Notlöseeinrichtung

Kombiniert man diese Forderungen mit den allgemeinen technischen Daten militärischer Kettenfahrzeuge, so werden die Bremsanlagen an ihre physikalischen Leistungsgrenzen gebracht:

Die Fahrzeuggmasse eines Kampfpanzers (KPz) beträgt heute über 60 t (bis zu fast 70 t). Die maximale Fahrgeschwindigkeit eines militärischen Kettenfahrzeugs beträgt zurzeit etwa 70 km/h. Zieht man den Rollwiderstand mit einem Beiwert von 0,04 ab, so ergibt sich eine Ekleistung, d.h. eine Leistung zu Beginn einer Vollbremsung von ca. 7000 kW und eine Bremsenergie von ca. 12,8 MJ (Abb. 13.2)

Anders als beim Radfahrzeug stehen beim Kettenfahrzeug nur zwei Antriebe zur Verfügung, d.h. auch nur zwei Stellen, an denen mechanische Bremsen sinnvoll untergebracht werden können (Abb. 13.3). Die Laufrollen eignen sich nicht zum Bremsen, da hier keine formschlüssige Verbindung zur Kette besteht und der Reibungskoeffizient aufgrund von Verschmutzung gering und stark schwankend ist. Die nicht angetriebene Umlenkrolle, die zum Spannen der Kette in Längsrichtung verschiebbar sein muss, könnte theoretisch mit einer Bremse versehen werden, jedoch sprechen der Verlust an Nutzraum und die Erhöhung der Komplexität dagegen.

Obwohl Kettenfahrzeugmassen in der Vergangenheit ständig angewachsen sind, stehen Komponenten im Fahrzeug, die nicht zum ballistischen Schutz beitragen, unter dem Zwang, Gewicht und vor allem Volumen zu reduzieren. Dies steht im Widerspruch zur Forderung nach hoher Leistungs- und Energieaufnahme.



**Abb. 13.3** Anordnungsbeispiel einer in das Getriebe integrierten Bremsanlage für Kettenfahrzeuge, 1 Antriebskettenrad, 2 Seitenvorgelege, 3 Umlenkrolle, 4 Laufrolle, 5 Antriebsmotor, 6 Getriebe, 7 mechanische Scheibenbremse, 8 Strömungsbremse/Retarder

### 13.3 Mechanische Bremsen für Kettenfahrzeuge

Die Bremsanlage eines militärischen Kettenfahrzeuggetriebes ist – ob am Fahrzeug oder am Getriebe angeordnet – innerhalb der Wanne angebracht. Aus Gründen des Schutzes ist die Wanne geschlossen, in vielen Fällen sogar wasserdicht. Die Aufgabe des Systems ist es, bei einer Umgebungstemperatur von ca. 120 °C zuverlässig zu arbeiten und die auftretenden Bremsenergien abzuführen.

Es gibt eine ganze Reihe unterschiedlicher Lösungen für Kettenfahrzeugbremsen, die jeweils an die speziellen Anforderungen angepasst sind und deren wesentliche Elemente und Besonderheiten hier dargestellt werden.

#### 13.3.1 Mechanische Reibungsbremsen

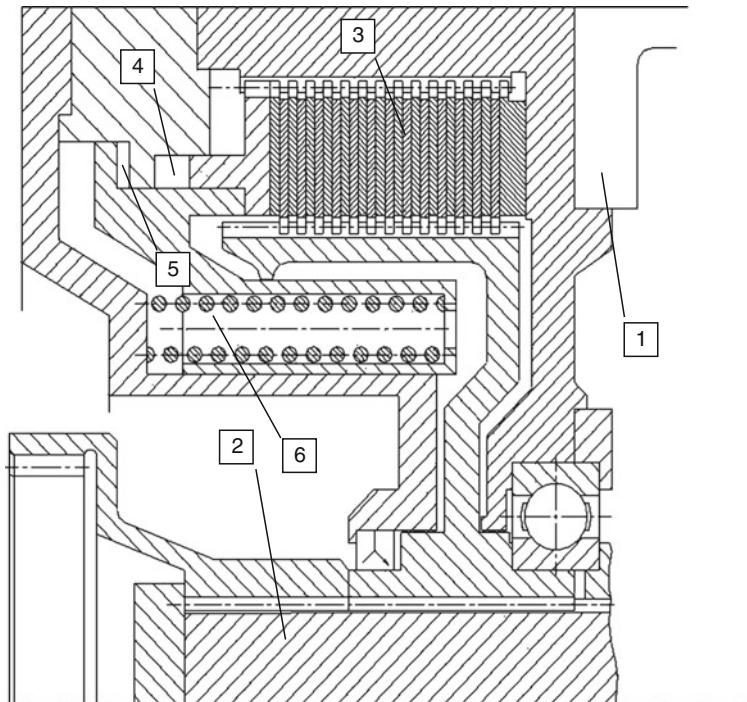
Alle Bremsanlagen von heute im Einsatz befindlichen militärischen Kettenfahrzeugen enthalten mechanische Bremsen, in der Regel in einer Kombination mit anderen Bremseinrichtungen. Dies ist erforderlich um auch dann noch kontrolliert brem-

sen zu können, wenn jegliche Energieversorgung ausgefallen ist bzw. wenn der Antriebsmotor steht. Um den Aufwand gering zu halten, kann auf separate Systeme für die Verzögerungsbremse (dynamisch) und die Haltebremse (statisch) verzichtet werden. Bei den mechanischen Reibungsbremsen findet man zwei unterschiedliche Ausführungen, mit jeweils Vor- und Nachteilen, die nasslaufende (Lamellen-) Bremse und die trockenlaufende Scheibenbremse. Andere Systeme wie Bandbremsen oder Trommelbremsen haben in modernen Fahrzeugen aufgrund des hohen Leistungsvolumens keine Bedeutung.

#### 13.3.2 Nasslaufende Lamellenbremsen

<b>Vorteile des Systems:</b>	Bremse befindet sich innerhalb eines geschlossenen Gehäuses (Getriebe), deshalb ist das System unkritisch gegen Schmutz von außen (z.B. beim Eintauchen des Triebwerks in Wasser).
	Einfache Abdichtung zwischen Getriebe und Seitenvorgelege.
	Keine Verschmutzung der Betätigungsseinrichtung.
	Direkte Wärmeabfuhr an das Getriebeöl und über den Getriebeölwärmetauscher an die Fahrzeugkühlwanne.
<b>Nachteile des Systems:</b>	Sehr hoher Kühlölbedarf, daher hoher Aufwand im hydraulischen System (Pumpen). Bei Abnutzung der Bremse durch hohe Last wird das Getriebesystem mit Abrieb belastet, was die Lebensdauer von anderen Getriebebauteilen einschränken kann. Bei Überlastung wird nicht nur die Bremse verschlissen, sondern die Notwendigkeit einer Getriebereparatur ist gegeben. Zum Lamellentausch muss das Getriebe geöffnet werden.

### 13.3 · Mechanische Bremsen für Kettenfahrzeuge



**Abb. 13.4** Nasslaufende Lamellenbremse für schwere Kettenfahrzeuge. 1 Getriebegehäuse, 2 Getriebeabtriebswelle, 3 Bremslamellen, 4 Kolbenraum Betriebsbremse, 5 Kolbenraum Lösedruck Feststellbremse, 6 Betätigungs feder Feststellbremse. (Quelle: Fa. RENK-France)

Ähnlich den Schaltelementen in Lastschaltgetrieben werden hier Außenlamellen und Innenlamellen, die jeweils abwechselnd geschichtet sind, zusammengepresst und erzeugen so ein Bremsmoment (Abb. 13.4). Dabei ist eine Lamellensorte mit einem Belag, z. B. Sinter oder organische Beläge versehen, die Gegenlamelle ist Stahl. Das Lamellenpaket wird von innen mit Schmier- und Kühlöl versorgt, um die Bremsenergie und auch eventuellen Abrieb abzuführen. Zu diesem Zweck ist eine Nutung erforderlich, die genau auf den erforderlichen Öldurchsatz abgestimmt ist. Anders als beim Lastschaltgetriebe ist nicht nur die Synchrosynchronisationsarbeit zu leisten, sondern die Bremsarbeit, was zu einer sehr hohen Temperaturbelastung des Öles führt. Die Grenzen der Oberflächentemperatur werden durch die Beständigkeit des Öles mit ca. 180 °C erreicht. Deshalb ändert auch der Einsatz anderer Reibmaterialien kaum etwas an der Leistungsfähigkeit einer solchen Anlage, sondern der zur Verfügung stehende Kühlflüssig-

keitsstrom v. a. bei niedriger Motordrehzahl. Dies beeinflusst wesentlich die Konstruktion des Getriebes, sodass eine Lamellenbremse dann sinnvoll zum Einsatz kommt, wenn die Forderung nach wiederholter Bremsung geringer als nach EG-Richtlinie (71/320/EWG und Anpassungen) ist. Bei exakt gleichen Anforderungen baut die nasslaufende Lamellenbremse nicht kleiner und nicht leichter als eine trockenlaufende Scheibenbremse.

#### 13.3.3 Trockenlaufende Ein- und Mehrscheibenbremsen

Bei den trockenlaufenden Ein- und Mehrscheibenbremsen werden eine oder mehrere Scheiben auf der Getriebeabtriebswelle oder auf die Seitenvorlegeeingangswelle gesetzt. Über eine Einrichtung werden Anpressscheiben von beiden Seiten auf die Bremsscheibe(n) gedrückt.

Vorteile des Systems:	Bremse außen angebaut, damit leicht zugänglich
	Einfacher Bremsbelagtausch
	Bei Überlast erhöhter Verschleiß, nur bei extremer Überlast Beschädigung der Bremse
	Bei Überlast keine Verschmutzung bzw. Beschädigung des Getriebes
Nachteile des Systems:	Notwendigkeit einer Triebwerksraum-Luftkühlung
	Empfindlich gegen starke Verschmutzung, besonders beim Tauchen Schwierige Abdichtung der Betägungseinrichtung

Grundsätzlich kann man mit nur einer Bremse auf einer zentralen Welle auskommen, jedoch wird der Redundanz, die durch die Lenkstabilisierung erreicht wird, der Vorzug gegeben. Das bedeutet, ein Kettenfahrzeug kann auch mit nur einer funktionierenden Bremse auf einer Seite abgebremst werden. Über die Lenkanlage wird ein festes Drehzahlverhältnis zwischen rechter und linker Kette eingestellt, dies gilt auch für die Geradeausfahrt, bei der dieses Verhältnis 1 ist. Dadurch verteilt sich das auf einer Seite eingebrachte Bremsmoment auf beide Seiten, d. h. die Lenkanlage transferiert das halbe Bremsmoment auf die Seite der nicht arbeitenden Bremse.

Ausführungsbeispiele für mechanische Bremsanlagen:

Bremse des HSWL 354 (Abb. 13.5): Einscheibenbremse mit Sinter-Bremsbelägen auf der Brems Scheibe aufgenietet und ölgekühlten Anpressscheiben, findet im Leopard 2 und seinen Ableitungen

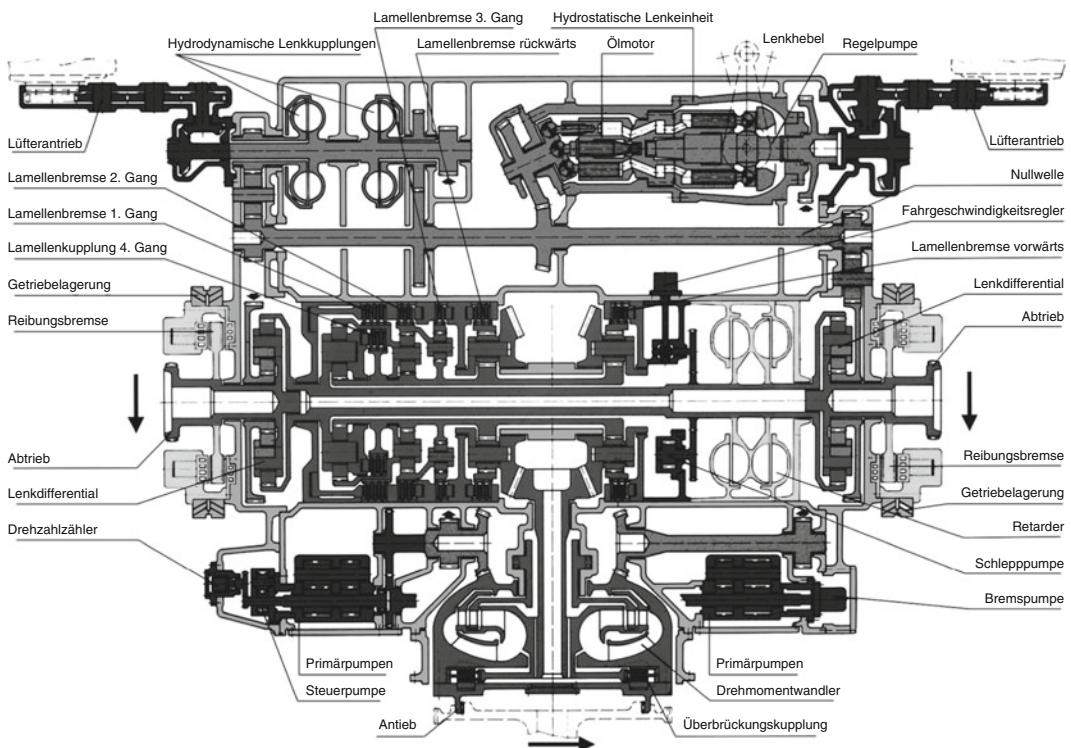


Abb. 13.5 Schema des 1100 kW Getriebes HSWL 354 für schwere Kettenfahrzeuge über 60 t. (Quelle: Fa. Renk AG)

### 13.3 · Mechanische Bremsen für Kettenfahrzeuge

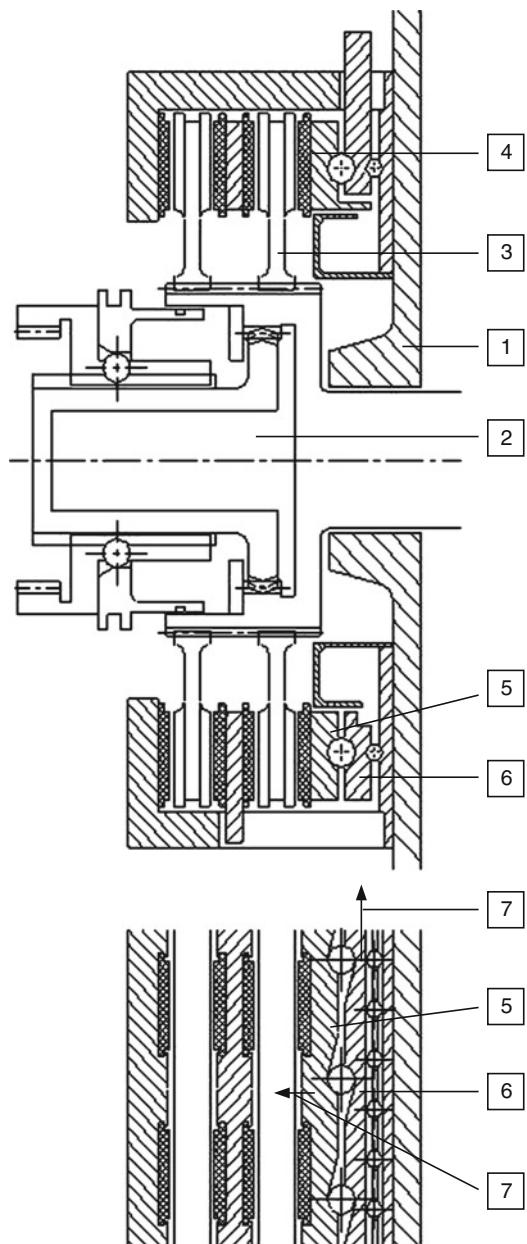
Verwendung. Die Parkbremse ist in dieser Bremse nicht enthalten, sondern wird über die an das Seitenvorgelege geschraubte Einheitsbremse dargestellt.

Bremse des HSWL 106 (Abb. 13.6): Doppelscheibenbremse mit Sinter-Bremsbelägen in den Trägern. Die Stahlscheiben sind luftgekühlt. Findet Verwendung in Schützenpanzern und in abgewandelter Form als Einscheibenbremsen auch in Kampfpanzern und in der PzH2000.

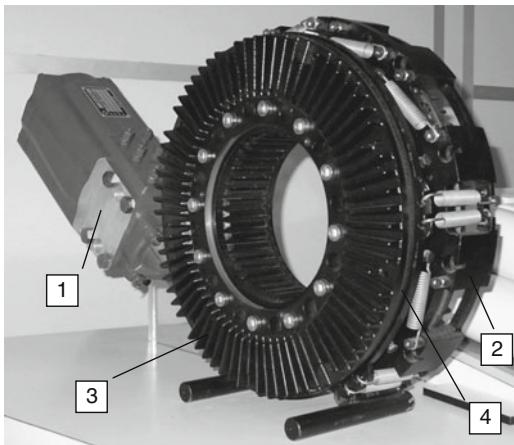
Bremse des französischen Kampfpanzers Leclerc (Abb. 13.7): In die Wanne eingebaute Scheibenbremse mit einseitig angepressten, luftgekühlten Bremsscheiben und innenliegendem Spreizmechanismus. Die Reibpartner sind insgesamt (je Fahrzeugseite) 4 genietete Carbonscheiben.

Die Bremsscheibentemperatur beträgt bei Sinterbelägen beim Heißbremstest bis zu 550 °C, bei den Carbon Reibpartnern werden 800 °C erreicht. Diese Temperatur ist nicht aufgrund des Werkstoffes Carbon – der bis zu 2000 °C belastet werden kann – begrenzt, sondern aufgrund der geschlossenen Umgebung und der Anstelleinrichtung. Zwischen der Carbonscheibe und dem Grundmaterial sorgt eine Keramikschicht für die notwendige Isolierung zu den Stahlteilen.

Allen gezeigten mechanischen Bremsen für Kettenfahrzeuge gemeinsam ist die Tatsache, dass der ganze Umfang als Bremsbelag genutzt wird. Nur so ist es möglich, die erforderliche Kontaktfläche zur Erzeugung und Aufnahme der hohen Bremsenergie sicherzustellen. Bei der trockenlaufenden Scheibenbremse ist auch genügend Speichermaterial erforderlich, um die Energie einer Bremse innerhalb von wenigen Sekunden zu speichern und dann langsam an die Luft oder – wenn vorhanden – an das Kühlöl abzugeben. Das Speichermedium ist zunächst das Material der Bremsscheibe oder der Anpressscheiben. Es ist also mit starken thermischen Bauteilbelastungen zu rechnen. Als Konsequenz muss die Lüftung einer Kettenfahrzeugbremse wesentlich größer sein, als für PKW/Nutzfahrzeuge was wiederum Konsequenzen für die Ansteuereinrichtung hat.



**Abb. 13.6** Trockenlaufende Zweischeibenbremse mit Anstellmechanismus. 1 Getriebegehäuse, 2 Getriebeabtriebswelle mit Ausrückmechanismus, 3 Bremsscheibe, 4 Bremsbelag, 5 feststehender Ring mit Schräggelenkbahnen, 6 verdrehbarer Ring mit Schräggelenkbahnen, 7 Bewegungsrichtung bei Betätigung.(Quelle: Fa. RENK AG)

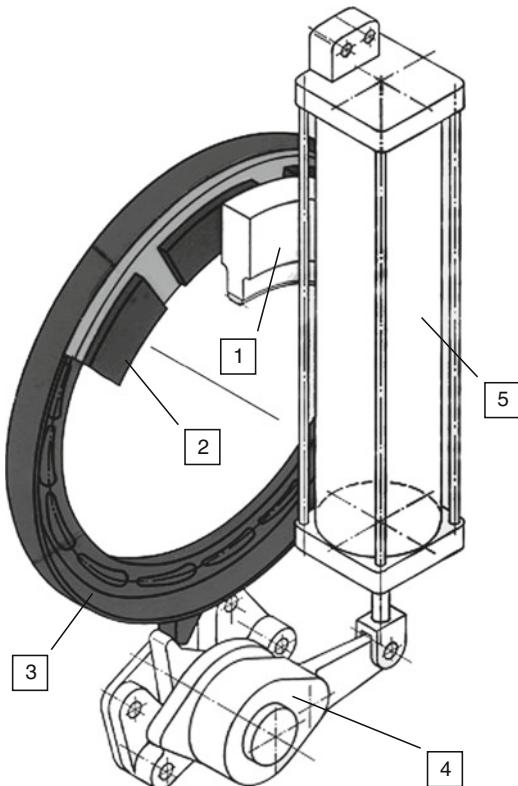


■ Abb. 13.7 Mechanische Reibungsbremse mit Carbon-Carbon Reibbelägen für schwere Kettenfahrzeuge 1 Betätigungszyylinder, 2 Anstellmechanismus, 3 Stahl-Stützscheibe, 4 Carbon-Scheiben. (Quelle: Fa. RENK-France)

### 13.3.4 Die Ansteuerung von mechanischen Bremsen

Mechanische Scheibenbremsen für Kettenfahrzeuge zeichnen sich durch eine sehr hohe Leistungsdichte aus. Um möglichst klein zu bauen, wird die Scheibenoberfläche weitgehend oder vollständig für die Reibung genutzt. Es ist daher erforderlich, dass die Betätigungsseinrichtung dafür sorgt, dass die Scheiben gleichmäßig am ganzen Umfang angepresst werden. Die hierfür ausgeführten Lösungen sind:

- Ein großer axial wirkender Hydraulikkolben.
- Mehrere direkt wirkende axiale Kolben wie bei der Betriebsbremse des Leopard 2 (■ Abb. 13.5). Das Prinzip solcher Kolben ist vergleichbar mit denen von Pkw-Scheibenbremsen.
- Eine Einrichtung, bei der durch Verdrehen eines Ringes über eine Anzahl Kugeln in Schräkgugelbahnen die axiale Anpressung erfolgt (■ Abb. 13.6). Die Verdrehung dieses Ringes erfolgt über Federspeicherbremszylinder mit integrierter Ein- oder Zweikreisbetriebsbremse (■ Abb. 13.8), der federbetätigten, hydraulisch gelösten Feststellbremse und einer vom Fahrerplatz



■ Abb. 13.8 Betätigung einer mechanischen Scheibenbremse für Kettenfahrzeuge. 1 Bremsscheibe, 2 Bremsbelag, 3 Verdrehring der Anstellung, 4 Gestängesteller, 5 Federspeicherbremszylinder. (Quelle: Fa. Renk AG)

betätigbaren Notlöseeinrichtung für die Feststellbremse. Letztere Forderung kommt aus der militärischen Anwendung, da das Fahrzeug unter Panzerschutz abgeschleppt werden soll. Zwischen dem Federspeicherbremszylinder und dem Verdrehring ist ein Gestängesteller eingebaut wie er auch vom Nutzfahrzeug bekannt ist.

Auch wenn die Grundlagen solcher Bremsenansteuerungen denen von Nutzfahrzeugen gleichen, gibt es doch prinzipielle Unterschiede

Die Lüftung muss relativ groß sein (0,6 bis 0,8 mm je Reibfläche). Dadurch ergibt sich für die Betätigung ein hoher Energiebedarf bzw. eine hohe hydraulische Leistung, da eine Verlängerung der

Ansprechzeit nicht zulässig ist. Alle Bauelemente sind eng an den gegebenen geringen Bauraum angepasst und müssen bei den extremen Umgebungsbedingungen eines geschlossenen Triebwerksraumes zuverlässig arbeiten. Eine direkte Übernahme von Nutzfahrzeugkomponenten ist damit bis auf wenige Einzelfälle ausgeschlossen.

## 13.4 Kombinationsbremssysteme

Die hohe thermische Belastung von mechanischen Bremsen im Kettenfahrzeug, sowie der geschlossene Bauraum, der die Luftkühlung erschwert, machen Lösungen notwendig, bei der zumindest ein Teil der Bremsenergie direkt an ein flüssiges Kühlmedium abgegeben wird. Dieses transportiert die Wärme dann zur Fahrzeuggühlanlage.

### 13.4.1 Kombination mit Primärretarder

Bis zu einer Fahrzeugmasse von ca. 30 t ist es sinnvoll, die Betriebsbremse als rein mechanische Bremse auszuführen. Die Auslegungsgrundlage ist hier der Heißbremstest nach EG-Richtlinie (71/320/EWG und Anpassungen: Bremsprüfung Typ 1 mit wiederholten Bremsungen). Liegen geringere Anforderungen vor, so können auch schwerere Fahrzeuge mit einer rein mechanischen Betriebsbremse betrieben werden. Für längere Gefällefahrten ist jedoch eine verschleißfreie Bremse unbedingt erforderlich. Es bietet sich ein in das Getriebe eingebauter hydrodynamischer Primärretarder an, der das Getriebeöl direkt aufheizt. Die Wärmeabfuhr erfolgt über den Getriebeölwärmetauscher und das Triebwerkskühlungssystem.

Der Primärretarder ist wie der Name schon sagt primärseitig, d. h. zwischen dem Antriebsmotor und dem Schaltgetriebe angeordnet. Dadurch ergibt sich eine von der jeweiligen Schaltstellung abhängige Bremswirkung. In Abb. 13.9 ist eine solche Bremskurve dargestellt. Für ein militärisches Kettenfahrzeug ist es wichtig, auch im extremen Gelände und unter erschwerten Bedingungen, z. B. beim Schleppen eines zweiten Fahrzeugs, noch ausrei-

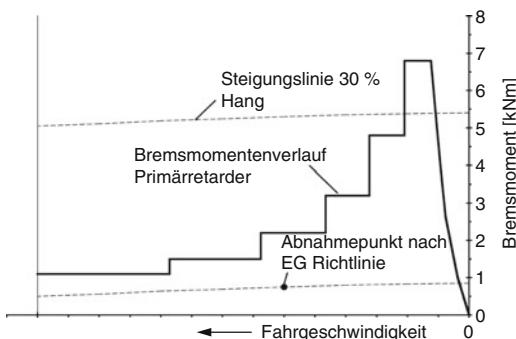


Abb. 13.9 Bremsmoment und Bremsleistungsverlauf einer Kombinationsbremsanlage mit Primärretarder

chende Dauerbremswirkung zu erfüllen, um die Betriebsbremse zu entlasten. Die Vorschrift der EG Richtlinie (71/320/EWG: Bremsprüfung Typ IIa) für Nutzfahrzeuge wird deshalb weit übererfüllt.

Typische Zusatzforderungen an die Dauerbremswirkung von militärischen Kettenfahrzeugen sind:

- 10 % Gefälle mit zweitem, gleich schwerem Fahrzeug im Schlepp
- 30 % Gefälle mit einer Geschwindigkeit von 15 km/h

Die Dauer einer solchen Bremsung ist natürlich geländebedingt nicht unbeschränkt, jedoch hat das für die Auslegung keine Bedeutung, da bei den hohen auftretenden Wärmemengen eine konstante Kühlung gewährleistet sein muss.

Zum Vergleich:

Eine Stoppremsung aus 70 km/h Maximalgeschwindigkeit mit einem 30 t Fahrzeug erzeugt 6,4 MJ. Beim standardisierten Heißbremstest sind es etwa 3,1 MJ. Die Konstantfahrt mit demselben Fahrzeug an einem 30 % Gefälle mit 15 km/h, 60 Sekunden lang erzeugt über 18 MJ.

Die Anforderungen an das Bremssystem sind damit völlig unterschiedlich. Die Energie muss bei der Stoppremsung mit hoher Leistung in kurzer Zeit absorbiert und dann mit relativ geringer Leistung abgeführt werden. Die Grenzen des Systems werden durch die Aufnahmeleistung gesetzt. Bei der Dauerbremse wird die Grenze durch die Abgabe- bzw. Kühlleistung gesetzt.

### 13.4.2 Kombination mit hydrodynamischer Betriebsbremse (Hochleistungssekundärretarder)

Bei einer Fahrzeugmasse von über 30 t musste eine Lösung gefunden werden, bei der hohe Bremsleistungen auf kleinstem Raum beherrscht werden können. Die bauraumgünstigste Lösung ist eine Kombination eines Hochleistungssekundärretarders (= hydrodynamische Betriebsbremse) mit mechanischen Scheibenbremsen. Der Sekundärretarder ist zwischen dem mechanischen Schaltgetriebe und dem Abtrieb angeordnet, seine Drehzahl ist somit proportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit. Da das Bremsmoment einer hydrodynamischen Bremse quadratisch mit der Drehzahl ansteigt, kann der Retarder im hohen Geschwindigkeitsbereich alleine die erforderliche Bremswirkung aufbringen. In ausgeführten Fahrzeugen ist er so ausgelegt, dass er von einer Maximalgeschwindigkeit von 70 km/h bis etwa 30 km/h alleine bremst. Unterhalb einer Geschwindigkeiten von 30 km/h reicht die Wirkung des Sekundärretarders nicht mehr aus und es wird automatisch, d. h. der Fahrer bedient keinen weiteren Bremshebel, die mechanische Bremse derart beaufschlagt, dass die Summe der Bremswirkungen dem Vorgabewert des Fahrers entspricht.

In Abb. 13.10 ist eine Vollbremsung mit  $5 \text{ m/s}^2$  und eine Teillbremsung mit  $2,5 \text{ m/s}^2$  dargestellt. Die Vorteile des Systems zeigen sich deutlicher bei Betrachtung des entsprechenden Leistungsdiagramms. Es werden 94 % der Energie hydrodynamisch, d. h. verschleißfrei absorbiert, bei einer Teillbremsung mit  $2,5 \text{ m/s}^2$  sind es sogar über 98 %. Da die Kühlwanlage für eine solche Leistung (Eckleistung über 7000 kW) aus Bauraumgründen nicht ausgelegt werden kann, wird die Bremsenergie im Getriebeöl und damit in den Bauteilen des Getriebes zwischengespeichert und dann bis zur nächsten Bremsung an das Fahrzeugkühlsystem abgeführt.

### 13.4.3 Andere Kombinationen

Die Vielzahl von Fahrzeugkonzepten bezüglich Antrieb und bezüglich anderer Funktionen ermöglicht

auch eine Vielzahl von Lösungen und Kombinationsmöglichkeiten für die Bremsanlage. Die folgende Auflistung zeigt einige davon auf.

- Nutzung des auf Maximaldrehzahl geregelten Kühllüfterantriebes als Dauerbremse.
- Nutzung des Drehmomentwandlers als Dauerbremse durch Festhalten oder durch Gegenrotation des Leitrades.
- Nutzung von Lenkhydrodynamiken als Dauerbremse. In einigen Kettenfahrzeuggetrieben wird die Lenkhydrostatik durch hydrodynamische Kupplungen unterstützt, jeweils eine für die Rechts- und eine in anderer Drehrichtung für die Linkskurve. Werden beide Kupplungen gleichzeitig mit Öl gefüllt, so wirken sie gegeneinander und erzeugen so eine Bremswirkung.
- Nutzung von bestimmten, dafür ausgelegten, lastschaltfähigen Schaltelementen zur Bremsunterstützung oder auch als alleinige Betriebsbremse.
- Nutzung eines hydrostatischen oder eines elektrischen Fahrantriebes durch entsprechende Ansteuerung als Teil der Betriebsbremse. Vor allem beim elektrischen Antrieb könnte hier, zusammen mit einem geeigneten Speicher, auch eine Bremsenergierrückgewinnung stattfinden.
- Erhöhung der Bremswirkung eines Sekundärretarders im unteren Geschwindigkeitsbereich durch eine zusätzliche Schaltmöglichkeit und damit Erhöhung der Differenzgeschwindigkeit Stator/Rotor.

## 13.5 Abnahme von Kettenfahrzeugbremsen

Da es für die Bremsanlage (wie auch für andere fahrzeugtechnischen Aspekte) von militärischen Kettenfahrzeugen keine gesetzlichen Vorschriften gibt, gibt es auch keine standardisierte Abnahme. Das vom Kunden vorgegebene Lastenheft orientiert sich zunächst an den Vorschriften für Nutzfahrzeuge, z. B. Klasse N3 oder Klasse M3. Diese Vorschriften werden modifiziert und ergänzt durch die speziellen Vorschriften für den Einsatz. Die Abnahme erfolgt durch einen Vertreter des Nutzers nach Lastenheft und bezogen auf die zu erbringen-

### 13.6 · Zusammenfassung und Ausblick

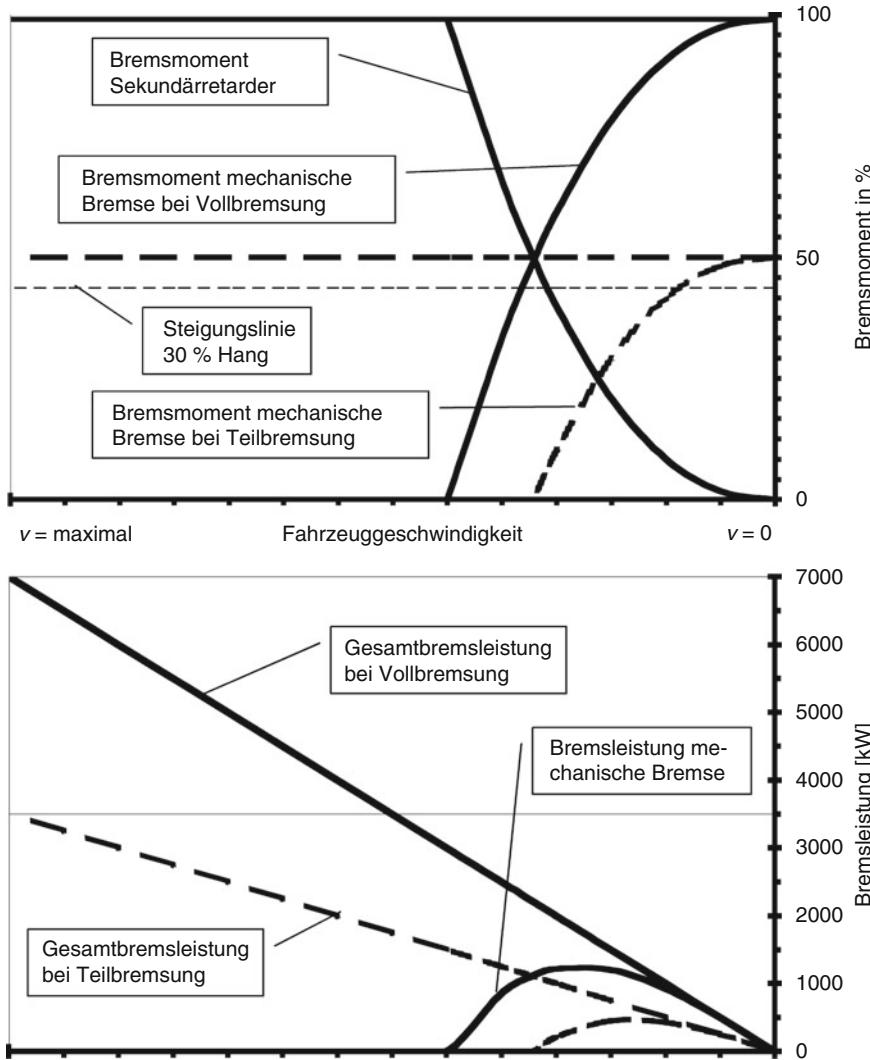


Abb. 13.10 Bremsmoment und Bremsleistungsverlauf einer Kombinationsbremsanlage mit Sekundärretarder

den Nachweise in Anlehnung an die gesetzlichen Vorschriften. In Deutschland erfolgt die Abnahme eines neuen Bremssystems für militärische Kettenfahrzeuge durch einen Amtlich Anerkannten Sachverständigen (AAS).

Es erfolgt zunächst eine Vorprüfung auf dem Getriebeprüfstand und später eine Abnahme im Fahrzeug. Bei der Vorprüfung auf den Getriebeprüfstand werden neben dem Nachweis von Leistungsdaten auch alle denkbaren Fehler simuliert. So müssen bei einer Kombinationsbremsanlage bei

Ausfall der hydrodynamischen Betriebsbremse die mechanischen Reibungsbremsen alleine in der Lage sein, das Fahrzeug sicher anzuhalten.

## 13.6 Zusammenfassung und Ausblick

Bremssysteme für militärische Kettenfahrzeuge werden aufgrund des stark eingeschränkten Bauraumes und der besonderen Einsatzbedingungen

bis an die physikalischen Grenzen belastet und stellen äußerst hohe Ansprüche an den Maschinenbauer bezüglich Entwicklung, Versuch und Serienfertigung. Es gibt eine breite Palette von Lösungen, die an den jeweiligen Einsatzfall angepasst sind. Ein weiterer technologischer Sprung ist hier nicht zu erwarten, da die grundsätzlichen Probleme, nämlich die Speicherung von Energie eine gewisse Masse und der Transport von Energie einen gewissen hydraulischen Volumenstrom erforderlich macht. Damit sind physikalische Grenzen gesetzt. Durch geschickte Anordnung der Baugruppen und Bauteile, durch Kombination von Systemen und deren kombinierte Ansteuerung, durch Auswahl geeigneter Werkstoffe und Beschichtungen und durch damit möglicher höherer Temperatur bei der Aufnahme und beim

Transport von Bremsenergie ist aber eine weitere Optimierung von Bauraum und Gewicht durchaus möglich. Diese Optimierung ist für neue Fahrzeugkonzepte mit den immer weiter ansteigenden Forderungen nach Panzerschutz und damit Gewicht sowohl für die Bremsanlage, als auch für alle anderen Komponenten des Triebwerks und des Fahrzeuges unbedingt erforderlich.

## Literatur

---

1. Krauss-Maffei Wegmann GmbH & Co. KG, Krauss-Maffei Straße 11, 80997 München Deutschland
2. RENK-France, 67, rue d'Epluches, 95310 Saint-Ouen-l'Aumône, Frankreich
3. RENK Aktiengesellschaft, Postfach 10 23 07, 86013 Augsburg, Deutschland

# Flugzeugbremsen

*Gerd Roloff und Burkard Ohly*

- 14.1 Allgemeine Beschreibung eines Flugzeugbremssystems – 358**
  - 14.1.1 Mechanische Ansteuerung – 360
  - 14.1.2 Elektronische Ansteuerung (Brake-by-Wire) – 361
  - 14.1.3 Untersysteme des Bremssystems (Subsystems) – 363
- 14.2 Auslegungskriterien für militärische und zivile Flugzeuge – 364**
  - 14.2.1 Qualifikationsrichtlinien – 365
  - 14.2.2 Simulationsverfahren – 367
- 14.3 Aufbau und Komponenten eines Bremssystems – 368**
  - 14.3.1 Pedalbaugruppe (Pedal assembly) – 368
  - 14.3.2 Bremssteuergerät (Brake Control Unit, BCU) – 369
  - 14.3.3 Ventile (Valves) – 370
  - 14.3.4 Sensoren – 371
  - 14.3.5 Radbremsen (Wheel brakes) – 371
- 14.4 Reibwerkstoffe – 373**
- 14.5 Kühlung und Temperaturüberwachung – 374**
  - 14.5.1 Thermische Belastungen – 374
  - 14.5.2 Kühlung – 375
  - 14.5.3 Temperaturüberwachung – 375
- 14.6 Ausblick, Perspektiven – 376**
- Literatur – 376**

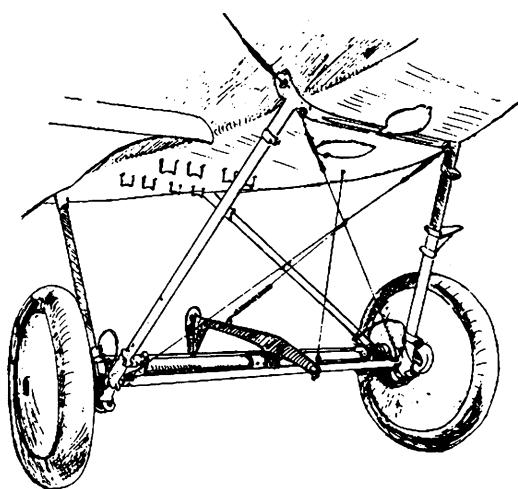
## 14.1 Allgemeine Beschreibung eines Flugzeugbremssystems

Die Radbremse ist bei allen Flugzeugen, die mit hohen Geschwindigkeiten am Boden operieren, eines der am stärksten belasteten Bauteile und für die Sicherheit von großer Bedeutung.

Als sich vor mehr als 100 Jahren die ersten Flugzeuge in die Luft erhoben, waren Fahrwerke mit gebremsten Rädern allerdings noch unüblich. Einige Maschinen waren nicht einmal mit Rädern, sondern nur mit Kufen ausgerüstet.

Erst 20 Jahre nach dem erfolgreichen Motorflug der Gebrüder Wright (1903) setzten sich Bremsvorrichtungen an den Rädern sukzessive durch. Bis dahin wurden viele Flugzeuge im Wesentlichen nur aufgrund von Roll- bzw. Gleitreibung abgebremst, oder wie im □ Abb. 14.1 gezeigt mit einem Bremssporn. Höher werdende Geschwindigkeiten bei Start und Landung jedoch steigerten den Wunsch nach gut funktionierenden Radbremsen. So entwickelte sich die Flugzeugbremse vom einfachen Hilfsmittel über die Trommelbremse zur Hochleistungsmehrscheibenbremse.

Die Auslegungskriterien für ein Bremssystem können je nach Einsatzspektrum des entsprechenden Luftfahrzeugs sehr unterschiedlich sein.



□ Abb. 14.1 Bremssporn (Quelle: „Flugzeugfahrwerke“, Autor: Günter Sengfelder, Verlag: Motorbuch)

Große Verkehrsflugzeuge, das sind Flugzeuge mit mehr als 100 Passagier-Sitzen, unterliegen mit einer Vielzahl von gebremsten Rädern bei der Konzeption wesentlich komplexeren Anforderungen hinsichtlich Redundanz, Energiebedarf, Wartbarkeit, Zuverlässigkeit, elektromagnetischer Abschirmung und Systemintegration, als beispielsweise Sportflugzeuge, Heliokopter und Kampfflugzeuge. Allen Flugzeugen ist jedoch die klassische Grundanforderung an ein Bremssystem gemeinsam, auf Start- und Landebahnen verschiedener Längen und Oberflächenbeschaffenheiten zuverlässig die gewünschten Verzögerungsraten zu erreichen. Grundsätzlich ist das Radbremssystem eines Luftfahrzeugs immer als integrierter Bestandteil eines Gesamtverzögerungssystems zu verstehen. Bei Verkehrsflugzeugen setzt sich in der Regel die Bremswirkung aus den Anteilen der Radbremsen, des aerodynamischen Widerstandes der Bremsklappen (Spoiler), der Schubumkehr und der Rollreibung zusammen.

Die Bremsklappen befinden sich auf der Oberseite der Tragflächen oder am Rumpfheck. Sie werden nach der Landung ausgefahren und erzeugen dann einen Luftwiderstand, der bei hohen Geschwindigkeiten eine große Wirkung hat, aber schließlich im Bereich geringer Geschwindigkeiten nahezu wirkungslos ist.

Das Prinzip der Schubumkehr wird von zahlreichen Flugzeugmustern sowohl mit Propeller als auch mit Strahltriebwerk benutzt. Die Verzögerung erfolgt beim Propellertriebwerk mittels Blattverstellung und beim Strahltriebwerk werden Klappen, Gitter und ähnliches so in den Luftstrahl gestellt, dass der Triebwerksschub etwas mehr als  $90^\circ$  umgelenkt wird. Der Schub wird also nicht ganz umgelenkt, sondern bläst schräg vom Triebwerk weg und erzeugt somit die Bremswirkung. Große Bremswirkung ergibt sich auch hier nur bei hohen Geschwindigkeiten.

Betrachtet man nun alle Teile des Flugzeug-Gesamtverzögerungssystems gemeinsam, so kann sich beispielsweise bei einer Standard-Landung ohne extreme Einflüsse die Bremsenergie folgendermaßen verteilen:

- Radbremsen (40 %)
- Aerodynamische Bremswirkung (30 %)
- Schubumkehr (20 %)
- Rollreibung (10 %)

## 14.1 · Allgemeine Beschreibung eines Flugzeugbremssystems

Entsprechend der Zulassungsvorschriften, müssen jedoch allein die Radbremsen ohne Unterstützung durch Schubumkehr und Bremsklappen in der Lage sein, auch in Notfällen (z. B. Startabbruch bei hoher Geschwindigkeit) die erforderliche Gesamtverzögerung des Flugzeugs zu erbringen.

Kampfflugzeuge verfügen im Vergleich zu Verkehrs- und Kleinflugzeugen oftmals zusätzlich über Bremshilfen in Form von Bremsfallschirmen oder Fanghaken. Auch die ehemaligen amerikanischen Raumgleiter (Space Shuttle) sind mit Bremsfallschirmen ausgerüstet.

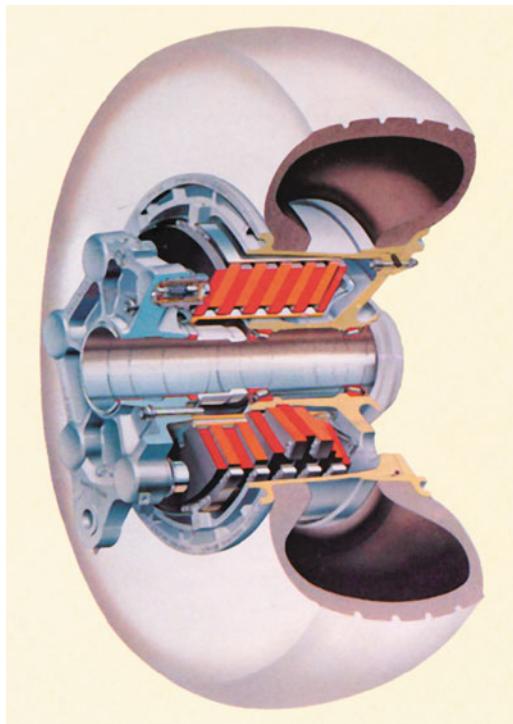
Das wesentliche Element des Verzögerungssystems ist schließlich die Radbremse selbst, sie nimmt den Großteil der kinetischen Energie des Flugzeugs auf. In der Regel ist dies eine Scheibenbremse, die in Abhängigkeit von der aufzunehmenden Energie mit einer einzelnen oder mit mehreren Scheiben bestückt sein kann.

Bei Flugzeugen ist es üblich, dass nur die Räder des Hauptfahrwerks mit Bremsen ausgerüstet sind, **Abb. 14.2**. Die Räder von Bugfahrwerken und zusätzlichen Stützfahrwerken werden bis auf wenige Ausnahmen nicht gebremst.

Im Vergleich zu Straßenfahrzeugen ist bei Luftfahrzeugen das Aufgabenspektrum eines Bremssystems sehr viel umfangreicher. Im Einzelnen müssen folgende Funktionen gewährleistet sein:

- Abbremsen nach der Landung (mit oder ohne Unterstützung von Schubumkehr)
- Bremsen beim Startabbruch (Rejected Take-off, kurz: RTO)
- Unterstützung beim Lenken durch einseitige Bremsbetätigung (Differential braking)
- Halten des Flugzeugs während des Hochlaufs der Triebwerke
- Halten des Flugzeugs im geparkten Zustand
- Geschwindigkeitskontrolle während des Rollens am Boden (Taxi-in und Taxi-out)
- Abbremsen der Räder während des Einziehvorgangs der Fahrwerke
- Optional: Automatisches Abbremsen (Auto braking) des Luftfahrzeugs bei der Landung mit vorprogrammierter Verzögerungsrate

Eine weitere Funktionalität beinhaltet das von einem Flugzeughersteller optional angebotene Assistenzsystem zur Bremsstreckenoptimierung (Brake-



**Abb. 14.2** Schnitt durch Achse, Bremse, Rad und Reifen  
(Quelle: DUNLOP Aerospace Braking Systems)

to-Vacate). Dieses System errechnet während Anflug und Landung den benötigten Verzögerungsweg auf einer Landebahn bis zu einer definierten Ausfahrt (Exit Point). Die Verzögerung des Flugzeugs wird von dem System in Abhängigkeit von den vorgefundenen Landebahnbedingungen (trocken/nass) automatisch reguliert. Der Verschleiß der Bremsanlagen und der Einsatz der Schubumkehr auf trockenen Pisten kann so minimiert werden. Außerdem soll mit diesem Assistenzsystem die Belegungszeit der Landebahn im Durchschnitt um ca. 15 % reduziert werden.

Flugzeugbremsen werden in der Regel hydraulisch betätigt. Die Versorgung erfolgt dabei aus dem zentralen Bordhydrauliksystem mit einem häufig verwendeten nominalen Druck von 206 bar (3000 psi). Einige neuere Flugzeuge verwenden auch Drücke bis zu 345 bar (5000 psi). Bei großen Verkehrsflugzeugen ist es üblich von den normalerweise drei getrennt arbeitenden Hydrauliksystemen aus drei unterschiedlichen Systemen zu betreiben.

likkreisen zwei für die Versorgung des Bremssystems zu nutzen. Einer dieser Kreise wird zusätzlich durch in Akkumulatoren gespeicherte hydraulische Energie ergänzt, die im Bedarfsfall sofort zur Verfügung steht. Alle Geräte und Komponenten des Bremssystems sind redundant ausgelegt bzw. doppelt vorhanden. Somit stehen zwei vollständig von einander getrennte Bremssysteme zur Verfügung, von denen aber immer nur eines aktiv ist. Erst im Fehlerfall (z. B. der Ausfall eines Hydrauliksystems) wird von dem Standard-Bremssystem (Normal braking) auf das Alternativ-Bremssystem (Alternate braking) umgeschaltet. Die Umschaltung vom Normalbetrieb auf das alternative System erfolgt entweder manuell oder automatisch. Wurde während einer Bremsung aufgrund eines Fehlers im Standardsystem das Alternativsystem automatisch aktiviert, so wird dieses aufgezeichnet und dem Wartungspersonal zur Fehlerbeseitigung vor dem nächsten Start angezeigt. Diese Information wird bei vielen Verkehrsflugzeugen auf einem Bildschirm im Cockpit dargestellt und auch zum Zwecke der Fehlerdiagnose verwendet. Bei Flugzeugen mit einfachen Diagnosesystemen erfolgt eine eventuelle Fehlermeldung über Warnlampen.

Die Aktivierung des automatischen Bremssystems sowie der Parkbremse wird manuell durch den Piloten durchgeführt. Dagegen erfolgt das Abbremsen der Räder beim Einfahrvorgang des Fahrwerks automatisch. Dies geschieht entweder hydraulisch durch Verkopplung der Hydraulikleitungen des Einfahrtsystems oder elektronisch durch Integration dieser Funktion im Steuergerät (Brake control unit) des Bremssystems. Die automatische Druckbeaufschlagung der Radbremsen erfolgt erst, wenn der Einfederungshub der Fahrwerke gegen null geht (d. h. Flugzeug ist in der Luft). Ein System von Sensoren meldet diese Erkennung und leitet die Bremsung ein. Danach werden die Bremsen wieder gelöst und eine erneute Aktivierung kann erst während der darauffolgenden Landung, nach Erreichung eines bestimmten Einfederwegs (Weight on wheels) und/oder Drehzahl der Räder (Wheel spin-up), erfolgen. Eine Landung mit gebremsten Rädern ist somit bei den meisten Flugzeugen ausgeschlossen.

Bei der hydraulischen Versorgung der Radbremszyylinder sind zwei verschiedene Prinzipien üblich:

- sowohl das Standardbremssystem (Normal braking) als auch das Alternativbremssystem (Alternate braking) haben jeweils einen eigenen, von einander räumlich getrennten Satz Bremskolben (Dual Cavity), der separat hydraulisch versorgt wird.
- sowohl das Standardbremssystem als auch das Alternativbremssystem haben einen gemeinsamen Satz Bremskolben (Single Cavity). Die Versorgungsleitungen der beiden Hydraulikkreise sind aber dann durch ein Umschaltventil (Shuttle valve) getrennt.

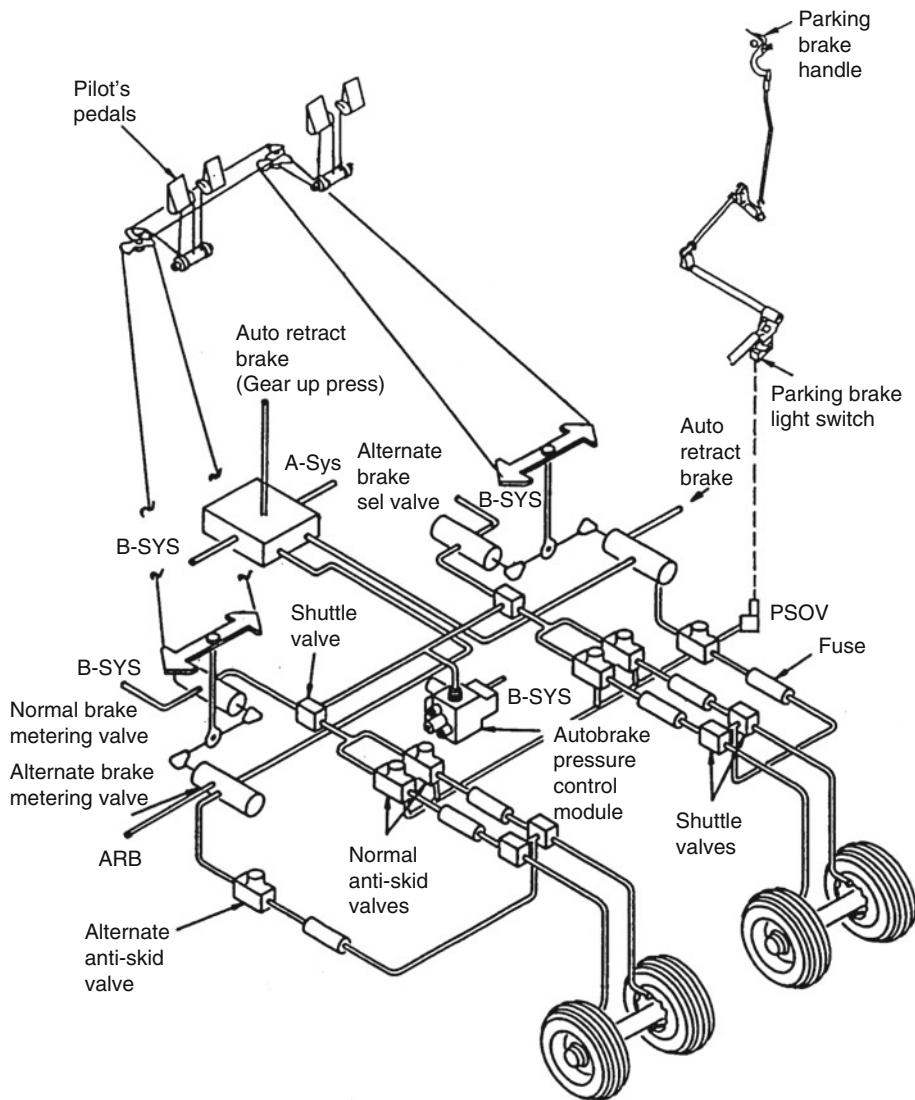
In den folgenden Absätzen werden zwei, hydraulisch betriebene Bremssysteme beschrieben. Es handelt sich dabei um Systeme, wie sie in der Regel bei den gegenwärtig im Einsatz befindlichen Flugzeugen anzutreffen sind. Der wesentliche Unterschied liegt dabei in der mechanischen bzw. elektrischen Ansteuerung der Bremsventile.

#### 14.1.1 Mechanische Ansteuerung

Der Pilot betätigt zur Aktivierung der Bremsen zwei Pedale,  Abb. 14.3, entweder parallel oder wechselseitig (im letzteren Fall kann er wie schon erwähnt durch asymmetrisches Bremsen die Richtung des Flugzeugs beeinflussen, z. B. als Unterstützung der Bugradlenkung). Zur hydraulischen Betätigung der Bremsen mittels Pedal sind zwei Arten gebräuchlich. Entweder die beiden Pedale betätigen indirekt ein Bremsventil (Metering valve) oder es wird wie bei Kleinflugzeugen direkt mit der Pedalkraft des Piloten der gewünschte Hydraulikdruck für die Bremsbetätigung erzeugt. Im ersten Fall wird von einer Pumpe geregelter Druck oder aus einem Speicher (Brake accumulator) vorhandener Druck zur Bremse geleitet und somit die Bremskraft erzeugt.

Die Baugruppe der Bremsventile ist mit der zentralen Hydraulikversorgung des Flugzeugs verbunden. Jede der links- bzw. rechtsseitigen Bremsen wird proportional zur Pedalstellung mit dem gewünschten Bremsdruck beaufschlagt. Erhält das ebenfalls mit dem Ventilblock verbundene jeweilige Antiblockierventil (Anti-skid valve) von der elektronischen Regeleinheit ein Signal, so wird der Arbeitsdruck der Bremse entsprechend reguliert.

## 14.1 · Allgemeine Beschreibung eines Flugzeugbremssystems



■ Abb. 14.3 Mechanisch angesteuertes Bremssystem (Quelle: BOEING)

### 14.1.2 Elektronische Ansteuerung (Brake-by-Wire)

Die elektronische Ansteuerung der Bremsventile (Brake control valve) ■ Abb. 14.4, hat sich im Flugzeugbau bereits bei den meisten Flugzeugtypen durchgesetzt.

Beim Überschallverkehrsflugzeug Concorde (Erstflug: 1969) wurde diese Bauart erstmals angewendet.

Elektronisch angesteuerte Bremsventile dieser sogenannten Brake-by-Wire Systeme (kurz: BBW) beinhalten im Vergleich zu mechanisch betätigten Ventilen oftmals sowohl die Bremsdruckregelfunktion als auch die Antiblockierfunktion in einem Gerät.

Im Gegensatz zu der direkten hydraulischen bzw. mechanischen Betätigung der Bremsventile sind hier die beiden Bremspedale mit elektrischen Signalgebern (Pedal position transducer) verbunden.

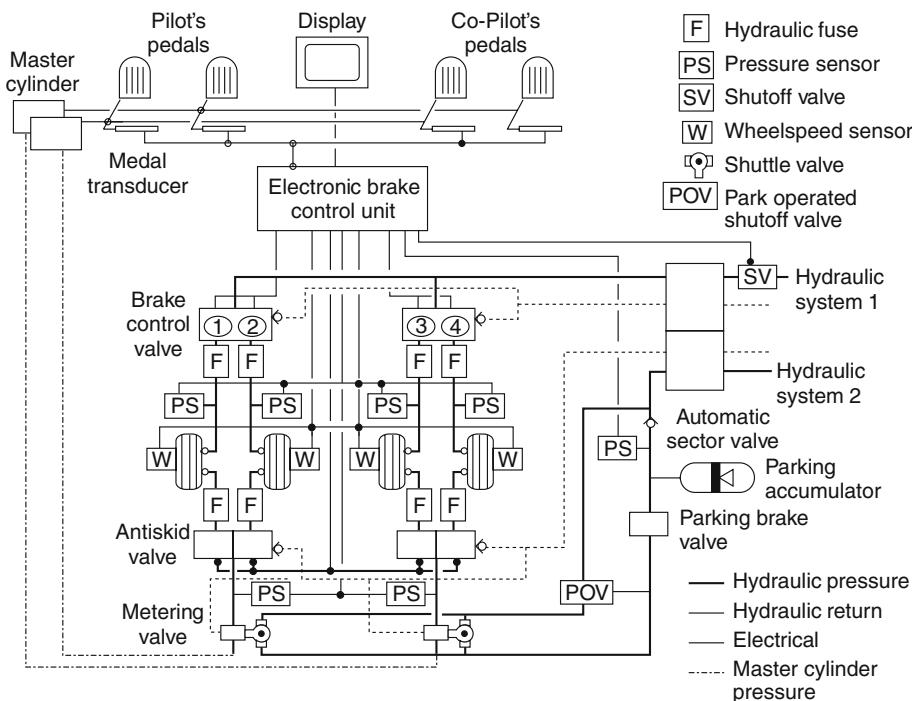


Abb. 14.4 Elektronisch angesteuertes Bremssystem mit hydro-mechanischem „Back-up“ (Quelle: [9])

14

Die als analoge Spannungswerte erzeugten Sollwerte werden in einem digitalen Bremssteuergerät nach genau definierten Gesetzmäßigkeiten verarbeitet und als Stellgröße weiter an die Bremsventile (Brake servo valves) übertragen. Die Bremsventile wiederum regeln nun entsprechend des Eingangswertes den vom Piloten gewählten Bremsdruck. Außerdem reduzieren sie im Falle einer Überbremsung (Blockieren der Räder), genau wie bei dem hydro-mechanisch betätigten System, die Druckversorgung der Bremse entsprechend. Die Auslegung eines BBW-Systems weist gegenüber herkömmlichen Bremssystemen speziell für den Flugzeubau eine Reihe von Vorteilen auf, wie beispielsweise:

- keine Hydraulik im Cockpit
- vereinfachte Systemoptimierung durch Software-Anpassung
- geringes Gewicht, geringere Anzahl von Geräten
- einfache Systemdiagnostik
- optimales Antiblockierverhalten durch digitale Verarbeitung hoher Abtastraten der Raddrehzahl

Das BBW-System verfügt neben einer Redundanz bei der Hydraulikversorgung und der Duplicität des Bremssteuergerätes zusätzlich über eine weitere, unabhängige Betätigungsseinrichtung. Dieses alternative System wird bei Ausfall der Standard-Hydraulikversorgung und/oder des digitalen Bremssteuergerätes aktiv. Es handelt sich hierbei um einen zweiten Bremsregelkreis, der mit alternativer Hydraulikversorgung, Bremsdruckregelung und separaten Bremsventilen betrieben wird. In diesem Fall sind die Pedale zusätzlich mit zwei sogenannten Geberzylindern (Master cylinder) verbunden, so dass durch Vorwärtsskippen der Pedale ein hydraulischer Druck in dem entsprechenden Zylinder aufgebaut wird. Dieser Druck wirkt dann auf ein ihm zugeordnetes Bremsventil (in der Regel ist das ein mechanisches „Metering valve“). Die Antiblockierfunktion steht in diesen Fällen nicht zur Verfügung. Die Geberzylinder üben durch den Einbau eines entsprechenden Federpaketes bei der Pedalbestätigung einen gewissen künstlichen Widerstand (artificial feeling) aus, der dem Piloten eine Rückmeldung bezüglich des Bremsdruckes gibt. Neuere BBW Systeme verzichten auf diese mechanischen

Komponenten und steuern bei Notbremsungen die alternativen Bremsventile elektrisch über ein zusätzliches Analogsteuergerät an, □ Abb. 14.7.

### 14.1.3 Untersysteme des Bremssystems (Subsystems)

#### Antiblockiersystem (Anti-skid System)

Ein Antiblockiersystem wurde im Flugzeugbau erstmals 1948 (Dunlop-Maxaret) eingesetzt. Dieses damals rein mechanisch arbeitende System glich in seiner Wirkungsweise einer schnellen Stotter-Bremsung. Heute kann durch Einsatz modernster, digitaler Elektronik und Sensorik sowie präziser Servo-Hydraulik, □ Abb. 14.5, eine Bremsung durchgeführt werden, die in ihrem Verlauf nahezu der optimalen Schlupf-Kurve entspricht. Auch dieses System ist bei Verkehrsflugzeugen redundant aufgebaut. Es existieren daher zwei vollwertige Bremssteuerungs- und Überwachungskreise.

Das Antiblockiersystem definiert sich aus einer Gruppe hydraulisch und elektrisch vernetzter Komponenten, die während der Phase der Bremsbetätigung (ohne Einfluss des Piloten) Funktionsabläufe derart steuern, dass ein Blockieren der Räder, bei

maximaler Ausnutzung vorhandener Reibungswerte zwischen Reifen und Rollbahnoberfläche, verhindert wird. Dieser Regelsvorgang trägt sowohl zu optimaler Bremsstreckenreduzierung als auch zur Vermeidung von Reifenschäden bei. Eine ca. 30 m lange Strecke mit blockiertem Reifen, maximalen Auflagedrücken und hohen Geschwindigkeiten zurückgelegt, führt in der Regel zum Zerplatzen des Reifens.

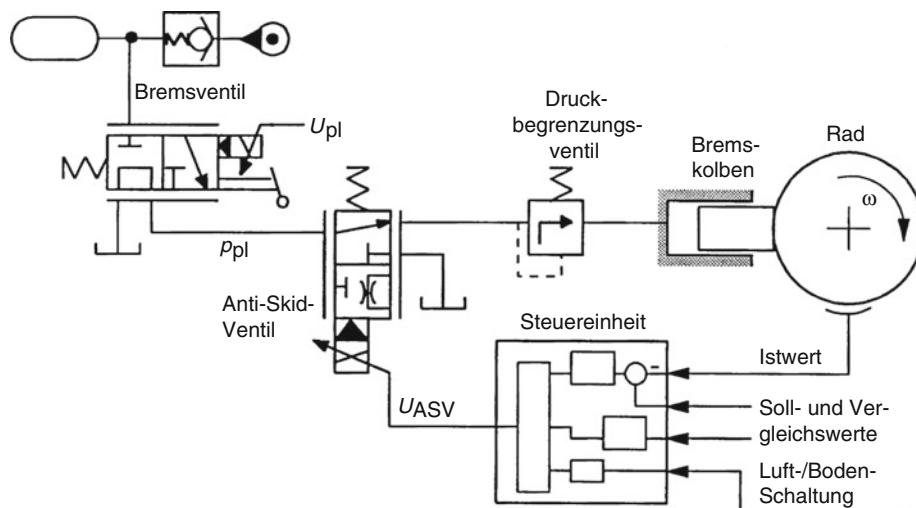
Das Antiblockiersystem als Untersystem zum Gesamtbremssystem besteht im Wesentlichen aus einem elektronischen Regelkreis mit Steuergerät und Tachogenerator sowie einem Antiblockier- und Bremsventil.

Bei den meisten Flugzeugen werden alle gebremsten Räder individuell geregelt. Der Wirkungsgrad (d. h. die Ausnutzung des Reibwertes Reifen/Fahrbahn) heutiger Antiblockiersysteme bewegt sich sowohl bei trockenen als auch bei nassen Flugplatzoberflächen im Bereich von:

$$\eta = 95 \%$$

Dagegen liegen manuell erzielbare Werte unter schwierigen Bedingungen im Bereich zwischen:

$$\eta = 30 \dots 50 \%$$



□ Abb. 14.5 Elektro-hydraulisches Antiblockiersystem (Quelle: B. Ohly)

## Automatisches Bremskontrollsysteem (Auto-braking system)

Zur Entlastung des Piloten bei Routine landungen, zur Steigerung des Passagierkomforts und aus Gründen der Sicherheit werden moderne Verkehrsflugzeuge zusätzlich mit einer automatischen Bremsfunktion ausgerüstet. Dieses System erlaubt meist die Auswahl von drei bis fünf unterschiedlich starken Verzögerungsraten.

Der gewünschte Verzögerungswert wird vor der Landung von Piloten manuell ausgewählt. Diese konstante Verzögerung kann jeder Zeit durch die Betätigung der Bremspedale deaktiviert werden. Ein zusätzlicher Vorteil ergibt sich aus der ergonomischen Entlastung des Piloten bei Landungen unter schwierigen Bedingungen, z. B. bei starkem Seitenwind. Denn in diesem Fall müsste er die auf der gleichen Welle sitzenden Pedale gleichzeitig kippen und schieben.

## Parkbremssystem (Parking brake system)

Das Parkbremssystem wird bei den meisten Flugzeugherstellern aus dem Alternativbremssystem hydraulisch versorgt. Mittels eines Schalters (on/off) im Cockpit wird die Bremse aktiviert. Die Parkbremse wird zum Halten des Flugzeugs, beim Hochlauf der Triebwerke vor dem Start und zum Halten des Flugzeugs im geparkten Zustand benutzt.

## Notbremssystem (Emergency braking system)

Die allgemeine Vorschrift für die Sicherheit von Flugzeugsystemen besagt, dass der Ausfall eines einzelnen Systems keine katastrophalen Folgen für das Flugzeug, seine Insassen und die Umwelt haben darf. Aus diesem Grunde werden Bremssysteme so ausgelegt, dass bei Ausfall des Standardsystems, das Alternativsystem die gesamte Funktionalität mit fast gleicher Leistung übernimmt. Darüber hinaus haben große Verkehrsflugzeuge häufig noch ein sogenanntes Notbremssystem, das die Energie aus Akkumulatoren bezieht und die Räder ohne Unterstützung eines Antiblockiersystems betätigen kann. Man unterscheidet hierbei hydraulische und pneumatische Systeme. Zur Betätigung wird in der Regel die Energie der bordeigenen Batterie genutzt.

Bei Klein- und Kampfflugzeugen wird aus Gewichtsgründen auf solche Systeme in der Regel verzichtet. Stattdessen befinden sich für Kampfflugzeuge auf militärischen Flugplätzen Fanganlagen am Ende der jeweiligen Start- und Landebahn.

## Bremsenkühlungssystem (Brake cooling system)

Das Bremsenkühlungssystem ist besonders wichtig für Flugzeuge mit kurzen Bodenzeiten (Turn-around time). Die Hauptkomponenten des Kühlungssystems für Bremsen sind ein Temperatursensor und ein elektrisch angetriebener Ventilator (Brake cooling fan). Dieser erzeugt einen Luftstrom, der die Abkühlung der Bremsen erheblich beschleunigt.

## Anzeige- und Überwachungssystem (Indicating and monitoring system)

Das redundant aufgebaute Bremssystem wird aus Sicherheitsgründen von zahlreichen Anzeigegeräten und Sensoren überwacht. Die meisten dieser Signale werden von einem elektronischen Überwachungssystem (Electronic Centralised Aircraft Monitoring, kurz: ECAM) erfasst und im Cockpit zur Anzeige gebracht. Zu den wichtigsten Signalen des Bremssystems zählen die Temperatur und der Hydraulikdruck. Der Verschleiß der Bremsscheiben wird in der Regel nicht elektronisch, sondern mittels mechanischer Indikatoren (wear pins) direkt an der Bremse angezeigt.

## 14.2 Auslegungskriterien für militärische und zivile Flugzeuge

In den Geräte- bzw. Systemspezifikationen des Luftfahrzeugherstellers wird das Anforderungsprofil der entsprechenden Komponenten oder Baugruppen als Vertragsbestandteil mit dem jeweiligen Gerätelieferanten verbindlich festgelegt. Die Komplexität des Qualifikationsverfahrens für die einzelnen Geräte und Baugruppen aus denen sich die Systemkonfiguration ergibt ist sehr umfangreich und wird deshalb in diesem Beitrag nicht komplett beschrieben. Aber die wesentlichen Informationen, die für ein ausreichendes Grundverständnis der Er-

fordernisse für Flugsicherheit und Zuverlässigkeit von Flugzeugsystemen nötig sind, werden hier aufgeführt.

### 14.2.1 Qualifikationsrichtlinien

Die Erfüllung der zahlreichen Qualifikationsbestimmungen für zivile und militärische Luftfahrzeuge ist die Voraussetzung für die Erteilung eines Zulassungszertifikates. Für sämtliche Komponenten eines Bremssystems müssen eine Vielzahl von individuellen, zwingend vorgeschriebenen Testreihen auf entsprechenden Prüfständen durchgeführt werden. Danach werden alle Komponenten zu einem Gesamtsystem auf einem Systemprüfstand (Iron bird) vernetzt und später für weitere Testreihen in das erste Produktions-Versuchsflygzeug integriert. Dort muss dann der Flugtauglichkeitsnachweis erbracht werden. Da einige Geräte sehr langwierigen Tests unterzogen werden müssen (z. B. Bremsen, Computer, usw.) werden die Flugzulassungen in der Regel in zwei Stufen erteilt, erst die vorläufige und dann die abschließende Zulassung.

#### Zivile Luftfahrtbestimmungen

Im zivilen Bereich gibt es neben zahlreichen nationalen Luftfahrtbehörden, in Deutschland ist dies das LBA (Luftfahrt Bundesamt) in Braunschweig, auch eine europäische Behörde, die EASA (European Aviation Safety Agency). Die EASA wurde von den Mitgliedsstaaten der Europäischen Union gegründet und ist die Nachfolgeorganisation der JAA (Joint Aviation Authorities). Die JAA waren ein Zusammenschluss der zivilen Luftfahrtbehörden von 34 europäischen Ländern und ein technisches Gremium innerhalb der Europäischen Zivilluftfahrt-Konferenz. Sie wurden zum 30. Juni 2009 aufgelöst, wobei die meisten ihrer Aufgaben von der EASA übernommen wurden.

Die EASA ist berechtigt, verschiedene exekutive Aufgaben in den Bereichen Flugsicherheit, Zulassungen für zivile Flugzeuge, Hubschrauber etc. und bei der Zulassung von Konstruktions- und Produktionsbetrieben (z. B. Fluglinien) wahrzunehmen. Zu den exekutiven Aufgaben gehört auch eine re-

gelmäßige Kontrolle der Konstruktions- und Produktionsbetriebe.

Die zivilen Luftfahrtbestimmungen werden weltweit ganz maßgeblich beeinflusst von der EASA in Europa und von der FAA (Federal Aviation Administration) in den USA. Die Vorschriften beider Behörden sind in den meisten Punkten harmonisiert und in Form von CS (Certification Specifications) bzw. FAR (Federal Aviation Regulation) beschrieben.

Für zivile Verkehrsflugzeuge mit mehr als:

- 10 Sitzen und einem max. Startgewicht größer als 5670 kg (Strahltrieb)
- 19 Sitzen und einem max. Startgewicht größer als 8618 kg (Propellerantrieb)

gelten die Zulassungsvorschriften nach CS-25 (ex. JAR-25) bzw. FAR-25. Für kleinere Flugzeuge kommen die CS-23/FAR-23 zur Anwendung. Darüber hinaus gibt es spezielle Vorschriften für Hubschrauber, Segelflugzeuge, Ultra-leicht Flugzeuge, usw.

Der genaue Wortlaut der CS kann im Internet unter: <http://www.easa.eu.int/agency-measures/certification-specifications.php> nachgelesen werden.

In verschiedenen Paragraphen dieser Vorschrift findet man Hinweise auf das Bremssystem. Der Paragraph CS bzw. FAR 25.735 ist jedoch speziell den Radbremsen gewidmet. Die wichtigsten Punkte darin sind:

- Alle Bremsen müssen von anerkannter Bauart sein.
- Die Bremsanlage muss so gestaltet und gebaut sein, dass beim Versagen irgendeines Verbindungs- oder Übertragungsgliedes (mit Ausnahme der Pedale oder des Handgriffes) oder wenn irgendeine Einzelquelle der hydraulischen oder einer anderen Energieversorgung für die Bremsbetätigung versagt, möglich ist, das Flugzeug unter festgelegten Bedingungen zum Stillstand zu bringen, und zwar mit einer mittleren Verzögerung während des Rollens nach einer Landung von wenigstens 50 % derjenigen, die erhalten wird, wenn die Landestrecke gemäß den Vorschriften (§ 25.125) ermittelt wird.

- Bremsbetätigungen dürfen keine übermäßige Betätigungs Kraft für ihren Betrieb erfordern.
- Flugzeuge müssen eine Parkbremse haben, die in der Lage ist, das Flugzeug bei maximalem Schub auf ebener Piste zu halten.
- Antiblockiersysteme müssen so bemessen sein, dass kein wahrscheinliches Einzelversagen zu einem gefährlichen Verlust von Bremsfähigkeit oder Richtungskontrolle führt.
- Die Energie-Aufnahmefähigkeit jeder einzelnen Bremse, darf nicht unter der kinetischen Energie liegen, die nach einem der folgenden Verfahren ermittelt wird:
  1. Realistische Analyse des gesamten Landevorgangs unter Verwendung von konservativen (sicheren) Werten für: Geschwindigkeit, Reibungskoeffizienten, aerodynamischen Widerstand, Propellerwiderstand oder Triebwerksbremsschub und (falls kritischer) das ungünstigste, fehlerhafte Arbeiten eines einzelnen Motors.
  2. Vereinfachte Annahme, dass sich die Bremsenergie gleichmäßig auf alle Räder verteilt unter Verwendung der Formel:

$$E_{\text{kin,Rad}} = \frac{1/2 \cdot m_{\text{MLW}} \cdot v}{n_B} \quad (14.1)$$

Die gleichen Berechnungen gelten auch für den Startabbruch (RTO), nur dass statt des maximalen Landegewichtes (Max. Landing Weight, kurz: MLW) das maximale Startgewicht eingesetzt wird.

Eine weitere wichtige Vorschrift ist mit der Einengzung von Brandschäden befasst. Darin wird der Startabbruch bei extremen Verhältnissen und die damit verbundene hohe Temperaturentwicklung der Bremsscheiben beschrieben.

Aufgrund dieser hohen Temperaturen sprechen die Schmelzsicherungen der Räder an und lassen Druck ab, um dadurch die Gefahr des Zerplatzens der Reifen zu vermindern. Außerdem schmelzen in der Hitze oftmals die Dichtungen der Bremsskolben und die dann auf die glühenden Bremsscheiben ausströmende Bremsflüssigkeit verursacht unweigerlich lokale Brände.

Die Zulassungsbehörden verlangen eine Demonstration, bei der das Flugzeug diese Wärme-

entwicklung mindestens 5 min erträgt, damit die Maschine noch von der Start- und Landebahn rollen kann und alle Insassen sicher evakuiert werden können. Erst dann darf die Feuerwehr eingreifen.

## Militärische Luftfahrtbestimmungen

Die militärischen Luftfahrtbestimmungen werden in der Regel von nationalen Behörden festgelegt. In Deutschland ist das die Wehrtechnische Dienststelle 61 für Luftfahrzeuge der Bundeswehr (WTD 61). Sie ist für die Erprobung, Musterprüfung und für die Musterzulassung von Luftfahrtgeräten für die Bundeswehr zuständig. Die WTD 61 gehört zum Geschäftsbereich des Bundesamtes für Wehrtechnik und Beschaffung (BWB).

Die Komponenten eines Bremssystems erhalten nach erfolgter Qualifikation ein Flugtauglichkeitszertifikat (Declaration of Design and Performance, kurz: DDP). Für alle Komponenten gelten spezielle Vorschriften, die in den Testprogrammen je nach Geräte-Status (mechanisch, hydraulisch, elektrisch, pneumatisch, usw.) berücksichtigt werden müssen. Bei der Zulassung von Militärflugzeugen wird sehr häufig auf US-amerikanische Vorschriften Bezug genommen. Hierbei muss besonders vermerkt werden, dass heute fast alle sogenannten MIL-SPECS (US Militärische Spezifikationen) durch entsprechende SAE (Society of Automotive Engineers) Dokumente ersetzt worden sind.

Bei allen elektrischen/elektronischen Baugruppen, müssen Leitungen und Steckersysteme in besonderem Maße die flugzeugspezifischen EMV (Elektro-Magnetische Verträglichkeit) Bestimmungen erfüllen. Die Qualifikation der Baugruppe Bremse/Rad/Reifen unterliegt zusätzlich zu den allgemeinen Testrichtlinien, den leistungsspezifischen Anforderungen des jeweiligen Luftfahrzeugprojektes. Drei wichtige militärische Qualifikationsrichtlinien für Bremsen und Räder sowie für das Bremsystem lauten:

- SAE-AS 8584 Brake Systems, Wheel, Military Aircraft
- SAE-ARP1493B: Wheel and Hydraulically Actuated Brake Design and Test Requirements for Military Aircraft
- ARP6184- Military Wheels and Electrically Actuated Brakes

Aus der Reihe der SAE-Richtlinien können auch die Dokumente: AIR 5372 „Brake-by-Wire (BBW), Brake Control Systems“ und AIR 1739 „Information on Antiskid Systems“ genannt werden.

Hervorzuheben sind auch die besonderen Anforderungen an die Energieaufnahmekapazität einer Flugzeugbremse im Falle eines Startabbruchs (Rejected take-off/RTO). Diese Situation wird auf einem Dynamometer nachgewiesen. Bei Passagierflugzeugen wird im Gegensatz dazu der RTO-Fall unter realistischen Bedingungen mit dem entsprechenden Flugzeug durchgeführt, für welches die Bremsen konzipiert worden sind, d. h. maximales Startgewicht und Vollbremsung bei einer Rollgeschwindigkeit kurz vor dem Abheben des Bugfahrwerkes. Dabei können ohne weiteres Bremsenergien auftreten, die eine Größenordnung von 1,2 Mio. Joule pro kg des Bremsscheibenpaketes erreichen. Diese wiederum können zu hohen thermischen Abstrahlungen von weit über 1200 °C führen.

## 14.2.2 Simulationsverfahren

Zur Identifikation von Systemschwachstellen in der Frühphase eines Flugzeugprojektes ist die Durchführung einer realistischen Systemsimulation von hohem Nutzen. Kostspielige Änderungsverfahren in der Flugerprobungsphase lassen sich dadurch weitestgehend eliminieren.

Für den Aufbau eines Simulationsprogramms sind folgende Bedingungen wichtig:

- Berücksichtigung aller Schnittstellen zu mechanischen, hydraulischen und elektrischen Bordsystemen
- Implementierung eines realistischen mathematischen Flugzeugmodells unter Einbeziehung von Fahrwerksparametern (Elastizitäten, Stoßdämpferkriterien, Reifendaten, usw.) sowie der flugzeugspezifischen Daten wie Schwerpunktspktrum, Trägheitsmomente, Gewichte, Rollgeschwindigkeiten, Fahrwerksgeometrie, Auftriebsverteilung während der Rollphase
- Verwendung der Daten (Bremsmomentenspektrum), die während der Bremsenqualifikation auf einem Dynamometer (Roll-/Bremsprüfstand) in Abhängigkeit vom spezifizierten Werkstoff für die Bremsscheiben ermittelt wurden.

- Folgende Simulationsverfahren sind heute gängige Praxis und werden als Teil des Qualifikationsprozesses von den ausgewählten Bremssystemherstellern durchgeführt:
  - Computerechtzeitsimulation mit validierten und verifizierten mathematischen Modellen aller Systemkomponenten und einem mit dem Flugzeughersteller abgestimmten Flugzeug-Simulations-Modell.
  - Computersimulation mit „Hardware in the Loop“, Abb. 14.6, wobei original elektrische und hydraulische Komponenten und Geräte des Systems, sowie geometrisch genaue Rohrnetze und Verkabelungen und einer dem Original entsprechenden Bremse als statischer Hydraulikverbraucher mit dem Simulationscomputer verkoppelt werden.

Die folgenden, jeweils zu einem Themenbereich zusammengefassten, variablen Parameter werden bei der Simulation eines Flugzeugbremssystems verwendet:

- Fahrwerkseigenschaften:
  - Feder/Dämpferverhalten
  - Federbeinelastizitäten
  - Eigenfrequenzen
  - Kräfte
- Flugzeugdynamik:
  - Schwerpunktllagen
  - Trägheitsmomente
  - Nickschwingungen
  - aerodynamisches Verhalten
- Reifen:
  - Lastverlauf
  - Geschwindigkeitsverlauf
  - Reibungsverhältnisse (Flugplatzoberfläche: nass, trocken oder Pfützen)
  - Kontaktflächen
  - Reifentyp (Radial oder Diagonal)
  - Feder/Dämpferverhalten
- Bremsen:
  - Bremsmomentverläufe (in Abhängigkeit von Bremsdruck und Temperatur)
  - Material, Reibwerkstoff
  - Momenten-Verläufe implementiert aus Dynamometermessungen an der Originalbremse

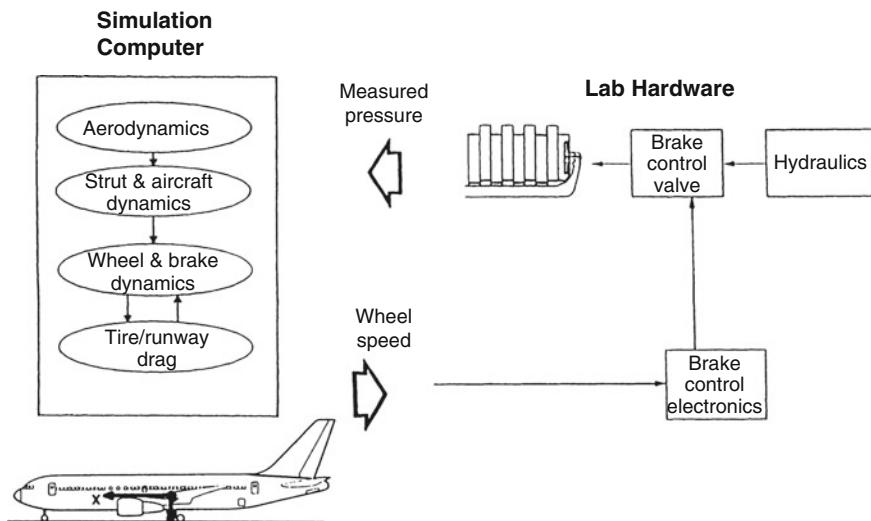


Abb. 14.6 Hardware-in-the-loop Testing (Quelle: B. Ohly)

## 14.3 Aufbau und Komponenten eines Bremssystems

Die Konzeption eines modernen Brake-by-Wire (BBW) Systems nutzt zur Betätigung der Radbremsen elektrische Signale statt mechanischer Verbindungen. Die Kraft zur Erzeugung des Bremsmoments wird hydraulisch oder elektro-mechanisch aufgebracht. Die Antiblockierfunktion und oftmals auch die automatische Bremsfunktion sind hierbei integrale Bestandteile eines Gesamtsystems. Die Hauptkomponenten eines typischen BBW-Systems beinhalten die Pedalbaugruppe mit elektrischen Signalgebern, elektrisch betätigtes Bremsventile, Tachogeneratoren, Drucksensoren, Sicherheitsventile, das Bremssteuergerät und die Radbremsen.

### 14.3.1 Pedalbaugruppe (Pedal assembly)

Jedem Piloten steht ein linkes und ein rechtes Bremspedal zur Verfügung, die auf einem zentral gelagerten Seitenrudergestänge kippbar gelagert sind (Betätigungsinkel = 10° bis 15°).

Die Pedalbaugruppe umfasst jeweils ein linkes und ein rechtes Pedal für den Piloten und Copiloten, das sowohl für die Seitenrudersteuerung als

auch für die Bremsbetätigung benutzt wird. Diese Doppelfunktion in Form einer translatorischen und rotatorischen Betätigung der Pedale erfordert eine sorgfältige ergonomische Schulung der Cockpitbesatzung.

Mit dem Pedalgestänge sind elektrische Signalgeber verbunden, die redundant entweder als Rotations- oder als Linearpotentiometer ausgeführt werden.

Durch das Kippen der Pedale wird ein Signal zu dem Steuergerät des Bremssystems gesendet. Dieses dort ausgewertete und umgewandelte Signal steuert dann die Bremsventile, die ihrerseits einen daraus resultierenden Arbeitsdruck für die Bremsen freigeben, Abb. 14.7.

Durch Schieben des gleichen Pedals wird über einen dedizierten Signalgeber die Steuerung des Seitenruders aktiviert. Um durch die mögliche Überlagerung der Pedalbewegungen keine Doppelfunktion auszulösen, wird über eine entsprechende Relation des Pedalwinkels zur Bremssignalauslösung eine Leerlaufphase implementiert (dead band).

Als Bremssignalgeber (Pedal position transducer) können verschiedene elektromechanische, elektronische oder optische Vorrichtungen je nach Spezifikationsanforderung eingesetzt werden, um die Pedaleingaben des Piloten oder Copiloten

### 14.3 · Aufbau und Komponenten eines Bremsystems

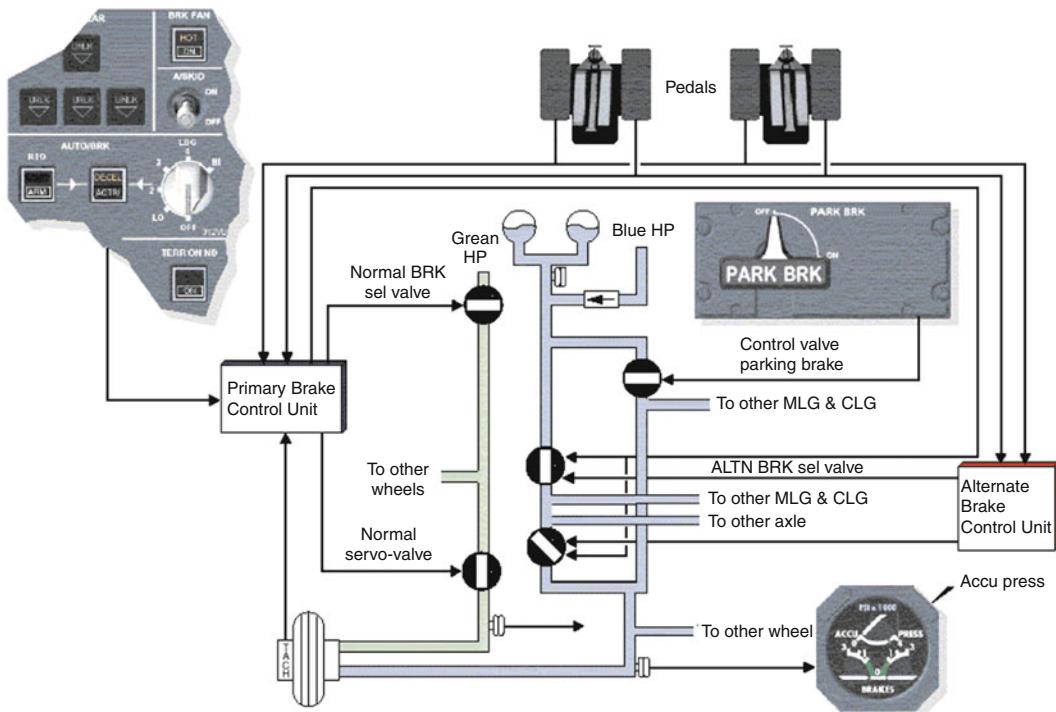


Abb. 14.7 Bedienelemente des elektronisch angesteuerten Bremsystems. (Quelle: AIRBUS)

in ein elektrisches Signal, proportional zum gewünschten Bremsdruck zu erzeugen. Hierzu gehören LVDT's (Linear Variable Differential Transducer) bzw. RVDT's (Rotary Variable Differential Transducer). Um eine optimale Betriebssicherheit zu gewährleisten, werden Signalgeber grundsätzlich mit zwei getrennten Kanälen ausgelegt (Duplexsystem). Hierzu gehören demzufolge zwei getrennte Kabelausgänge und Stecker. Je nach spezifizierten ergonomischen Anforderungen werden zur Erzeugung eines künstlichen Gefühls Federpakete mit linearen oder abgestuften Kennlinien in die Pedalbaugruppe implementiert. Um die Transferfunktion der Piloteneingabe proportional zur Bremsoperation und folglich der Verzögerung des Flugzeugs von äußeren elektromagnetischen Störfällen zu schützen, kommen die für den Flugzeugbau strengen Abschirmvorschriften zum Tragen (EMV).

Wegen der bekannten Nichtlinearitäten zwischen Druck, Bremsmoment und Verzögerungsverhältnis, basiert eine Optimierung des Pedalgesetzes in der Regel auf Erfahrungs- und Simulationswer-

ten, da das Bremsmoment in Abhängigkeit vom Reibungsmaterial der Bremse und deren Betriebstemperatur bei gleicher Pedaleingabe sehr stark variieren kann. Ein typisches Fußkraftspektrum zur Pedalbetätigung liegt zwischen 75 und 100(N) als Losbrechkraft, zwischen 250 und 300(N) für starke Bremsungen und bei ca. 450(N) für maximale Bremsungen (z. B. Startabbruch). Im Flugbetrieb wird immer nur von dem Pilotensitz aus gebremst, von dem aus der Start bzw. die Landung durchgeführt wird. Die Betätigung der Bremsen erfolgt daher in der Regel immer nur von einem Pedalpaar.

Ein typisches Spektrum für den Verlauf des Bremsdruckes über der Pedal-Position ist in Abb. 14.8 ersichtlich.

#### 14.3.2 Bremssteuergerät (Brake Control Unit, BCU)

Das Bremssteuergerät ist redundant aufgebaut und beinhaltet in der Regel auch die Funktionen für An-

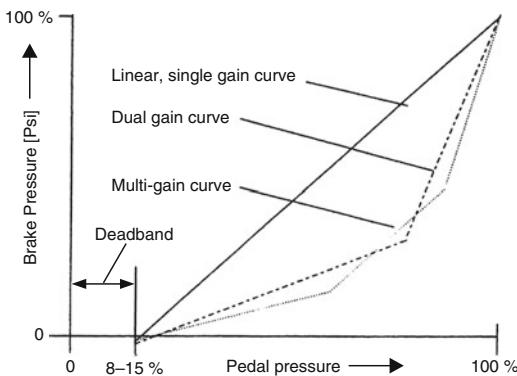


Abb. 14.8 Pedal Kraft-Weg Gesetz (Quelle: [9])

tiblockierregelung und automatische Verzögerung (Auto brake). In manchen Fällen ist sogar die Bugradlenkung integriert.

Dieses Steuergerät kann den jeweiligen Anforderungen des Flugzeugherstellers entsprechend, entweder als Einzelkomponente oder als integrierter Bestandteil einer komplexen System-Plattform (z. B. Fahrwerkscomputer) ausgelegt sein. Vereinfacht ausgedrückt, besteht die Grundfunktion des Bremssteuergerätes darin, analoge Pedalsignale zu digitalisieren und entsprechend den Informationen aus der Software und der Systemperipherie (Raddrehzahl, Fahrwerksstatus, Bremsmomente, Bremsdrücke, usw.) zu verarbeiten. Die Ergebnisse werden dann in analoge elektrische Ventilstellgrößen (Valve current) umgerechnet, um den jeweils optimalen Bremsdruck zu erzielen.

Eine weitere Funktion des Bremssteuergerätes ist ein eingebauter Selbsttest (Built-In Test Equipment, kurz: BITE) und die Erzeugung von Warn- bzw. Fehlersignalen im Falle eines Systemausfalls. Außerdem wird durch eine Positionslogik der Fahrwerke das Landen mit gebremsten Rädern verhindert und die Einleitung des Bremsvorganges der Räder während des Einziehens der Fahrwerke gesteuert. Der Regelablauf des Brems- bzw. Antiblockiervorganges spielt sich dabei optimal in einem Bereich von 15 bis 20 % Schlupf ab. Sogenannte „Valve driver circuits“ sind wichtige Bestandteile im Regelprozess, um die geringen Transistorströme der Berechnungsschaltungen auf eine Größenordnung zu transformieren, die dem jeweiligen Steuerstrombedarf der Servoventile gerecht wird und schnelle

Ansprechzeiten der Ventile gewährleistet. Sämtliche Zu- und Ableitungen zur BCU müssen ausreichend gegen elektromagnetische Einflüsse abgeschirmt sein (Richtwert der elektrischen Feldstärke  $\geq 20 \text{ V/m}$ , moderne Flugzeuge erreichen sogar Werte von  $\geq 200 \text{ V/m}$ ). Die Stromversorgung aller elektrischen Verbraucher des Systems wird in der Regel über einen duplizierten Datenbus mit jeweils 28 VDC gewährleistet.

### 14.3.3 Ventile (Valves)

#### Bremsventil (Brake control valve)

Bei den meisten Bremsystemen steht ein separates Bremsventil (Brake control valve) für jedes gebremste Rad zur Steuerung des Bremsdruckes und zur Regelung des Antiblockierverhaltens der jeweiligen Bremse zur Verfügung. Der alternative Bremskreis wird über eigene (zusätzliche) Bremsventile geregelt, wobei in der Regel bei Flugzeugen mit vielen gebremsten Rädern, die Bremsen paarweise angesteuert werden. Das bedeutet, es werden für den alternativen Kreis nur halb so viele Ventile eingesetzt, was zu einem etwas geringeren Wirkungsgrad führt.

Die vom Mikroprozessor des Steuergerätes generierten Signale zur Aktivierung dieser Bremsventile regeln sowohl den vom Piloten gewünschten Hydraulikdruck für die Bremsbetätigung, als auch das Antiblockierverhalten der Radbremsen. Ein häufig benutzter Ventiltyp ist das Dreiwege-Servoventil (Flapper/Nozzle 3-way) mit schnellen Ansprechzeiten und minimaler Hysteresis.

#### Absperrventile (Shut off valves)

Absperrventile schalten automatisch jeden der Bremskreise ab, sobald das Flugzeug keinen Bodenkontakt mehr hat bzw. die Fahrwerke in den Einfahrverriegelungen eingerastet sind.

#### Sicherheitsventile (Hydraulic fuses)

Sicherheitsventile sind in jede Bremsleitung zwischen Bremsventilen und Bremsen eingebaut. Im Falle einer Leckage wird die Bremsleitung abgesperrt und somit eine Entleerung des entsprechenden Hydraulikkreises verhindert. Dieses geschieht z. B. bei Durchflüssen  $> 11 \text{ l/min}$  und 206 bar Systemdruck.

### 14.3.4 Sensoren

#### Wärmesensor (Thermocouple)

Wärmesensoren sind in der Wandung des Torsionsrohrs (dieses überträgt das Bremsmoment auf das Fahrwerksbein) der Bremse integriert und messen die im Zentrum des Bremsscheibenpaketes (Heat sink) auftretenden Temperaturen. Sie leiten in der Regel die gemessenen Temperaturen mit elektrischer Rückführung der Daten auf das Informationsdisplay des Fahrwerkssystems. Bei einigen Flugzeugen mit integrierten Kühlgebläsen werden die Informationen der Wärmesensoren über die BCU-Software für entsprechende Ein- bzw. Abschaltsignale des Gebläses genutzt.

#### Bremsmomentsensor (Brake torque transducer)

Bremsmomentsensoren werden zur Optimierung des Regelungsprozesses für neuere Bremsysteme häufig eingesetzt. Hierdurch werden aggressive Nickmomente bei Flugzeugen (vor allem bei solchen mit kurzem Radstand) verhindert und somit erhöhte dynamische Bugfahrwerksreaktionen limitiert. Der Abgriff der Bremsmomente erfolgt je nach Fahrwerkskonfiguration entweder direkt am Bremsgehäuse oder am Bremsmomentgestänge des Achsträgers (Bogie beam).

#### Tachogenerator (Wheel speed sensor)

Jedem gebremsten Rad eines Flugzeugs (Ausnahme: Kleinflugzeuge) ist ein Tachogenerator zugeordnet, der in der Achse des jeweiligen Rades gelagert ist. Die Generatorachse ist über eine elastische Kupplung mit einer Radkappe verbunden. Der Generator erzeugt eine Wechselspannung deren Frequenz proportional zur Radgeschwindigkeit ist. Diese variable Frequenz wird über zwei abgeschirmte Kabelverbindungen in die Bremsregeleinheit eingespeist. Diese Information wird von einem Mikroprozessor in ein Steuersignal für das entsprechende Brems-/Antiblockierservoventil transformiert. Die früher üblichen Gleichstromgeneratoren mit Bürstenabgriff werden bei neueren Systemen nicht mehr benutzt, da sie als Störquelle (Elektro-Magnetische Interferenz, kurz: EMI) für

die empfindliche Elektronik nicht mehr akzeptabel sind.

### 14.3.5 Radbremsen (Wheel brakes)

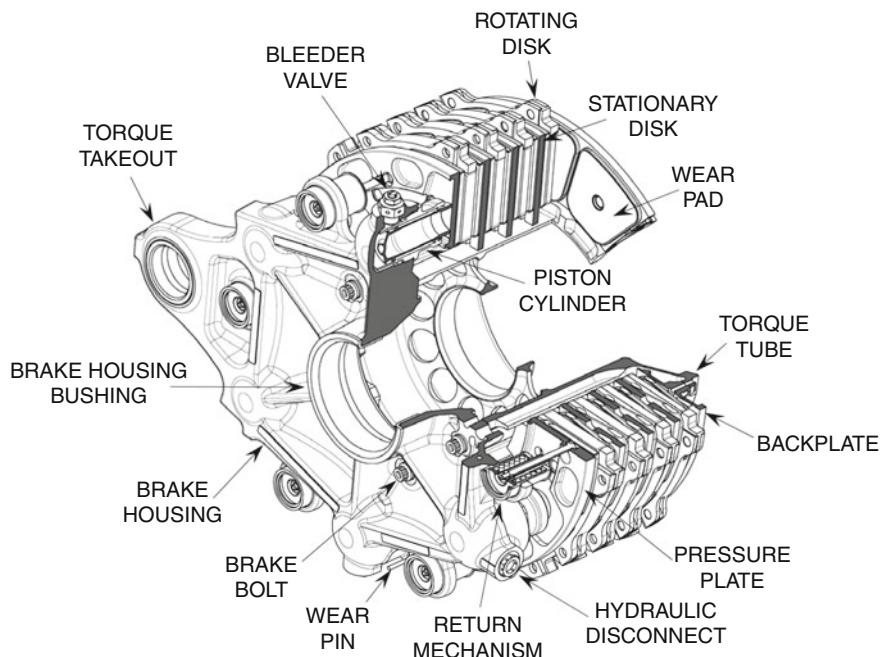
Radbremsen werden in verschiedenen Ausführungen hergestellt. Die beiden wesentlichen Prinzipien sind Trommel- und Scheibenbremsen. Trommellbremsen sind relativ schwer und kühlen langsamer ab als Scheibenbremsen und werden daher auch nur noch bei Kleinflugzeugen verwendet. Am häufigsten werden sogenannte Mehrscheibenbremsen (Multi disc brake) eingesetzt, [Abb.14.9](#). Dieser Typ zeichnet sich besonders durch eine kompakte Bauweise und die Fähigkeit sehr hohe Bremsmomente zu erzeugen aus.

Wegen der mehrfach höheren Energieaufnahmekapazität und der außerordentlichen Gewichtsvorteile von Kohlefaserbremsscheiben (Carbon-brake disc) im Vergleich zu Stahlbremsscheiben (z. B. Concorde ca. 600 kg oder Boeing B747 ca. 1200 kg Gewichtsreduzierung) kommen Bremspakte (Heat sink) aus Carbon im modernen Flugzeugbau immer häufiger zum Einsatz, [Abb.14.10](#).

Während bei einer Carbonbremse Statoren und Rotoren aus dem gleichen Werkstoff bestehen, tragen die Statoren einer Stahlbremse ein- bzw. beidseitig aufgenietete Bremsbeläge aus gesintertem Material. Die rotierenden Scheiben einer Stahlbremse sind beweglich segmentiert, um Verwerfungen zu vermeiden.

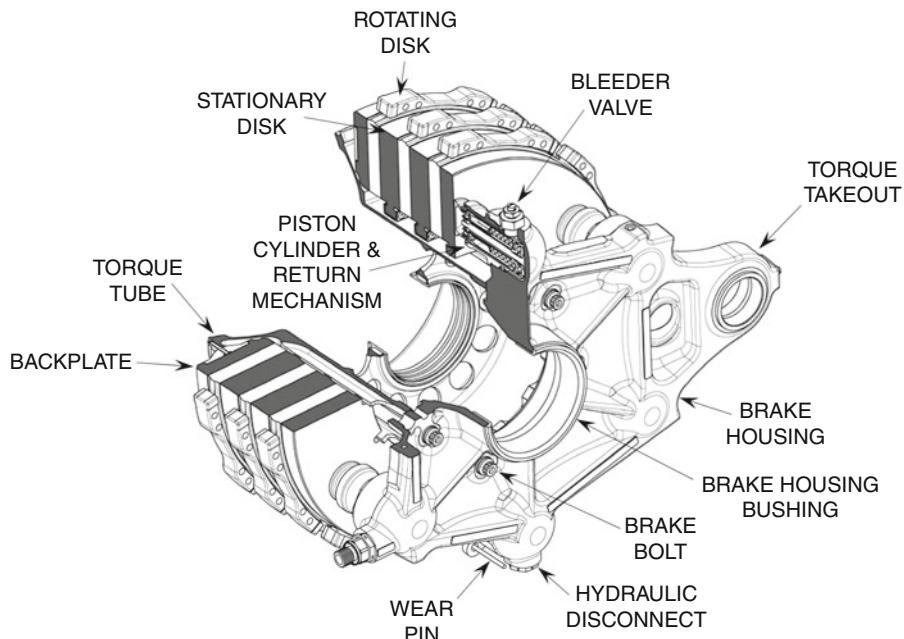
Unabhängig von der Materialauswahl des Bremsscheibenpaketes sind Konzeption und Nachstellmechanismen der Bremskolben (Brake piston) auch von verschiedenen Herstellern sehr ähnlich. Der Nachstellmechanismus bewirkt gleichbleibenden Kolbenhub unabhängig vom Verschleiß des Bremspaketes. Um den Verschleiß der Bremsscheiben auf einfache Weise schnell und zuverlässig messen zu können, wird ein Mess-Stab mit der Druckplatte des Bremsscheibenpaketes verbunden, der das jeweilige Tiefenmaß direkt ablesbar macht.

Die Betriebstemperatur des Hydrauliköls muss unterhalb von 120 °C bleiben, daher sind die Stirnseiten der Hydraulikkolben mit Isoliermaterial belegt.



### Steel Heat Sink Brake

Abb. 14.9 Stahlbremse (Quelle: Fa. ABSC/Meggitt)



### Carbon Heat Sink Brake

Abb. 14.10 Carbonbremse (Quelle: Fa. ABSC/Meggitt)

#### 14.4 · Reibwerkstoffe

Relativ neu ist die Verwendung von elektromechanischen Bremsen (Electric Brake Actuator, kurz: EBA), □ Abb. 14.11. Diese Bauweise wurde bei einem Verkehrsflugzeug erstmals 2011 serienmäßig eingeführt. Statt mit mehreren hydraulisch betätigten Bremskolben werden bei dieser Bauart die Bremsscheiben von vier Elektromotoren pro Bremse verzögert. Es wird erwartet, dass folgende Vorteile mit diesem Prinzip gegenüber der hydraulischen Bremse realisiert werden:

- Geringere Temperaturempfindlichkeit (z. B. keine Undichtigkeiten des Hydrauliksystems bei Überhitzung der Bremsen)
- Höhere Verfügbarkeit (z. B. Flugdurchführung auch bei Defekt eines der vier elektrischen Antriebe)
- Längere Parkzeiten sind möglich, da ein Lösen der Parkbremse nicht vom natürlichen Druckabfalls des Hydrauliksystems beeinflusst wird und die Bremskraft während des Abkühlens der Bremsen automatisch nachgeregelt werden kann
- Vereinfachte Wartung (z. B. Austausch eines Bremsaktuators ohne Bremsenausbau)
- Bessere Systemüberwachung (z. B. elektronische Verschleißanzeige der Bremsen)



□ Abb. 14.11 Elektromechanische Bremse (Quelle: Messier-Bugatti-Dowty (Safran group))

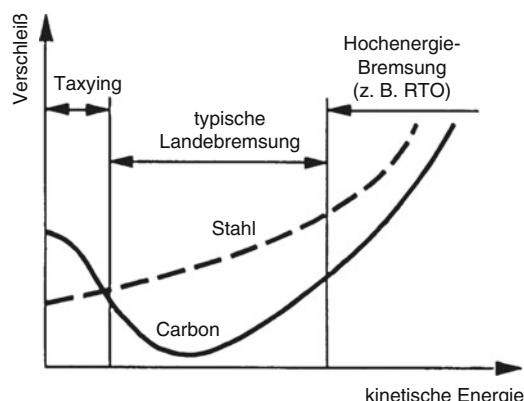
Das Kolbengehäuse der Bremse (Aluminium) ist über ein Torsionsrohr (Stahl/Titan), auf dem die Statoren in Längsrichtung beweglich gelagert sind, mit dem Fahrwerksbein verbunden. Der Antrieb der Rotoren durch die Fahrwerksräder erfolgt über am Rad-Innenumfang angeordnete Mitnehmersteg. Das erzeugte Bremsmoment wird je nach Fahrwerkskonfiguration entweder direkt über einen Flansch oder ein Gestänge in das Fahrwerksbein übertragen.

Die thermische Abstrahlung der Bremse auf das Rad und den Reifen wird durch einen umlaufenden Hitzeschild aus laminierten Stahl- oder Titanblech auf der Rad-Innenfelge soweit abgeschirmt, dass die im Felgenbett integrierten Schmelzsicherungen nur bei extremen Temperaturen ( $T \geq 200^\circ\text{C}$ ) abblassen, um ein Platzen der Reifen zu verhindern.

#### 14.4 Reibwerkstoffe

Die am Ende der Regelkette stehende Bremse ist zwar unabhängig von der Bremssystemkonzeption, jedoch hat die Auswahl des Reibmaterials ganz erheblichen Einfluss auf die Brems-Eigenschaften des Flugzeugs. Beispielsweise unterscheiden sich Stahlbremsen in ihren Bremsmomentverläufen und ihrem Verschleißverhalten ganz erheblich von Kohlefaserbremsen, □ Abb. 14.12.

Als Reibwerkstoff werden bei Flugzeugbremsen in der Regel Stahl oder Carbon (engl. Carbon Fibre Reinforced Plastic, kurz: CFRP) verwendet.



□ Abb. 14.12 Verschleißcharakteristik Stahl–Carbon

**Tabelle 14.1** Werkstoffeigenschaften

Größe	Einheit	Stahl	Carbon GY 3000	Beryllium	Erwünschte Eigenschaft
Dichte	$\left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	7850	1690	1830	
Spezif. Wärmekapazität $c_F$ (260 °C)	$\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$	0,54	1,30	2,34	hoch
Wärmeübertragung (bei 260 °C)	$\left[ \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$	13,7	57	42,8	hoch
Wärmausdehnung (bei 260 °C)	$\left[ \frac{\mu\text{m}}{\text{m K}} \right]$	15,1	2,7	11,5	gering
max. zulässige Betriebstemperatur	[°C]	1150	2200	930	hoch
Zulässiges Thermoschockverhältnis	[10 <sup>5</sup> ]	5500	141	2700	hoch

Seit der Indienststellung des Überschallverkehrsflugzeugs Concorde werden bei neueren Flugzeugen verstärkt Bremsscheiben aus Carbon eingesetzt. Bei diesem Bremsscheibenwerkstoff macht sich besonders die enorme Gewichtseinsparung bemerkbar. Dies ist besonders für Flugzeuge interessant, die auf Langstrecken eingesetzt werden. Darüber hinaus sind auch die hohe Hitzebeständigkeit und die längere Lebensdauer gegenüber Stahl von Vorteil.

Allerdings gibt es auch Nachteile wie: Größerer Einbauraum, Streubereich der Bremsmomente bei gleichem Pedaldruck und höhere Ersatzteilkosten.

Besonders bemerkenswert ist die Verschleißcharakteristik von Carbon, das im Gegensatz zu Stahl nicht mit zunehmender Energie gleichmäßig verschleift, sondern sich bei geringer Energie relativ stark abnutzt und bei höheren Anforderungen sehr wenig Verschleiß aufweist.

Weitere Werkstoffe spielen derzeit eine eher untergeordnete Rolle. Die früher neben Stahl auch angewandten Werkstoffe für Bremsscheiben wie Beryllium (Bildung toxischer Gase) und Kupfer (hohes Gewicht) werden heute nicht mehr genutzt. Beispielsweise ist noch bei dem militärischen Transportflugzeug Transall C-160 für die Bremsscheiben Kupfer im Einsatz. Der Bremsenwerkstoff Beryllium wurde unter anderen bei der Lockheed C-5 A verwendet.

**Tab.14.1** zeigt die physikalischen Eigenschaften der Reibwerkstoffe Stahl, Carbon und Beryllium.

Die Reibbeiwerte der Bremse sind infolge der stark nichtlinearen Abhängigkeiten von Temperatur, Gleitgeschwindigkeit, Flächenpressung, usw.

gewissen Schwankungen unterworfen. Als ungefähre Richtwerte können folgende Wertebereiche für mittlere Reibwerte von Scheiben und Lamellenbremsen dienen:

- Stahl:  $\mu_B \approx 0,11 \dots 0,35$
- Carbon:  $\mu_B \approx 0,16 \dots 0,25$

## 14.5 Kühlung und Temperaturüberwachung

### 14.5.1 Thermische Belastungen

Infolge von Walkarbeit des Reifen und Abwärme der Bremse entstehen in der Felge thermische Belastungen. Die bei der Walkarbeit auftretende Wärme liegt in der Regel unter 50 °C und ist daher nicht weiter kritisch. Jedoch die Bremse selbst erreicht unter extremen Bedingungen (z. B. beim Startabbruch) Temperaturen, die von 600 °C (Stahlbremsscheiben) bis über 1000 °C (Carbon-Bremsscheiben) reichen. Um die Felge und den Reifen vor diesen hohen Temperaturen zu schützen, werden zwischen Bremse und Felge sogenannte Hitzeschilde eingerüstet. Sollte die Temperatur trotzdem einen definierten Grenzwert überschritten, sorgen Schmelzsicherungen im Felgenbett für eine Freigabe des Druckes im Reifen um eine Explosion zu verhindern.

Der Reifen ist aus Sicherheitsgründen nicht mit Luft, sondern mit Stickstoff gefüllt. Der Druckbereich liegt zwischen 10 und 28 bar. Aufgrund des hohen Druckes ist ein überhitztes Rad bzw. ein in

## 14.5 · Kühlung und Temperaturüberwachung

Brand geratener Reifen, der noch nicht abgeblasen hat, eine große Gefahr.

Auch der Werkstoff des Rades (meist eine Al-Legierung) kann trotz Hitzeschild überhitzt werden. Dabei kann eine Gefügeumwandlung auftreten, die die Radstruktur in bestimmten Bereichen erweicht oder verspannt und somit unbrauchbar macht.

Der Betrieb von Flugzeugen auf kurzen Start- und Landebahnen sowie die Forderung nach immer kürzeren Umlaufzeiten (Turn-around time) führt zu einem Anstieg der Temperatur bei den Bremsen. Vor dem Start eines Flugzeugs ist es jedoch wichtig, dass diese Temperatur unter einem definierten Grenzwert liegt, damit im Falle eines Startabbruchs genügend Energieaufnahmekapazität der Bremsanlage vorhanden ist. Außerdem kommt es vor, dass Verkehrsflugzeuge infolge hohen Verkehrsaufkommens große Rolldistanzen in einer Warteschlange mit häufigen Zwischenstopps (Stop&Go-Betrieb), bis zur Startbahn zurück legen müssen.

Da die Bremsen hierbei weiter erwärmt werden, ist diese thermische Belastung für die Auslegung besonders zu berücksichtigen.

### 14.5.2 Kühlung

Vor dem Start eines Flugzeugs dürfen die Bremsen eine Temperatur von ca. 180 °C (Stahl) bzw. ca. 300 °C (Carbon) nicht überschreiten, da dies wie schon gesagt zu einer nicht ausreichenden Energieaufnahmekapazität im Falle eines Startabbruchs führen würde. Außerdem würden die eingefahrenen Fahrwerke die Fahrwerksschächte (Landing gear bay) unzulässig hoch aufheizen.

Zu Beginn der 50er-Jahre wurden in den USA Entwicklungsarbeiten für flüssigkeitsgekühlte Bremsen durchgeführt. Diese Bremsen wurden an verschiedenen Flugzeugen getestet und schließlich für eine Boeing B-727 zugelassen. Dieses Konzept war zwar eine technisch gute Lösung, aber ein wirtschaftlicher Erfolg ließ sich damit nicht erzielen. Ein Grund dafür mag wohl das etwas höhere Gewicht gewesen sein. Nähere Informationen zum diesem Thema befinden sich im SAE Dokument AIR 5388.

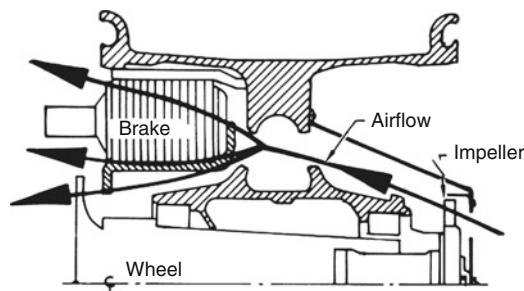


Abb. 14.13 Ventilator zur Bremsenkühlung

Seit Mitte der 60er-Jahre werden immer häufiger Flugzeugbremsen zum Zwecke der schnelleren Kühlung mit Lüftern (Brake cooling fans) ausgestattet, Abb. 14.13. Die Firmen Goodrich und Dunlop haben zuerst diese Geräte für die damaligen Verkehrsflugzeuge wie B-727, VC-10, BAC1-11 u. a. entwickelt. Heute gehört der Lüfter zur Standardausstattung vieler Flugzeuge mit kurzen Umlaufzeiten (Turnaround times).

Ein in der Radachse befindlicher Ventilator bläst hierbei durch die Schlitze des Rades die kühlere Umgebungsluft direkt auf das Bremsscheibenpaket. Dieser Lüfter wird vom bordeigenen elektrischen Versorgungssystem in der Regel mit 115 V AC betrieben.

### 14.5.3 Temperaturüberwachung

Die Überwachung der Temperatur von Bremsen wird mithilfe von Thermoelementen, die an jeder Bremse angebracht sind durchgeführt. Die hiermit gemessenen Werte werden über entsprechende elektronische Geräte (Brake Temperature Monitoring Unit, kurz: BTMU) im Cockpit zur Anzeige gebracht. Wird ein vorher definierter Grenzwert überschritten, so wird dies in der Temperaturanzeige besonders deutlich gemacht.

Als Temperatur-Sensor werden der Typ Chrome-alumel mit einen Übertragungsbereich von 95–760 °C und der „Platinum ceramic“ Typ mit einem Einsatzspektrum von 70–1090 °C verwendet.

## 14.6 Ausblick, Perspektiven

Der Entwicklungstrend sowohl im militärischen als auch im zivilen Flugzeugbau wird heute ganz wesentlich von betriebswirtschaftlichen Faktoren bestimmt. Von allen Bordsystemen werden erhöhte Zuverlässigkeit, steigende Effizienz und minimales Gewicht bei minimalen Einbauraum und reduzierter Kosten erwartet. Voraussehbare Weiterentwicklungen werden auf folgenden Gebieten erwartet:

- Bremssysteme mit optischer Signalübertragung (Brake-by-light), um die EMV (Elektro-Magnetische Verträglichkeit) Problematik weitestgehend auszuschalten,
- Einsatz von hocheffizienten Materialien mit langer Lebensdauer um die Kosten (Life cycle cost) zu optimieren
- Nutzung von Brems Scheiben aus Hybridwerkstoffen, die bei reduziertem Einbauvolumen wesentlich höhere Energien aufnehmen können,
- Dezentrale Hydraulikversorgung mit elektrisch betriebenen Mikropumpen
- Verstärkter Einsatz von elektromotorisch betätigten Bremsen, die ein potentielles Entflammbarkeitsrisiko minimieren und Wartungskosten senken,

- Einsatz von robusten und nahezu wartungsfreien Komponenten und Geräten,
- Ausbau der Verwendung von integrierten elektronischen Avionik-Module (standardsierte Hardware) mit leistungsfähigen Datenbusssystemen (z. B. AFDX) statt separater, funktionsbezogener Steuergeräte,
- Verwendung von Hardware-unabhängiger Software.

## Literatur

1. Currey, Norman, S. (Hrsg.): Aircraft Landing Gear. AIAA, Washington, D.C (1988)
2. Conway, H.G. (Hrsg.): Landing Gear Design. Chapman & Hall, London (1958)
3. Beck, G. (Redaktion): Grundlagen der Flugzeugtechnik. Verlag TÜV Rheinland, Köln (1980)

## SAE-Richtlinien

4. AS 8584: Brake Systems, Wheel, Military Aircraft
5. ARP1493: Wheel and Hydraulically Actuated Brake Design and Test Requirements for Military Aircraft
6. ARP6184: Military Wheels and Electrically Actuated Brakes
7. AIR 1739: Information on Antiskid Systems
8. AIR 5372: Brake-by-Wire (BBW), Brake Control Systems, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, March 2002
9. AIR 5388: Unique Wheel and Brake Designs

# Bremssysteme für Rennwagen

*Riccardo Cesarini, Omar Cividini und Mauro Piccoli*

- 15.1 Einführung – 378**
- 15.2 Leistungsfähigkeit eines Bremssystems für Rennwagen – 378**
- 15.3 Bremsanlage – 380**
  - 15.3.1 Bremszange – 381
  - 15.3.2 Hauptzylinder – 382
- 15.4 Kühlung der Bremsanlage – 384**
- 15.5 Reibmaterialien – 386**
  - 15.5.1 Carbon-Carbon-Vorgang – 387
  - 15.5.2 Carbon-keramischer Vorgang – 388

## 15.1 Einführung

In diesem Kapitel werden Bremsanlagen für Rennwagen beschrieben, die aufgrund ihrer besonderen Eigenschaften mehr auf einen leistungsorientierten Einsatz ausgerichtet sind, als auf Komfort und Wirtschaftlichkeit. Die Leistungsanforderungen an diese Bremsanlagen werden veranschaulicht, einhergehend mit Funktionsdiagrammen und einer Betrachtung jeder Einzelkomponente. Das Kapitel stellt schließlich die im Rennsport gebräuchlichen Reibungsmaterialien dar, wobei auf Carbonkomponenten detailliert eingegangen wird.

## 15.2 Leistungsfähigkeit eines Bremssystems für Rennwagen

Aus der Analyse der Telemetriedaten eines Formel 1 Rennwagens (Abb. 15.1) kann man die Leistungen erkennen, die von einem solchen Bremssystem während einer typischen Bremsphase abverlangt

werden. Insbesondere wurde im Folgenden für eine Reihe von Anwendungen für verkleidete und unverkleidete Räder typisches und nicht besonders aggressives Bremsen gewählt.

Die Abb. 15.2 und Abb. 15.3 zeigen entsprechende Messungen von Längsbeschleunigung, Querbeschleunigung, sowie den Drücken in den Hauptzylindern für Vorderachse (VA) und Hinterachse (HA).

Aus den Diagrammen kann man erkennen, dass der Fahrer 85 m vor dem Einlenken des Wagens in die Kurve zu bremsen beginnt (das Einlenken wird genau durch den Wendepunkt der Querbeschleunigung gekennzeichnet). Infolgedessen geht die Geschwindigkeitsänderung von 300 km/h auf 100 km/h in 1,3 Sekunden mit einer Verzögerung von über  $4 g$  einher. Um das zu erreichen, muss die Bremsanlage einen Druckgradienten von über 280 bar/s erzeugen, wobei die üblichen Betriebsdrücke gewöhnlich über 50 bar liegen.

Durch die Berechnung des Bremsmomentes und der Belaganpresskräfte gegen die Scheibe erhält

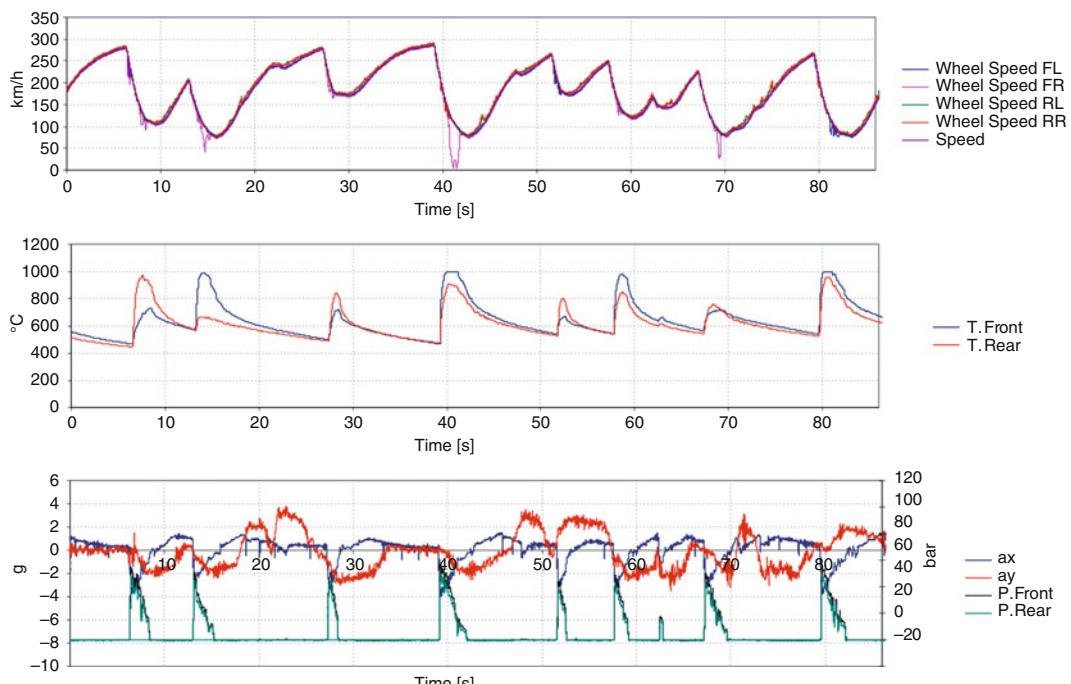


Abb. 15.1 Telemetriedaten eines Rennwagens

## 15.2 · Leistungsfähigkeit eines Bremssystems für Rennwagen

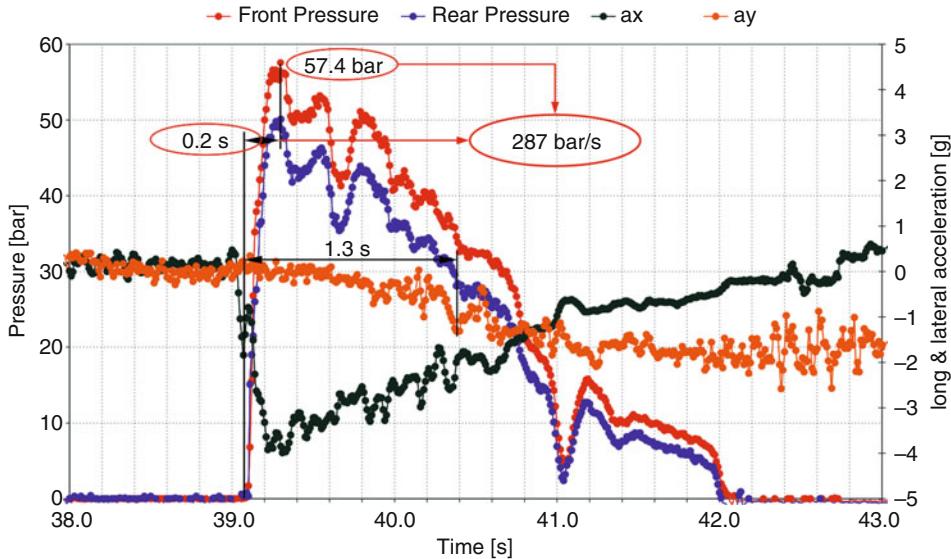


Abb. 15.2 Typischer Bremsverlauf über der Zeit

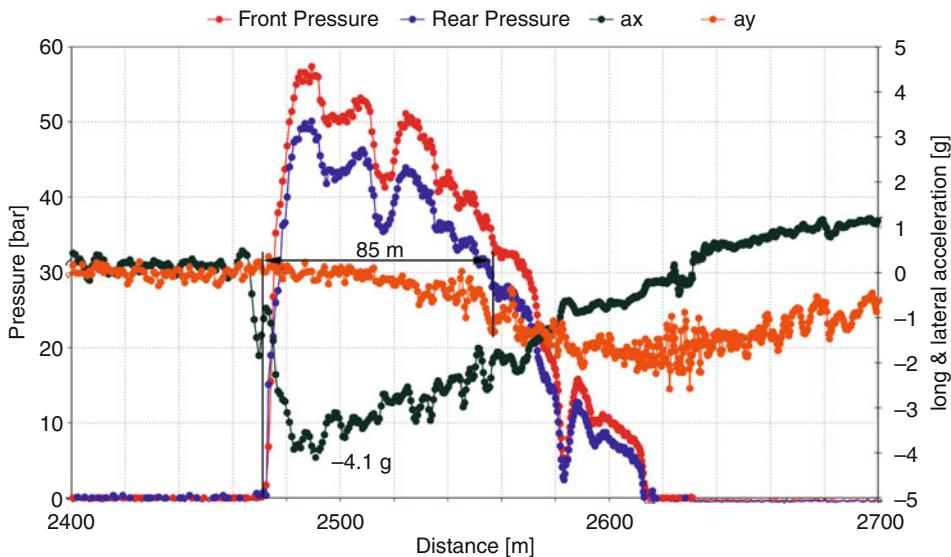


Abb. 15.3 Druck und Beschleunigung über dem Weg

man einen Eindruck von den Kräften, die während dieser Bremsung wirken (Abb. 15.4). In diesem Fall wird ein maximales Bremsmoment von 1650 Nm erreicht, korrespondierend mit einer Belagpresskraft auf die Scheibe von 28.200 N.

In dieser kurzen Zeitspanne muss der Fahrer den Druck auf das Bremspedal modulieren, um die

Bremskraft mit abnehmender Abtriebskraft zu verringern. Da er ein System bedient, welches beträchtliche Kräfte erzeugen kann, muss er versuchen, die Balance des Autos nicht zu abrupt zu ändern, um eine Destabilisierung zu vermeiden.

Folglich muss eine Rennbremsanlage schnell ansprechen, reaktionsfreudig und leicht anzupassen

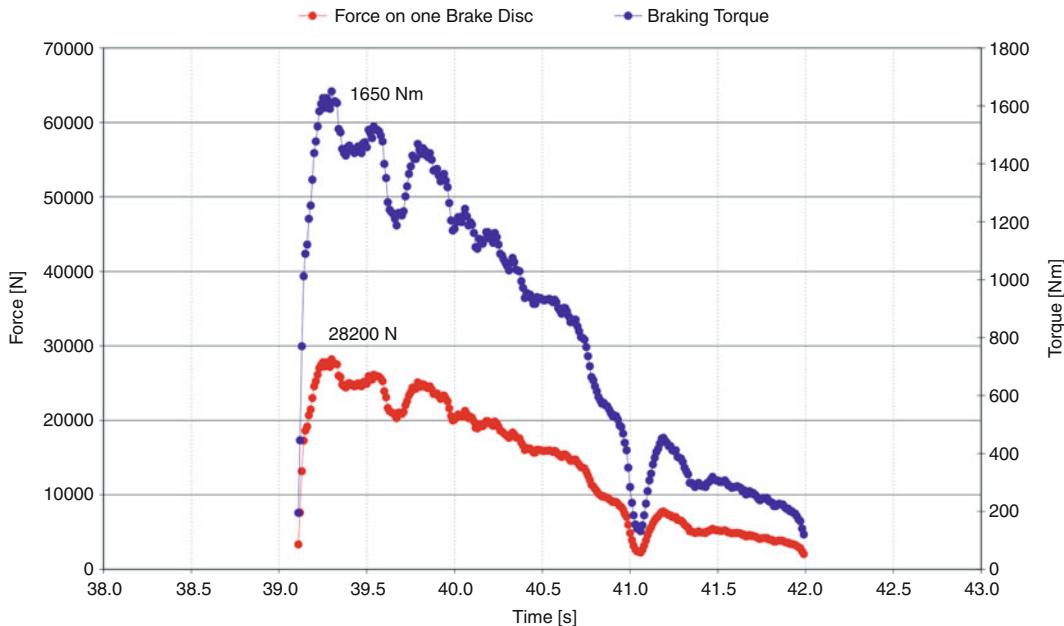


Abb. 15.4 Bremsmoment und Axialkraft an einer Bremsscheibe

sein sowie eine hohe Stufe der Reproduzierbarkeit aufweisen. Dies erlaubt es dem Fahrer, die Reaktion des Bremssystems vorherzusehen und somit immer am selben Punkt den Bremsvorgang zu starten.

### 15.3 Bremsanlage

Nun soll verständlich gemacht werden, aus welchen Einzelkomponenten eine Rennbremsanlage besteht (Abb. 15.5). Der Fahrer betätigt das Bremspedal und damit den VA-Hauptzylinder und den HA-Hauptzylinder, welche den Hydraulikdruck im System erzeugen. In den meisten Fällen erlaubt es das Rennreglement nicht, Ausstattungen wie Bremskraftverstärker oder ABS einzusetzen, wie sie zum Beispiel in Hochleistungssportwagen aus serienmäßiger Herstellung verwendet werden (z. B. Ferrari Challenge). Somit hat der Fahrer nur über die aufgebrachte Pedalkraft Einfluss auf den Bremsvorgang.

In der obigen Abbildung sind die zwei Hauptzylinder durch ein kinematisches Element miteinander verbunden, welches auch als „Bremsbalanceverstellung“ bezeichnet wird. Diese kann die vom

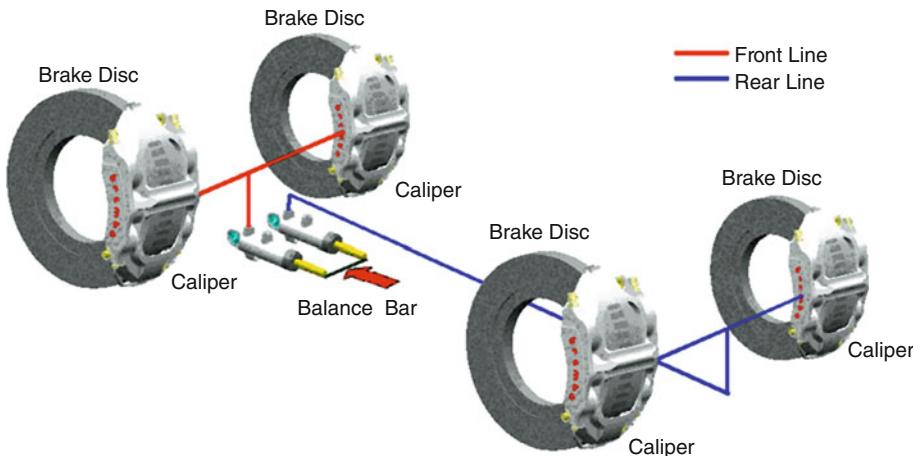
Bremspedal aufgebrachte Kraft auf die Druckstangen der beiden Hauptzylinder aufteilen. Das Bremspedal funktioniert als ein Hebel, der die vom Fahrer aufgebrachte Betätigungs Kraft verstärkt. Das Hebelverhältnis, welches gewöhnlich zwischen 3 : 1 und 6 : 1 liegt und die Auswahl der Hauptzylinderdurchmesser beeinflussen zwangsläufig die Sensibilität des Fahrers für das System und in Folge dessen auch die Rückmeldung des Systems in Bezug auf die aufgewendete Pedalkraft und den Pedalweg.

In den meisten Fällen werden die Hauptzylinder von zwei separaten Ausgleichsbehältern versorgt.

Die Hydraulikleitungen, die in Strömungsrichtung an den Hauptzylindern beginnen, sind jeweils einer Achse zugeordnet und bestehen aus teils starren und teils flexiblen Bremsleitungen, die zwei bis drei Millimeter Innendurchmesser haben. Diese enden an den Bremszangen.

Die Bremszange spielt natürlich eine entscheidende Rolle im Bremssystem. Da sie die reifengefederten Massen erhöht, sollte sie leicht sein. Sie muss steif sein, damit das vom Hauptzylinder unter Druck gesetzte und geförderte Volumen der Bremsflüssigkeit im System fast ausschließlich für die Erzeugung der Bremskraft benutzt wird und

### 15.3 · Bremsanlage



■ Abb. 15.5 Typische Konfiguration eines Bremssystems

nicht für die Verformung der Bremszange verschwendet wird. Sie sollte auch die Bremsflüssigkeit vor den hohen Temperaturen schützen, die durch die Reibung zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe entstehen. Schließlich muss sie durch einfache Entlüftbarkeit ein hohes Sicherheitsniveau garantieren.

Die Bremsscheibe für den Renneinsatz ist in der Regel nicht einteilig, wie bei normalen Autos, sondern besteht aus dem Reibring und einer Glocke, welche die Bremskräfte überträgt.

Im vorherigen Abschnitt wurde erläutert, wie schnell die Druck- und Zustandsänderungen vonstatten gehen, welchen das Bremssystem eines Rennwagens unterworfen ist. Bedingt durch solche Konstruktionseinschränkungen ist es zwingend notwendig, die Verzögerungen und Zeitabstände im Ansprechverhalten des hinteren und vorderen Hydraulikkreislaufs zu kennen und zu untersuchen. Die Optimierung der Bremsleitungen und der Bremsanschlüsse führt dazu, dass die Volumenverluste auf ein Minimum reduziert und somit kontrolliert werden können, um ein adäquates Ansprechverhalten des Bremssystems an beiden Achsen zu garantieren.

Die hydraulische Auslegung der Bremskreise geschieht nicht nur auf der Basis spezieller statischer und dynamischer Versuchsreihen, sondern auch unter Einbindung mathematischer Simulationsmodelle, die auch die Systemkomponenten,

Hauptzylinder und Bremszangen beinhalten. Diese Berechnungen werden mit Simulationswerkzeugen wie Matlab<sup>1</sup> und Simulink<sup>1</sup> durchgeführt.

#### 15.3.1 Bremszange

Bremszangen für Rennwagen sind immer sehr steif ausgelegt, sodass es Aufgabe der Baugruppe Bremsscheibe/Glocke ist, die notwendige Bewegung zur Erzielung des Luftspiels zwischen Bremsbelägen und Bremszange auszuführen.

Zwei grundlegende technische Anforderungen sind in den Rennbremszangen vereinigt. Sie müssen erstens steif ausgelegt sein, um noch kürzere Pedalwege zu erreichen. Zweitens müssen sie leicht sein. Dies ist eine wichtige Eigenschaft, da bei Rennwagen die Massenverteilung einen entscheidenden Einfluss auf die Leistungsfähigkeit hat. Diese zwei Aspekte hängen auch vom Rennreglement ab, da dort oft Grenzen für Bremsanlagen in Bezug auf Konstruktion und eingesetzte Werkstoffe festgelegt werden. In der Formel 1 Meisterschaft zum Beispiel muss das Material für die Bremszangen ein Elastizitätsmodul von weniger als  $0,8 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  haben. Dies erfordert Legierungen, deren Steifigkeit möglichst dicht an das vorgeschriebene Limit geht und die auf der anderen Seite das geringst mögliche spezifische Gewicht haben.

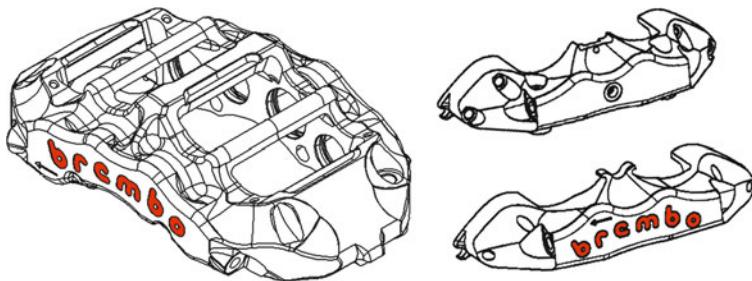


Abb. 15.6 Einteilige und zweiteilige Bremszange

Eine Bremszange besteht aus folgenden Bauteilen:

- Das Bremszangengehäuse: Dieses kann ein einteiliges Gehäuse sein, welches entweder gegossen oder geschmiedet wird, oder ein mehrteiliges Gehäuse, welches normalerweise aus Leichtmetallguss hergestellt wird (Abb. 15.6). Um die Oberflächenhärte des Werkstoffs zu erhöhen, wird das Gehäuse harteloxiert oder vernickelt. Dies ist nötig, um es widerstandsfähig gegenüber Beschädigungen zu machen, die z. B. bei eventuellen Kollisionen mit der Radfelge während eines Reifenwechsels entstehen können oder die durch Fremdkörper auf der Strecke (Steine, Trümmer, etc.) verursacht werden können.
- Bremskolben: Diese bestehen aus eloxiertem Aluminium mit einem zusätzlichen Titaneinsatz, um sie von der Hitze zu isolieren, die von den Bremsbelägen kommt.
- Verbindungsrohr: Es besteht normalerweise aus rostfreiem Stahl und erlaubt es der Bremsflüssigkeit, die dem Druckanschluss gegenüberliegende Seite zu erreichen.
- Dichtringe: Diese sind sehr wichtig, nicht nur um die Dichtheit des Hydrauliksystems auch unter hohen Temperaturen zu gewährleisten, sondern auch um das Lüftspiel der Kolben zu beeinflussen (roll-back). Wenn der Dichtring es dem Kolben nicht ermöglicht in das Lüftspiel zurückzugeleiten, dann kann ein Restbremsmoment zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe entstehen. Auf der anderen Seite wird der Fahrer eine Verlängerung des Bremspedalwegs bemerken, wenn der Kolben in ein zu großes Lüftspiel zurückfahren würde.

- Entlüftungsschrauben: Mit diesen Schrauben kann man das Bremsystem entlüften und alle Luftblasen aus der Bremszange entweichen lassen.

### 15.3.2 Hauptzylinder

Ein Hauptzylinder besteht aus folgenden Grundkomponenten (Abb. 15.7):

- Der Hauptzylinder besteht aus form- oder druckgegossenem Aluminium oder er wird manchmal aus Vollmaterial hergestellt (Gehäuse, 1). Das Gehäuse besitzt eine Drucköffnung (2), um die Bremsflüssigkeit an den Bremskreis weiterzuleiten. Zwei kleinere Öffnungen (Nachlaufbohrung, 3; Ausgleichsbohrung, 4) sind mit dem Ausgleichsbehälter verbunden. Das gesamte Gehäuse ist harteloxiert. Die Kolbenbohrung, in welcher der Druckkolben (5) gleitet, ist dem Verschleiß unterworfen, sodass sie sehr genau gefertigt werden muss (Bohren, Reiben, Läppen).
- Der Druckkolben (5) besteht aus gedrehtem Aluminium mit Absätzen für die primäre und die sekundäre Manschette (6 und 7). Neben der Kalotte für die Aufnahme des Kugelkopfes der Druckstange (8) muss auch die Kolbenfläche vor Verschleiß geschützt werden, so dass die Oberfläche harteloxiert und geläppt werden muss.
- Die Druckstange (8) ist ein notwendiges Element, um die Kraft vom Bremspedal auf den Druckkolben weiterzuleiten. Die Druckstange ist an ihrer Kontaktstelle zum Druckkolben kugelförmig gedreht und erlaubt somit einen Winkelausgleich zwischen diesen beiden

## 15.3 · Bremsanlage

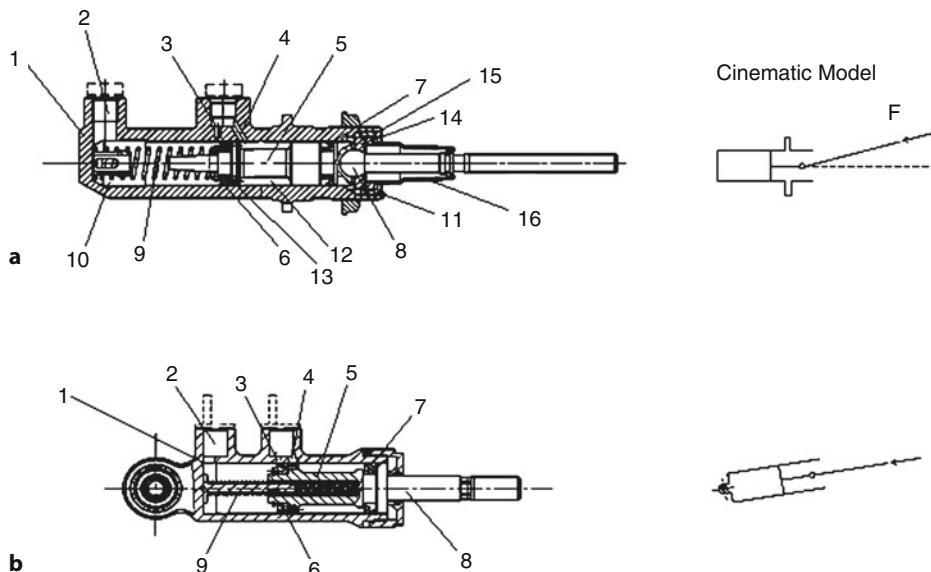


Abb. 15.7 Hauptzylinder

Bauteilen. Dies ist notwendig, um den Teilkreisbogen auszugleichen, den das Bremspedal während der Betätigung beschreibt.

- Die Druckfeder (9) bringt den Druckkolben nach der Betätigung zurück in die Ruhestellung.

Auf andere Komponenten wird später eingegangen.

Die in Abb. 15.7a gezeigte Konstruktion ist nicht die einzige mögliche für Hauptzylinder. Eine neuere Konstruktion (Abb. 15.7) vermeidet den Drehfreiheitsgrad zwischen Druckstange und Druckkolben. Während der Winkelausgleich in Zeichnung (a) durch die kugelförmige Kontaktfläche hergestellt wird, gleicht in Zeichnung (b) der gesamte Hauptzylinder den durch das Bremspedal erzeugten Teilkreisbogen aus.

Der Vorteil der zweiten Konstruktion ist, dass die durch das Bremspedal aufgebrachte Druckkraft  $F$  vollständig an den Druckkolben weitergeleitet wird. In der ersten Konstruktion ist die aus der Druckkraft  $F$  resultierende Kraft je nach Umlenkwinkel mehr oder weniger verlustbehaftet (vgl. kinematische Modelle).

Der folgende Abschnitt bezieht sich ausschließlich auf die herkömmliche Konstruktion (a) in Abb. 15.7.

Ein Hauptzylinder für eine Rennbremsanlage funktioniert folgendermaßen:

Der Druckkolben ist in seiner Ruheposition, wenn auf die Druckstange keine Kraft ausgeübt wird. In diesem Zustand ist der Zylinderabschnitt zwischen Bremsleitungsanschluss und der primären Manschette (Druckkammer, 10), welcher auch die Druckfeder enthält, mit Bremsflüssigkeit gefüllt und mit dem Ausgleichsbehälter über die Nachlaufbohrung verbunden. Die Flüssigkeit steht sowohl im Ausgleichsbehälter als auch in der Druckkammer unter atmosphärischem Druck.

Wenn sich der Druckkolben in seiner Ruhestellung befindet, ist zwischen der linken Lippe der primären Manschette (6) und der Nachlaufbohrung ein definierter Abstand. Dieser wird auch als Leerweg oder Spiel bezeichnet und stellt sicher, dass die Druckkammer unter diesen Bedingungen ständig mit dem Ausgleichsbehälter verbunden ist. Dieses Spiel kann mit dem Gewindering (11) eingestellt werden, der sich nahe an der kugelförmigen Kontaktfläche zwischen Druckstange und Druckkolben befindet. Durch das Verdrehen des Gewinderings wird die gesamte Baugruppe innerhalb des Gehäuses axial verschoben und erlaubt somit die Einstellung des Spiels zwischen der primären Manschette und der Nachlaufbohrung.

Wenn auf die Druckstange über die Bremspedalkraft Druck ausgeübt wird, gleitet der Druckkolben in der zylindrischen Bohrung des Hauptzylindergehäuses. Das dient hauptsächlich dazu, um das Spiel zwischen primärer Manschette und Nachlaufbohrung zu überwinden (in dieser Phase herrscht immer noch atmosphärischer Druck im System und etwas Bremsflüssigkeit fließt von der Druckkammer zurück in den Ausgleichsbehälter). Die primäre Manschette verschließt dann die Nachlaufbohrung und presst die Flüssigkeit in den Bremskreislauf, wobei die unvermeidlichen Lufts piele zwischen Bremskolben und Bremsbelägen und zwischen Bremsbelägen und Bremsscheiben ausgeglichen werden. Ab diesem Zeitpunkt wird durch die auf den Kolben wirkende Kraft der Druck in der Druckkammer und damit im Bremskreis erhöht.

Der Druckkolben weist in dem Bereich zwischen den beiden Manschetten eine Durchmesser verjüngung auf und formt damit die Ausgleichskammer (12) aus, die über die Ausgleichsbohrung während des gesamten Kolbenwegs mit dem Ausgleichsbehälter verbunden ist. Die in dieser Kammer befindliche Bremsflüssigkeit steht immer unter atmosphärischem Druck.

Wenn auf den Druckkolben keine Kraft mehr wirkt, wird er durch die Druckfeder in die Ruhestellung zurückgeschoben und der Flüssigkeitsdruck in der Druckkammer fällt wieder auf atmosphärischen Druck zurück. Wie zuvor erwähnt, muss der Druckkolben wieder soweit zurückgleiten, dass die Druckkammer und der Ausgleichsbehälter über die Nachlaufbohrung verbunden sind, um die durch Temperaturänderungen oder Abnutzung entstandenen Volumenänderungen der Bremsflüssigkeit im Bremskreislauf auszugleichen. Die primäre Manschette ist so eingebaut, dass sie nur in der Richtung wirkt, in der auch die Bremsflüssigkeit in die Druckkammer fließt (Abb. 15.8). Die andere Seite liegt an dem Bund mit dem maximalen Kolvendurchmesser an. Dieser Bund besitzt mehrere kleine koaxiale Durchgangsbohrungen. Zwischen der primären Manschette und dem Druckkolben befindet sich eine Füllscheibe (13). Sobald nun der Druckkolben zurückgleitet, kann sich die äußere Lippe der primären Manschette deformieren und über die vorher erwähnten koaxialen Bohrungen im Druckkolben die Druckkammer

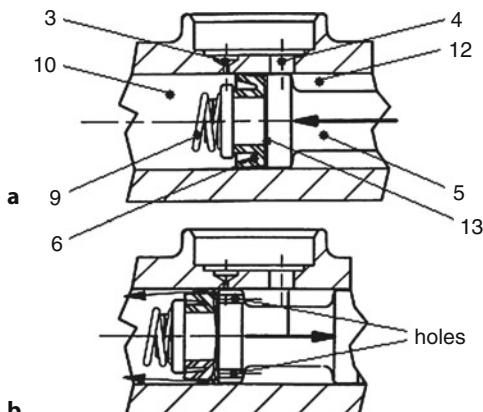


Abb. 15.8 Primäre Manschette

mit der Ausgleichskammer verbinden. Dadurch fließt die Bremsflüssigkeit von der Ausgleichskammer in die Druckkammer, um den zusätzlichen Volumenbedarf an Bremsflüssigkeit durch Temperaturänderungen und Abnutzung der Bremsbeläge und Bremsscheiben auszugleichen. Die sekundäre Manschette, die ebenfalls nur in eine Richtung wirkt, verhindert das Austreten von Bremsflüssigkeit aus der Ausgleichskammer nach außen sowie das Eindringen von Staub und Luft in das Bremsystem.

Das kugelförmige Druckstangenende wird über eine Lochscheibe (14), den Gewindering (11) und einen Sicherungsring (15) in dem Druckkolben positioniert. Die gesamte Einheit ist gegen das Eindringen von Staub und Fremdkörpern mit einer Gummikappe (16) geschützt. Kleine Löcher in der Gummikappe dienen zur Ventilation und verhindern, dass während der Betätigung ein Überdruck unter der Gummikappe entsteht und somit Luft an der Lippe der sekundär Manschette vorbei strömt.

## 15.4 Kühlung der Bremsanlage

Eine Rennwagenbremsanlage wird ausschließlich über die am Wagen angebrachten Luftkanäle gekühlt.

Eine typische Konstruktion für eine solche Baugruppe ist anschaulich in Abb. 15.9 dargestellt. Der Luftkanal leitet den Luftstrom auf die Radnabe, um die Radlagerung zu kühlen. Danach wird

#### 15.4 · Kühlung der Bremsanlage

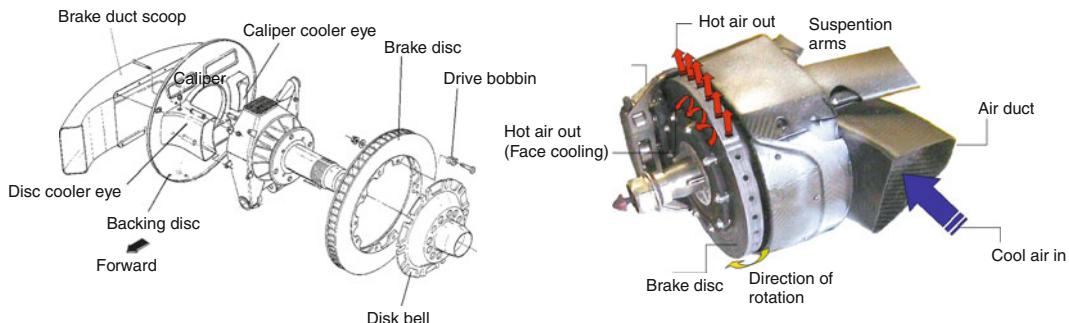


Abb. 15.9 Typische Rennwagenradnabe mit angebauter Luftzuführungsbaugruppe

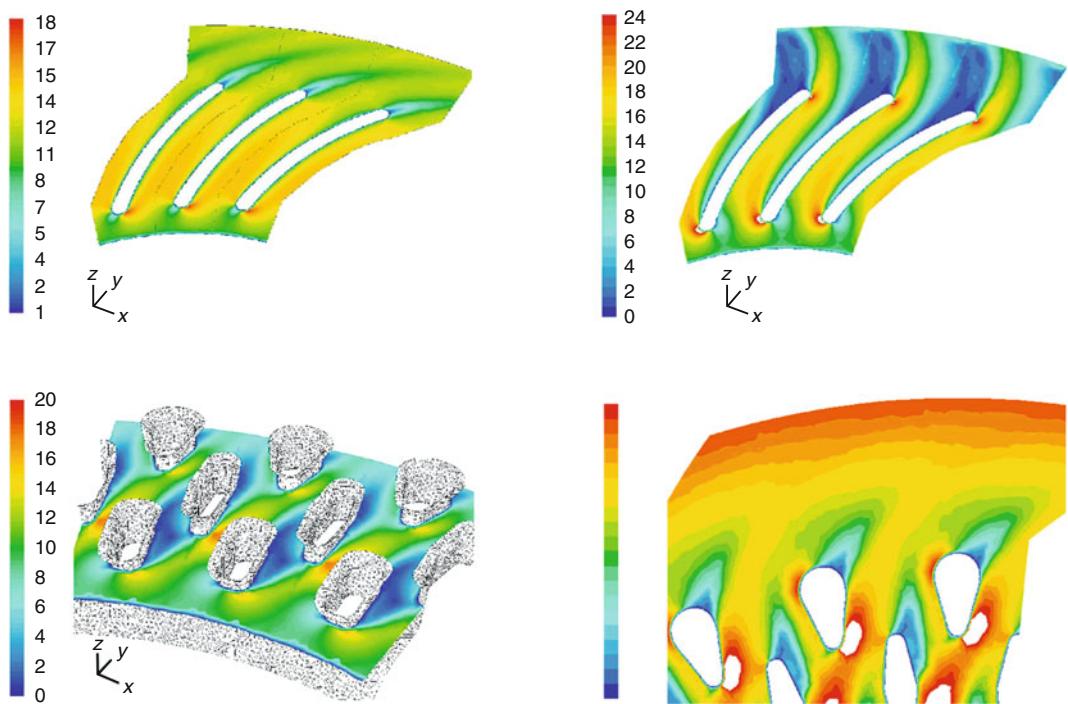


Abb. 15.10 Dynamische Temperaturverlaufssimulation

der Luftstrom teils in die Bremsscheibe, teils auf die Reibungsoberflächen geleitet (Oberflächenkühlung), wobei ein Teil des Luftstroms im Luftkanal direkt auf die Bremzange gerichtet ist. Abb. 15.9 zeigt die Radaufhängung eines Formel 1 Rennwagens mit den Luftführungselementen und deren Durchströmungsrichtung.

Da die Bremsscheibe hauptsächlich durch den inneren Luftstrom gekühlt wird, ist es nicht überraschend, dass das Hauptaugenmerk bei der Ent-

wicklung dieses Bauteils auf die Erforschung der Scheibenkühlung mithilfe von dynamischen Temperaturverlaufsanalysen gerichtet ist. Dies gilt gleichermaßen für eine Bremsscheibe mit integriertem Kühlgitter, mit integrierten schaufelförmigen Kühlkanälen, wie auch für eine Bremsscheibe aus Carbon.

Abb. 15.10 zeigt zwei Beispiele für eine dynamische Temperaturverteilungssimulation einer Bremsscheibe mit integrierten schaufelförmigen

■ Tabelle 15.1 Gusseisen, Carbon-Carbon und Carbon-keramische Eigenschaften

	Gusseisen	Carbon-Carbon	Carbon-Keramik
Wärmeleitfähigkeit	Ref.	Ref. bis 1,5 · Ref.	0,5 · Ref. bis Ref.
Dichte (g/cm <sup>3</sup> )	7,1	1,7 bis 1,8	2,1 bis 2,3

Kühlkanälen und einer mit integrierten Kühlgittern. Im Allgemeinen garantiert die erste Bauart einen besseren Luftfluss innerhalb der Bremsscheibe, während das zweite Design einen besseren Wärmeaustausch vorzuweisen hat.

Da die Temperaturgradienten insbesondere für Gussbremscheiben sehr hoch sind, sollte ein gutes Bremsscheibendesign die Aufteilung in „kühle Bereiche“ und „heiße Bereiche“ berücksichtigen, um thermische Deformierungen und Spannungen, die auf die Bremsscheibe wirken, zu minimieren. Dies sind Grundaspekte bei der Konstruktion der Bremsscheibe, der Glocke und der Verbindung der Baugruppe miteinander. Durch eine passende Konstruktion kann man die thermisch bedingten Verformungen einer Bremsscheibe unter Kontrolle halten, ohne dass dabei die Leistungsfähigkeit beeinträchtigt wird. Insbesondere werden dadurch Verformungen vermieden, die zu Vibratiorien (Bremsenrubbeln), oder zu einer Verlängerung des Bremspedalwegs führen können.

- Fadingsicherheit/exakt dosierbares An sprechverhalten: Da es sich hierbei um ein Verbundmaterial handelt, kann durch eine spezielle Anordnung von Kohlenstofffasern das Fahrverhalten präzise in eine oder mehrere festgelegte Richtungen erfolgen.
- Temperaturstabilität: Dies garantiert weniger Materialverschleiß mit zunehmender Temperatur, was Manövrierefähigkeit und wiederholbare Dosierbarkeit ermöglicht.
- Hohe Bremsleistung beim ersten Ansprechen.

Allerdings kann der Preis für einen Satz Carbon-Bremsscheiben und Beläge zehn Mal höher sein als der einer Verbundbremscheibe aus Gusseisen und organischem Material.

Das neue Carbon-Keramikmaterial hat den Leichtbau-Vorteil des geringen Gewichtes (es ist fast so leicht wie Carbon) und den der langen Lebensdauer der Bremsscheibe (die Lebensdauer ist länger als die einer vergleichbaren Bremsscheibe aus Gusseisen).

Carbon hat in der ersten Bremsphase eine viel bessere Leistung als ein herkömmlicher Bremsbelag, ■ Abb. 15.11, und gerade zu Beginn des Bremsvorgangs sind höhere Leistungen erforderlich, um das Fahrzeug stark abzubremsen. Je mehr das Fahrzeug abbremst, desto mehr erhöhen die organischen Bremsbeläge die Reibung. Dagegen sind die Carbonbeläge wesentlich stabiler und ermöglichen dem Fahrer eine bessere Modulation und eine leichtere Kontrolle über das Fahrzeug in dem Augenblick, in dem sich die Lastverteilung beim Bremsvorgang verändert. Dieser Unterschied in der Leistung und Bremskraft liegt an der höheren Temperaturstabilität von Carbonscheiben. Je mehr das Fahrzeug abgebremst und die Geschwindigkeit verringert wird, desto mehr Hitze wird auf Grund der Reibung zwischen Bremsscheibe und Belag erzeugt.

## 15.5 Reibmaterialien

Bremsscheiben werden aus Gusseisen, Carbon-Carbon oder neuerdings aus Carbon-Keramikmaterial hergestellt.

Bremsbeläge bestehen herkömmlicherweise aus organischem oder halbgesinterem Material (dieses wird für Bremsscheiben aus Gusseisen oder Carbon-Keramik verwendet) oder aus Carbon-Carbon-Materialien (diese werden für Bremsscheiben aus Carbon-Carbon verwendet).

Carbon bietet bedeutende Vorteile im Vergleich mit herkömmlichen Reibmaterialien, siehe auch

### ■ Tab. 15.1:

- Gewicht: Die Dichte von Carbon ist nahezu fünf Mal geringer als die von eisenhaltigem Material und von Gusseisen.

## 15.5 · Reibmaterialien

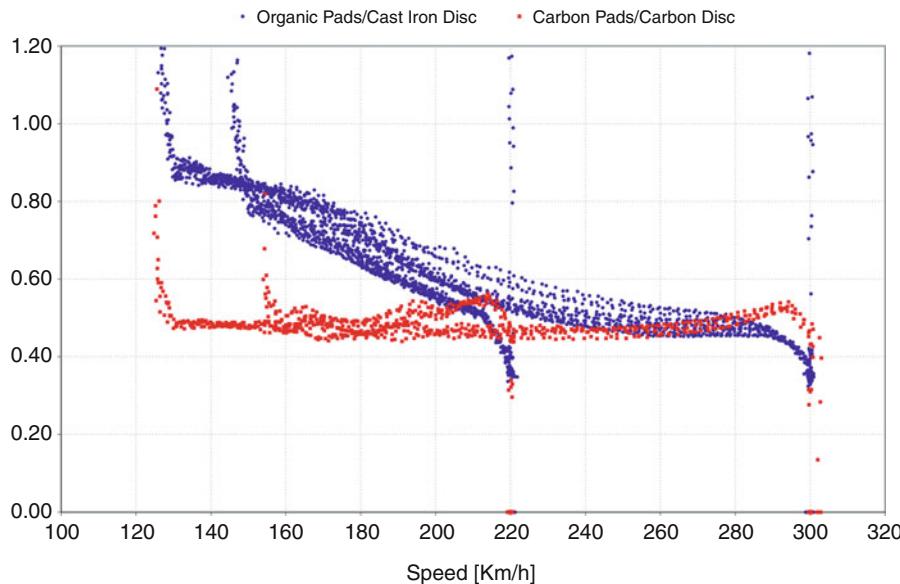


Abb. 15.11 Reibungskoeffizient ( $\mu$ ) bezogen auf die Geschwindigkeit

### 15.5.1 Carbon-Carbon-Vorgang

Das Basismaterial für Carbon-Bremsscheiben und -beläge besteht aus Kohlenstofffasern; manchmal werden diese Materialien auch PAN Fasern oder

Teerfasern genannt. Diese Fasern werden in einer bestimmten Form verknüpft oder mit Harz eingegossen und anschließend unter Hitze zu einer festen Form, der „Vorform“ verschweißt, [Abb. 15.12](#).

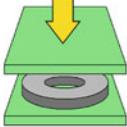
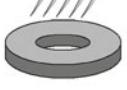
ROHMATERIAL	VORFORM	ROHLING	(HT)	BEARBEITUNG	(AO LACK)
Fasern (Teer oder PAN, kurz oder lang) 	Formgebung mit Harz  oder Verknüpfung 	Teer oder Harz Infiltration oder Dampfinfiltration $CH_4$ 			

Abb. 15.12 Kohlenstoff-Vorgang

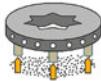
ROHMATERIAL	VORFORM	(ROHLING)	VORBEARBEITUNG	SILIZIUM INFILTRATION	SCHLEIFEN	(AO LACK)
Fasern (Teer oder PAN, kurz oder lang)	 <p>Formgebung mit Harz oder Verknüpfung</p>	 <p>Teer oder Harz Infiltration oder Dampfinfiltration <math>\text{CH}_4</math></p>				

Abb. 15.13 Carbon-keramischer Vorgang

Diese Vorform besteht vollständig aus Kohlefasern mit hoher Porosität und einer geringen geometrischen Dichte. Anschließend wird die Vorform in einen höheren Dichtezustand überführt (d.h. 1,7–1,8 g/cm<sup>3</sup>), indem Carbon zu der bestehenden Porosität hinzugefügt wird; an diesem Punkt spricht man von „Carbon-Carbon-Rohling“.

Es gibt drei Methoden zum Aufbringen von Kohlenstoff: durch Abbau eines heißfixierenden Harzes, durch Abbau eines thermoplastischen Teeres oder durch die Gewinnung von Kohlenstoff aus dem gasförmigen Hydrocarbon (wie Methan).

Im Herstellungsprozess können auch Wärmebehandlungen eingesetzt werden.

Der Rohling erhält anschließend in der Feinbearbeitung seine endgültige Form (Scheibe oder Belag) und kann einer antioxidierenden Lackbehandlung unterzogen werden, die das Material während der Aussetzung an hohe Temperaturen vor einer beschleunigten Oxidation schützen soll.

Die Entscheidung zwischen den verschiedenen Herstellungsschritten hängt von einem Kompro-

miss zwischen den gewünschten Eigenschaften und den Herstellungskosten ab.

## 15.5.2 Carbon-keramischer Vorgang

Im Carbon-keramischen Herstellungsverfahren, **Abb. 15.13**, können die ersten Produktionsschritte ähnlich sein wie die für Carbon-Carbon-Bremscheiben, bis die Vorform bzw. der Rohling eine Zwischenstufe an Dichte und Porosität erreicht hat.

Dieses Teil wird dann in eine halbfertig bearbeitete Form gebracht und anschließend in einen Ofen gesetzt, in dem verflüssigtes Siliziumpulver (Si) durch die Kapillarwirkung durch die Vorform bzw. den Rohling fließt.

Ein Teil des Siliziums reagiert mit dem Kohlenstoff (C) und ergibt Silizium-Carbide (SiC).

Damit besteht eine Carbon-keramische Bremscheibe grundsätzlich aus Silizium (Si), Silizium-Carbide (SiC) und Kohlenstoff (C). Es können jedoch auch andere keramische Werkstoffe verwendet werden.

# Bremssysteme von Schienenfahrzeugen

Peter Berger, Rainer Rau, Jens Galander und Reinhard Loebner

- 16.1 Einführung – 391**
- 16.2 Fahrzeugeanforderungen an Schienenfahrzeugbremsen – 391**
  - 16.2.1 Hochgeschwindigkeitszüge – 391
  - 16.2.2 Lokomotiven – 391
  - 16.2.3 Reisezugwagen – 392
  - 16.2.4 Güterwagen – 392
  - 16.2.5 Multiple Units (EMU, DMU) – 392
  - 16.2.6 Metros – 393
- 16.3 Bremsbetrieb und Sicherheitsanforderungen – 393**
  - 16.3.1 Grundlegende Sicherheitsanforderungen – 393
  - 16.3.2 Anforderungen der Signaltechnik – 393
  - 16.3.3 Anforderungen aus Wartung und Lebensdauer – 394
  - 16.3.4 Anforderungen im Bereich der AAR-Bahnen – 394
- 16.4 Zulassung und Regelwerke – 394**
  - 16.4.1 UIC-Merkblätter – 394
  - 16.4.2 EU-Richtlinien und TSI – 394
  - 16.4.3 Europäische Normen – 394
  - 16.4.4 Zulassungsbehörden – 394
  - 16.4.5 Betreiberspezifische Normen und Richtlinien – 395
- 16.5 Auslegung von Schienenfahrzeugbremsen – 395**
  - 16.5.1 Kraftschluss – 395
  - 16.5.2 Leistungsvermögen – 395
  - 16.5.3 Bremsgewicht – 396

<b>16.6</b>	<b>Bremssysteme – 396</b>
16.6.1	Bremsarten – 396
16.6.2	Indirekte pneumatische Bremse (HL-Bremse) – 397
16.6.3	Direkte elektropneumatische Bremse – 399
16.6.4	Bremsmanagement – 400
<b>16.7</b>	<b>Komponenten und Subsysteme – 401</b>
16.7.1	Luftversorgung – 401
16.7.2	Luftabsperrhähne und Bremskupplungen – 402
16.7.3	Steuerventile – 402
16.7.4	Führerbremsanlage – 402
16.7.5	Bremsgeräteeinheiten – 403
16.7.6	Mechatronische Module – 403
16.7.7	Gleitschutz – 403
16.7.8	Klotzbremse – 404
16.7.9	Scheibenbremse – 404
16.7.10	Feststellbremse – 405
16.7.11	Magnetschienenbremse – 406
16.7.12	Wirbelstrombremse – 406
<b>16.8</b>	<b>Hydraulische Bremsanlagen in Straßenbahnen – 407</b>
16.8.1	Regelwerke und Vorschriften für Straßenbahnbremsen – 407
16.8.2	Fahrzeugstruktur – 407
16.8.3	Bremssysteme – 407
16.8.4	Bremsmatrix – 408
16.8.5	Schema einer Straßenbahnbremsanlage – 408
16.8.6	Hauptkomponenten eines hydraulischen Bremssystems – 409
	<b>Literatur – 410</b>

## 16.1 Einführung

Zu Bremsystemen von Schienenfahrzeugen gibt es eine große Zahl an unterschiedlichen Systemen mit vielfältigen Funktionen, über die hier nur ein knapper Überblick gegeben werden kann. Schienenfahrzeuge sind spurgebundene Fahrzeuge, bei denen der Spurkranz an den Rädern die Spurführung auf den Schienen übernimmt. Schienenfahrzeugbremsen unterliegen sehr hohen Anforderungen an die Verfügbarkeit und Sicherheit. Hohe Zuggewichte von z. B. 10.000 t, hohe Geschwindigkeiten von z. B. 350 km/h und kurze Zugfolgezeiten erfordern Bremsen, die den Zug unter allen Umständen mit höchster Sicherheit zum Stehen bringen können.

Die Suche nach geeigneten Bremsystemen für Schienenfahrzeuge ist so alt wie die Technik der Schienenfahrzeuge selbst. Die Bremsen der ersten Eisenbahnen wurden von Hand über Hebel oder Spindeln bedient. In längeren Zügen fuhren in den Wagen Bremser mit, die die Bremsen auf ein Signal vom Lokführer hin bedienten. Diese Betriebsweise führte zu erheblichen Problemen: geringe Sicherheit und Zuverlässigkeit, ungleichmäßige Höhe der Bremskraft im Zug, zu geringe Bremskräfte, ungleichmäßiger Bremskraftaufbau. Das war ein erhebliches Hemmnis, schwerere und schnellere Züge einzusetzen.

Zunehmender Transportbedarf der einsetzenden Industrialisierung forderte höhere Zuggewichte und höhere Geschwindigkeiten. Eine technische Lösung war notwendig, um ein durchgehendes und gleichmäßig wirkendes Bremsystem zu realisieren, das alle Wagen erfasst. Nach einer Entwicklungsphase mit unterschiedlichen Systemen (Seilzug, direkt wirkende pneumatisch betätigtes Bremsen, hydrostatische Kraftübertragung etc.) begann sich ab 1870 die pneumatische Bremse mit indirekter Steuerung durchzusetzen [1]. Sie verwendet die Druckluft nicht nur zur Übertragung der Energie, sondern auch zur Steuerung der Bremse. Nur bei wenigen Bahnen sind Seilzugbremsen oder Vakuumbremsen weiter im Einsatz geblieben.

Auf der Basis dieses Grundprinzips erfolgte eine kontinuierliche Weiterentwicklung bis zu heutigen Bremsystemen höchster Leistungsfähig-

keit [2]. Der Einzug der elektronischen Steuerung hat komplexes Bremskraftmanagement, Überwachungsfunktionen, integrierte Diagnose und weitere Funktionen ermöglicht.

## 16.2 Fahrzeugeanforderungen an Schienenfahrzeugbremsen

Die Anforderungen an die Bremsen von Schienenfahrzeugen ergeben sich zum großen Teil unmittelbar aus den Eigenschaften der Fahrzeuge und den Besonderheiten des Betriebes.

Die Bremsysteme unterscheiden sich in führenden Fahrzeugen (z. B. Lokomotiven) oder geführten Fahrzeugen. Führende Fahrzeuge sind mit Bremsbedieneinrichtungen ausgerüstet, die bei Schienenfahrzeugen in der Regel mit der Hand bedient werden. Sie bieten keine Kraftrückkopplung am Bedienhebel.

Schienenfahrzeuge können bis auf Ausnahmen bei Straßenbahnen in beiden Richtungen betrieben werden. Bei Fahrtrichtungswechsel wechselt der Fahrer den Führerstand. Die Bremsysteme sind dann für mehrere, parallele Bedieneinrichtungen gestaltet, von denen in einem Zug im Betrieb nur eine aktiv ist.

### 16.2.1 Hochgeschwindigkeitszüge

Als Hochgeschwindigkeitsverkehr (HGV) gilt Bahnverkehr mit einer Höchstgeschwindigkeit über 200 km/h. Die ersten HGV-Züge fuhren 250 km/h. Heute sind 300 bis ca. 350 km/h üblich. Diese hohen Geschwindigkeiten ergeben große kinetische Energien, die in der Bremse umzusetzen sind.

### 16.2.2 Lokomotiven

Die Anforderungen an die Bremse von Lokomotiven resultieren aus der Flexibilität und den Kompatibilitätsanforderungen. Lokomotiven können Reisezüge mit hoher Geschwindigkeit und Güterzüge mit großen Massen ziehen sowie die Bremse dieser

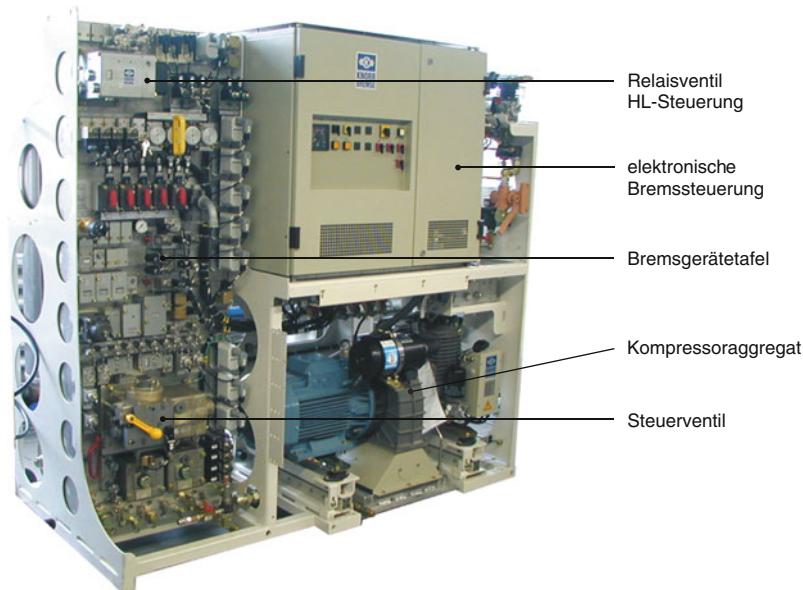


Abb. 16.1 Bremsgerüst einer Lokomotive

Züge versorgen und steuern. Die Länge der Züge kann von der allein fahrenden Lok bis zu mehreren Kilometern reichen. Eine Lokomotive muss sich wie ein Wagen verhalten können, wenn sie abgerüstet und in Zügen eingestellt zu neuen Einsatzorten gefahren wird – oder im Fall von Störungen. Die Umsetzung dieser vielfältigen Anforderungen führt zu komplexen Anlagen (Abb. 16.1).

### 16.2.3 Reisezugwagen

Die Höchstgeschwindigkeit von Reisezugwagen beträgt bis 200 km/h. Sie sind oft auf Strecken mit konventionellem Signalsystem unterwegs, sodass Bremsweg und Verzögerung besondere Bedeutung haben. Reisezugwagen sind mit einer Fahrgastnotbremse ausgerüstet.

### 16.2.4 Güterwagen

Die Bremsanlagen von Güterzügen müssen alle Wagen möglichst gleichmäßig abbremsen, auch während des Bremskraftaufbaus und -abbaus, um Zerrungen und Längskräfte zu vermeiden. Übermäßige Längskräfte können zum Versagen der Kupplungen

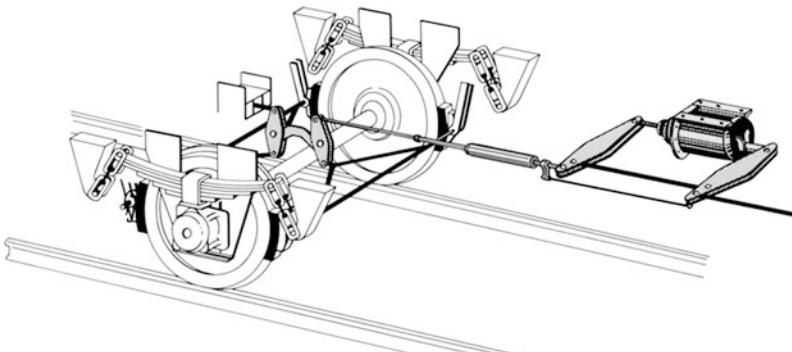
oder zum Entgleisen führen, wenn Grenzen überschritten werden, die durch Kupplungsbruchlast, Fahrdynamik und Spurführung gesetzt sind.

Bei Güterwagen kann das Gewicht des beladenen Fahrzeugs das Fünffache des Leergewichts betragen.

Güterwagen werden in beliebiger Reihenfolge zu Zügen zusammengestellt. Im Rangierbetrieb müssen die Wagen mit gelöster Bremse frei rollen und einfach gekuppelt werden können. Die Bremse muss für die nächste Zugfahrt aus Sicherheitsgründen automatisch reaktiviert werden. Das Betriebspersonal soll die Bremsen ohne fahrzeugspezifische Kenntnisse bedienen können. Güterwagen sind meist mit Klotzbremsen ausgerüstet (Abb. 16.2).

### 16.2.5 Multiple Units (EMU, DMU)

Als EMU und DMU werden elektrisch und mit Dieselmotoren angetriebene Triebzüge bezeichnet. Der auf mehrere Drehgestelle verteilte Antrieb kennzeichnet diese Züge. Oft sind mehrere Triebzüge zu einem Zugverband koppelbar, um die Kapazität flexibel den Erfordernissen anpassen zu können.



■ Abb. 16.2 Klotzbremse am Güterwagen

### 16.2.6 Metros

Metros werden in abgegrenzten Netzen ohne Mischbetrieb eingesetzt. Kennzeichen des Betriebes sind kurze Zugfolgezeiten und kurze Bremsintervalle. Besonders hoher Fahrkomfort beim Anfahren und Bremsen ist notwendig, da oft ein hoher Anteil der Fahrgäste steht.

## 16.3 Bremsbetrieb und Sicherheitsanforderungen

Die höheren Massen im Vergleich zu anderen Landverkehrssystemen und die hohen Geschwindigkeiten von Schienenfahrzeugen führen zu erheblichen Energien, die bei der Bremsung, sei es eine Stoppbremsung oder im Gefälle, umzusetzen sind.

Wenn ein Zug mit einer Störung auf der Strecke liegenbleibt, wird das Fahrplangefüge empfindlich gestört: hohe Zuverlässigkeit ist für den planmäßigen Bahnbetrieb unabdingbar. Aber selbst bei Störungen am Fahrzeug unterliegen die Bremssysteme hohen Anforderungen an die verbliebene Funktionalität. Die auf den Straßen manchmal zu beobachtende Abhilfemaßnahme, ein Fahrzeug aufzuladen und von der Straße zu räumen, steht bei Schienenfahrzeugen grundsätzlich nicht zur Verfügung. Als letzte Maßnahme muss zumindest die Bremse gelöst und das Fahrzeug rollfähig gemacht werden können.

Die Koppelbarkeit von Fahrzeugen über Landsgrenzen hinaus und von mehreren Fahrzeuggenerationen führt zu der Anforderung nach Kom-

patibilität, wodurch jedoch Technologiewechsel, die die Struktur des Bremssystems betreffen, erschwert werden.

### 16.3.1 Grundlegende Sicherheitsanforderungen

Die grundlegenden Sicherheitsanforderungen an den Bahnbetrieb verlangen, dass alle Züge mit einer durchgehenden und selbsttätigen Bremse ausgerüstet sind. Unter Durchgängigkeit versteht man, dass die Bremsen aller Fahrzeuge des Zuges von einer zugweiten Signalleitung angesteuert werden [3]. Eine durchgehende Bremse ist selbsttätig, wenn sie bei jeder unbeabsichtigten Unterbrechung der Bremsleitung wirksam wird. Die Bremse jedes Fahrzeugs kann im Falle einer Zugtrennung oder Störung autark abbremsen. Die Forderung nach Unerschöpfbarkeit bedeutet, dass die Bremse nach mehrfachen Brems- und Lösevorgängen stets bremsbereit bleibt.

### 16.3.2 Anforderungen der Signaltechnik

Die Befahrbarkeit der Strecke wird dem Fahrer durch Signale zur Kenntnis gebracht, deshalb ist auch bei schlechten Sichtverhältnissen meistens kein Fahren auf Sicht gefordert. Die Leit- und Sicherungstechnik erfordert aber die Einhaltung der definierten Bremswege. Da im Schienenverkehr – anders als bei anderen Verkehrsmitteln – auch bei einem plötzlichen Versagen des Fahrers ein siche-

rer Zustand eingenommen wird, muss eine Bremse auch von Zugbeeinflussungssystemen eingeleitet werden können (Zwangsbremse). Unterschiedliche Systeme, z.B. zur Überwachung der zulässigen Fahrzeug-, Zug- oder Streckenhöchstgeschwindigkeit, zur Überwachung des Fahrers oder zur Überwachung der Zugfahrt sorgen für Sicherheit.

### 16.3.3 Anforderungen aus Wartung und Lebensdauer

Auch wenn manche Schienenfahrzeuge noch wesentlich länger eingesetzt werden, ist meistens von 40 Jahren Lebensdauer auszugehen. Die Laufleistung von Schienenfahrzeugen beträgt bis zu 600.000 km im Jahr. Zur Optimierung der Wartungsarbeiten und zur Erhöhung der Verfügbarkeit sollen Diagnoseeinrichtungen Fehlermeldungen und Zustandsdaten über Funk in die Werkstätten vormelden.

### 16.3.4 Anforderungen im Bereich der AAR-Bahnen

Die Betriebsbedingungen der AAR-Bahnen (American Association of Railroads) sind gekennzeichnet durch höhere Radsatzlasten (bis 32,5 t), extrem schwere (auch über 10.000 t) und lange Züge (bis ca. 200 Wagen) mit mehreren Lokomotiven, die oft im Zug verteilt sind [4].

Die grundlegenden Sicherheitsanforderungen und die wesentlichsten Merkmale der Funktionalität der Bremsanlagen sind jedoch vergleichbar, auch wenn viele Parameter, Zahlenwerte und Funktionen unterschiedlich sind.

Spezifikationen haben Ihren Schwerpunkt in der technischen Kompatibilität einzelner Subsysteme oder Komponenten. Auf Basis von Typprüfungen und Betriebserprobungen führt die UIC eine Bewertung der Konformität mit definierten Anforderungen durch und bestätigt diese mit einem „UIC-Gütesiegel“.

### 16.4.2 EU-Richtlinien und TSI

Die europäische Gesetzgebung zur Harmonisierung und Liberalisierung des Eisenbahnwesens ist sehr vielfältig und wird ständig weiter entwickelt. Eine der Grundlagen bildet die Richtlinie über die Interoperabilität des Eisenbahnsystems in der Gemeinschaft [5]. Neben der Forderung nach Trennung von Infrastruktur und Betrieb sowie nach freiem Netzzugang wollen die EU-Regelungen den internationalen Bahnverkehr fördern. Technische Spezifikationen für die Interoperabilität (TSI) definieren technische Harmonisierungseckwerte, die von interoperablen Fahrzeugen erfüllt werden müssen. Die europäische Eisenbahnagentur ERA (früher European Railway Agency, heute European Union Agency for Railways) hat die Aufgabe diese TSI zu erarbeiten und weiterzuentwickeln.

### 16.4.3 Europäische Normen

Durch die technischen Komitees CEN-TC256 und CENELEC-TC9X werden EN-Normen für den Bahnbereich erarbeitet. Komponenten und Systeme, die den so genannten harmonisierten Normen genügen – diese nehmen Bezug auf die TSI – erfüllen dann auch die entsprechenden Anforderungen der TSI.

## 16.4 Zulassung und Regelwerke

### 16.4.1 UIC-Merkblätter

Der Internationale Eisenbahnverband UIC (Union Internationale de Chemins de Fer) gibt Merkblätter mit technischen Anforderungen heraus. Diese

### 16.4.4 Zulassungsbehörden

Für die Zulassung von Straßenbahnen und anderer Bahnen nach BOStrab (Bau- und Betriebsordnung Straßenbahnen) [8] sind Behörden der Bundesländer zuständig. Die Zulassung bzw. Abnahme von Fahrzeugen für die Eisenbahnen des Bundes nach

## 16.5 · Auslegung von Schienenfahrzeugbremsen

EBO (Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung) [3] bzw. die Erteilung der Inbetriebnahmegenehmigung nach der Transeuropäischen-Eisenbahn-Interoperabilitätsverordnung (TEIV) [6] erfolgt durch das Eisenbahnministerium (EBA). Hierzu erarbeitet das EBA zusammen mit Bahnindustrie und Bahnbetreibern Ergänzungsregelungen als Ausführungsbestimmungen.

Für interoperable Fahrzeuge wird die Konformität mit den TSI durch eine „Benannte Stelle Interoperabilität“ bestätigt. Zukünftig werden die Zulassungsverfahren für interoperable Fahrzeuge auch durch die ERA durchgeführt.

### 16.4.5 Betreiberspezifische Normen und Richtlinien

Neben den Vorschriften mit Gesetzescharakter gibt es betreiberspezifische Anforderungen, mit denen die einzelnen Bahnunternehmen dafür sorgen, dass ihre Fahrzeuge zu ihrem Betrieb passen. Diese Normen und Richtlinien sind zum Teil sehr detailliert und beim Vergleich von Land zu Land ergeben sich manchmal auch Widersprüche.

## 16.5 Auslegung von Schienenfahrzeugbremsen

### 16.5.1 Kraftschluss

Die Spurführung, die bei Kraftfahrzeugbremsen eine wesentliche Rolle spielt, ist für die Bremstechnik von Schienenfahrzeugen unerheblich, denn die Eisenbahnräder werden über den Spurkranz auf den Schienen geführt.

Der Kraftschluss zwischen Rad und Schiene hat jedoch auf Schienenfahrzeuge und deren Bremsen vielfältigen Einfluss. Bei der Kontaktpaarung Rad auf Schiene handelt es sich um zwei Körper mit weitgehend homogener Materialstruktur und definierter Berührgeometrie. Dennoch sind die Verhältnisse so komplex, dass eine vollständige theoretische Durchdringung nicht verfügbar ist. Das gilt insbesondere für die Beeinflussung

des Kraftschlusses durch Umwelteinflüsse (Feuchtigkeit, Verschmutzung).

Kraftschlussabhängige Bremsen erzeugen die Bremskraft über die Abbremsung der Räder. Ihre Bremswirkung sind durch den zur Verfügung stehenden Kraftschluss Grenzen gesetzt. Zur Auslegung der Bremsen wird meist mit Kraftschlusswerten von 0,13 gerechnet. Mit einer Sandungseinrichtung, die Sand vor dem ersten Radsatz einer Lokomotive oder eines Triebzuges auf der Schiene aufbringt, kann bei ungünstigen Verhältnissen der Kraftschluss verbessert werden.

Kraftschlussunabhängige Bremsen übertragen die Bremskraft direkt auf die Schiene und können deshalb eine zusätzliche Bremswirkung erreichen (s. ▶ Abschn. 16.7.11 und ▶ Abschn. 16.7.12).

### 16.5.2 Leistungsvermögen

Die Reibungsbremsen der Schienenfahrzeuge müssen ausreichend dimensioniert sein, um die umzusetzenden Energien aufzunehmen. Dies ist in einer thermischen Auslegung entsprechend dem Einsatzprofil und unter Berücksichtigung von thermischer Kapazität und Kühlleistung nachzuweisen. Hierbei kann sich ergeben, dass bei einem Ausfall der elektro-dynamischen Bremse (ED-Bremse, s. ▶ Abschn. 16.6.4) Geschwindigkeitsbeschränkungen zu definieren sind. Insbesondere bei Güterzügen ist weniger die Stoppbremsung sondern mehr die Befahrbarkeit der großen Gefällstrecken maßgebend für die thermische Dimensionierung.

Die Bremskraft der Schienenfahrzeuge ist so auszulegen, dass die geforderten Anhaltewege mit ausreichender Sicherheit eingehalten werden können. Bis zu 160 km/h wird meistens ein maximal zur Verfügung stehender Anhalteweg von 1000 m zugrunde gelegt. HGV-Züge haben einen Anhalteweg von mehreren Kilometern.

Die gesamte Bremskraft eines Zuges ist so auf die Radsätze zu verteilen, dass an allen Radsätzen der Kraftschluss unter Berücksichtigung der aktuellen Radsatzlast möglichst gleichmäßig ausgenutzt wird und an keinem einzelnen Radsatz die erforderliche Kraftschlussausnutzung die zulässigen Werte übersteigt.

### 16.5.3 Bremsgewicht

Das sogenannte Bremsgewicht, das in der Einheit t angegeben und an freizügig einsetzbaren Schienenfahrzeugen angeschrieben wird, ist weder eine Masse noch ein Gewicht. Es stellt eine Bewertungsgröße für das Bremsvermögen eines Fahrzeuges dar, die zur einfacheren Rechnung dimensionsbehaftet ist. Es dient dazu, das Bremsvermögen von Zügen zu ermitteln, auch von inhomogenen Zügen mit Fahrzeugen unterschiedlicher Eigenschaften.

Für die aktuelle Zugfahrt werden aus den Bremsgewichten  $B_{F,i}$  und den Fahrzeugmassen  $m_{F,i}$  der  $n$  Fahrzeuge nach der Formel

$$\lambda_{Zug} = \frac{\sum_{i=1}^n B_{F,i}}{\sum_{i=1}^n m_{F,i}} \cdot 100 \% \quad (16.1)$$

die Bremshundertstel des Zuges  $\lambda_{Zug}$  ermittelt. Die vorhandenen Bremshundertstel werden mit den nach betrieblichen Gegebenheiten erforderlichen Bremshundertsteln verglichen. Hat ein Zug weniger Bremshundertstel als für diese Zugfahrt vorgeschrieben sind, z. B. weil zu viele Bremsen im Zug ausgeschaltet sind, müssen entsprechende Maßnahmen getroffen werden, z. B. durch Reduzierung der Höchstgeschwindigkeit.

Die Bremswirkung von Schienenbremsen kann zum Bremsgewicht angerechnet werden. Elektrodynamische Bremsen, die in das Netz zurückspeisen, können oft nicht auf das Bremsgewicht angerechnet werden, da bei Störungen die Energieaufnahmefähigkeit des Netzes nicht gewährleistet ist.

Das Bremsgewicht eines Fahrzeugs wird nur zur Auslegung durch Rechnung abgeschätzt. Das für den Betrieb des Fahrzeugs gültige Bremsgewicht wird jedoch bei der Bremsbewertung im Rahmen der Fahrzeugzulassung durch Bremswegmessungen ermittelt. Dabei können auch noch Änderungen an der Bremsanlage erforderlich werden, wenn das Auslegungsziel nicht erreicht wird. Referenz für die Skalierung des Bremsgewichts ist ein fiktiver Musterzug mit bestimmter Bremsausrüstung, für den per Definition 100 Bremshundertstel festgelegt wurden.

### 16.6 Bremsysteme

#### 16.6.1 Bremsarten

Als *Betriebsbremsung* wird der normale Bremsvorgang zum Verringern oder Halten der Fahrzeuggeschwindigkeit bezeichnet. Bei Triebfahrzeugen wird vorrangig die verschleißfreie Bremse (z. B. die elektrodynamische Bremse) eingesetzt. Reicht deren Bremskraft nicht aus, um die gewünschte Verzögerung zu erhalten, wird die fehlende Bremskraft durch die Reibungsbremse ergänzt.

Eine maximale Betriebsbremsung wird als *Vollbremsung* bezeichnet.

Bei der *Regulierbremsung* wird die Geschwindigkeit auf einen bestimmten Wert abgesenkt. Hier kommt es insbesondere auch auf das schnelle Lösen der Bremse an.

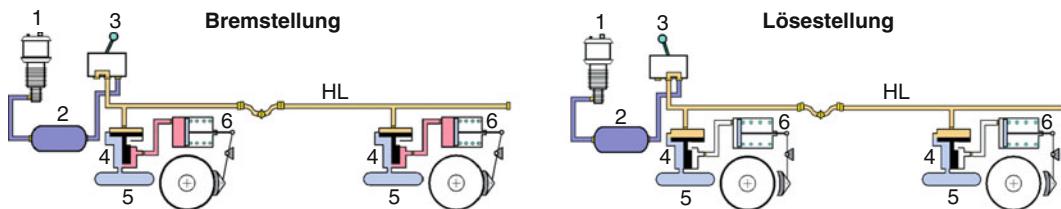
Die *Schnellbremsung* erreicht die höchste Bremswirkung in kürzest möglicher Zeit. Sofern vorhanden, kommen auch kraftschlussunabhängige Bremsen zum Einsatz.

*Ablöse- und Haltebremsung:* Elektronisch geregelte Reibungsbremsen lösen die bei niedriger Geschwindigkeit ungenügend wirkende elektro- oder hydrodynamische Bremse ab. Kurz vor dem Stillstand wird die Bremskraft automatisch reduziert, um einen ruckfreien Anhaltevorgang zu erreichen.

Systeme zur Überwachung des Fahrers oder der Zugfahrt können selbsttätig eine *Zwangsbremsung* einleiten.

Der Fahrer kann über ein gesondertes Bedienelement die *Fahrernotbremse* auslösen. Diese wirkt direkt auf die HL-Leitung (s. ▶ Abschn. 16.6.2) bzw. elektrische Sicherheitsschleife (s. ▶ Abschn. 16.6.3).

Im Personenverkehr ist zum Einkleiden der *Fahrgastnotbremse* stets eine durch den Fahrgäste zu betätigende Notbremseinrichtung vorhanden. Sie wirkt im einfachsten Fall direkt auf die Entlüftung der HL-Leitung. Nach Schließen des Notbremsventils durch das Personal kann die Bremse wieder gelöst und die Fahrt fortgesetzt werden. Bei Fahrzeugen, die in Tunnelabschnitten verkehren, kann der Fahrer die Bremswirkung der Fahrgastnotbremse aufheben und später einleiten, um den Zug an sicherer Stelle außerhalb des Tunnels oder im nächs-



**Abb. 16.3** Indirekte pneumatische Bremse. HL Hauptluftleitung; 1 Druckluftversorgung; 2 Luftbehälter; 3 Führerbremsventil; 4 Steuerventil; 5 Vorratsluftbehälter; 6 Bremszylinder

ten Bahnhof anzuhalten (Notbremsüberbrückung, NBÜ).

Mit der *Feststellbremse* kann das Fahrzeug mit ausreichender Sicherheit hinsichtlich Bremskraft zeitlich unbegrenzt im maximalen Streckengefälle abgestellt werden. Neben der Handbremse kommen überwiegend Federspeicherbremsen zum Einsatz.

Da sich Straßenbahnen oftmals die Straße mit anderen Verkehrsteilnehmern teilen und somit schnelles Anhalten gewährleistet sein muss, wird hier die *Gefahrbremse* als weitere Betriebsart vorgesehen. Alle im Fahrzeug integrierten Bremssysteme (elektrodynamische Bremse, elektrohydraulische Bremse und Magnetschienenbremse) werden gemeinsam wirksam. Durch optimale Ausnutzung des Kraftschlusses zwischen Rad und Schiene unter Zuhilfenahme von Sandung und Gleitschutz wird die größtmögliche Verzögerung des Fahrzeugs erreicht.

Übernimmt bei einem Teil- oder Kompletausfall der dynamischen Bremse die Reibungsbremse deren Anteil, so spricht man von einer *Betriebser-satzbremse*. Im Extremfall muss die mechanische Reibungsbremse bei Totalausfall der dynamischen Bremse die gesamte Bremsleistung übernehmen.

## 16.6.2 Indirekte pneumatische Bremse (HL-Bremse)

Als indirekte Bremse gilt ein Bremssystem, bei dem eine Druckabsenkung in einer pneumatischen Steuerleitung (Hauptluftleitung, HL-Leitung) zu einem Druckaufbau in den Bremszylindern führt. Diese Umsetzung des Bremsanforderungssignals erfolgt dezentral in den einzelnen Wagen durch das Steuer-

ventil. Die HL-Bremse erfüllt damit die Forderung nach Selbsttätigkeit und Durchgängigkeit.

Sie hat den großen Vorteil, dass die Steuerung und die Versorgung der Bremsen mit Energie über eine einzige Leitung erfolgt (Einleitungsbremse): Über die HL-Leitung werden die Vorratsluftbehälter in den Wagen mit einem definierten Druck (z. B. 5 bar Überdruck) gefüllt. Die Bremse ist gelöst (Abb. 16.3).

Zum Bremsen senkt das Führerbremsventil den Druck in der HL-Leitung. Die Steuerventile reagieren auf den Druckgradienten und leiten Druck aus den Vorratsluftbehältern in die Bremszylinder. Die Druckabsenkung ist ein Maß für die angeforderte Bremsstufe. Eine Absenkung um einen definierten Wert bei einer Vollbremsung (z. B. 1,5 bar) ergibt den maximalen Bremszylinderdruck (z. B. 3,8 bar).

Um Züge gleichmäßig zu bremsen, ist ein schnelles Durchleiten der Druckabsenkung wichtig. Für Bremsanlagen werden 250–290 m/s gefordert, das entspricht ca. 75–90 % der Schallgeschwindigkeit, die hierfür die physikalische Obergrenze darstellt.

Bei einer Schnellbremsung wird die HL-Leitung vollständig entlüftet, um möglichst schnell einen tiefen Druck und damit eine hohe Bremsanforderung zu erreichen. In einigen Zügen entlüften bei Schnellbremsungen zusätzliche Schnellbremsbeschleuniger die HL-Leitung dezentral in den Wagen.

Zum Lösen der Bremse wird der Druck in der HL-Leitung wieder angehoben. Mehrlösige Bremsen lösen soweit, wie es dem HL-Druck als Bremsanforderungssignal entspricht. Einlösige Bremsen lösen bei Anhebung des Druckes in der Hauptluftleitung vollständig aus. Sie eignen sich

**Tabelle 16.1** Brems- und Lösezeiten

Bremsstellung	<i>G</i>	<i>P, R</i>
Bremszylinderfüllzeit	18–30 s	3–5 s
Bremszylinderlösezeit	45–60 s	15–20 s

aufgrund des schnelleren Lösevorgangs für längere und schwerere Züge und werden z. B. im Bereich der AAR-Bahnen eingesetzt.

Mehrösige Bremsen, die im Bereich der UIC-Bahnen üblich sind, bieten höheren Bedienkomfort, da die Bremse in Stufen gelöst werden kann. Das Lösen der Bremse und das Füllen der Vorratsluftbehälter wird dabei so koordiniert, dass stets die Bereitschaft vorhanden ist, mit dem verfügbaren Druck im Vorratsluftbehälter erneut einzubremsen. Die Bremse ist unerschöpfbar.

Die Durchgängigkeit der Bremsleitung als wesentliches Sicherheitsmerkmal der HL-Bremse wird im Rahmen der Bremsprobe vor jeder Zugfahrt geprüft.

Im Fall von Störungen kann die Bremse an einzelnen Fahrzeugen abgeschaltet werden. Das Fahrzeug wird zum Leitungsfahrzeug, bringt keine Bremswirkung auf, aber leitet einen Bremsbefehl durch. Wenn das letzte Fahrzeug im Zug eine wirk-

same Bremse hat, ist auch bei einer Zugtrennung die Abbremsung der Zugteile gewährleistet.

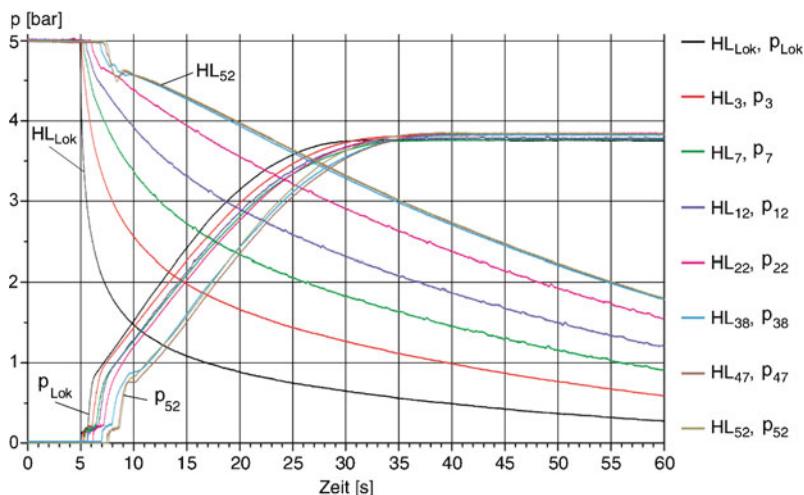
## Bremsstellungen

Um den Einfluss der Durchschlagszeit auf Längskräfte und Stöße zu begrenzen, reagiert das Steuerventil mit definierten Füll- und Lösezeiten (Tab. 16.1). Diese sind für lange Güterzüge (Bremsstellung *G*) länger als für kürzere Reisezüge (Bremsstellungen *P* und *R*). Bei Triebzügen können wesentlich kürzere Zeiten angewandt werden.

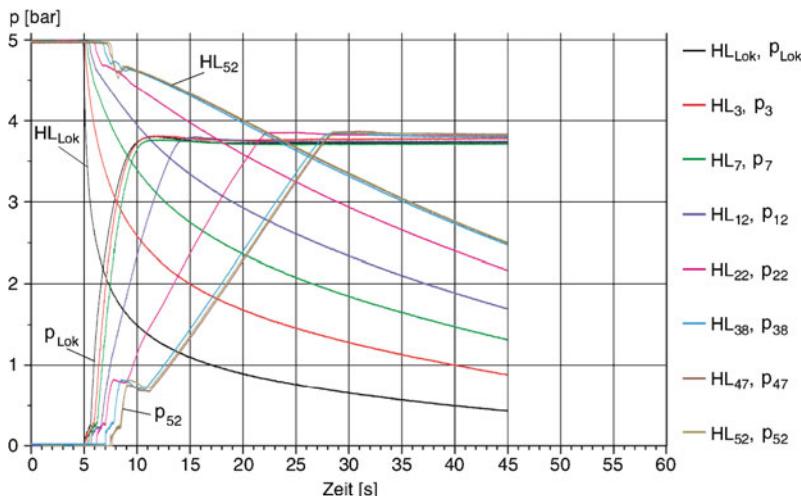
Die Abb. 16.4 und Abb. 16.5 zeigen in Versuchen gemessene HL- und Bremszylinderdrücke am 750 m-Zug mit 52 Wagen bei Schnellbremsung für die Lokomotive und die Wagen 3, 7, 12, 22, 38, 47 und 52. Deutlich ist an den Kurvenscharen der Unterschied im Druckverlauf zwischen Lokomotive und letztem Wagen zu erkennen. Der langsamere Bremszylinderdruckaufbau in Bremsstellung *G* reduziert den Unterschied der Bremskraft zwischen Lok und letztem Wagen erheblich.

Die Umschaltung auf Bremsart *R*, die an Reisezügen möglich ist, ergibt eine Umschaltung auf einen höheren Bremszylinderdruck.

Die längeren Zeiten in Bremsstellung *G* ergeben längere Bremswege und damit Restriktionen im Betrieb, u. a. eine geringere Höchstgeschwindigkeit. In Zugbildungsvorschriften, die die Zuglängsdyna-



**Abb. 16.4** HL-Drücke und Bremszylinderdrücke (p), Schnellbremsung, 750 m-Zug, 52 Wagen, Bremsstellung *G*. Bei Schienenfahrzeugbremsen ist die Bezeichnung des Bremszylinderdruckes mit dem Formelzeichen C üblich



■ Abb. 16.5 HL-Drücke und Bremszylinderdrücke ( $p$ ), Schnellbremsung, 750 m-Zug, 52 Wagen, Bremsstellung P. Bei Schienenfahrzeugbremsen ist die Bezeichnung des Bremszylinderdruckes mit dem Formelzeichen C üblich

mik berücksichtigen, ist festgelegt, bis zu welcher Zuglänge und zu welchem Zuggewicht (teils abhängig von der Wagenbauart) auch Güterzüge in Bremsstellung  $P$  gefahren werden können.

### Lastabbremsung

Um zu große Längskräfte im Zug und das Blockieren von gering beladenen Fahrzeugen zu vermeiden, ist bei Güterwagen und anderen Fahrzeugen mit hoher Nutzlast, bezogen auf das Eigengewicht, eine Lastkorrektur (Lastabbremsung) vorgesehen. Im einfachen Fall ist eine von Hand oder automatisch durch die Last umschaltbare zweistufige Einrichtung vorhanden, die von niedriger auf hohe Abbremsung umschaltet.

Bei höheren Anforderungen an die Toleranz zwischen Mindestverzögerung und maximaler Verzögerung (Einhaltung von Bremsweganforderungen und Vermeidung von Radblockaden) wird der Bremszylinderdruck kontinuierlich durch ein Relaisventil der aktuellen Last angepasst.

### Direkte pneumatische Bremse

Lokomotiven sind zusätzlich mit einer direkten pneumatischen Bremse ausgerüstet, mit der die Bremszylinder der Lokomotive unmittelbar gefüllt und entlüftet werden können. Diese Bremse ist zum feinfühligen Rangieren bei Kuppelvorgängen erforderlich.

derlich, aber auch zum Festhalten des Zuges, wenn z. B. im Rahmen der Bremsprobe die Bremse des Zuges gelöst wird.

### Zweileitungsbremse

Da die Hauptluftleitung strikt für die Funktion der durchgehenden indirekten Bremse reserviert ist, wird in Reisezügen für die Versorgung weiterer Verbraucher in den Fahrzeugen, wie Luftfedern, Türbetätigungen, Toiletten, eine zweite Druckluftleitung, die Hauptluftbehälterleitung installiert. Diese Leitung wird direkt aus den Luftbehältern des Triebfahrzeugs gespeist und über die Luftversorgungsanlage auf einem Druck zwischen 8,5 und 10 bar gehalten. Die Hauptluftbehälterleitung wird auch zur Speisung der Vorratsluftbehälter der Bremse in den einzelnen Fahrzeugen herangezogen, wodurch die Hauptluftleitung in dieser Funktion unterstützt und das Lösen beschleunigt wird.

### 16.6.3 Direkte elektropneumatische Bremse

Bei EMU, DMU und Metros werden häufig direkte elektropneumatische Bremssysteme als Betriebsbremse eingesetzt. Die Bremsanforderung wird vom Fahrer mittels seines Bediengeräts an mehrere

im Fahrzeug verteilte elektronische Bremssteuergeräte via Steuerleitung (z. B. als pulsweitenmoduliertes Signal PWM) oder über einen seriellen Fahrzeugsbus (z. B. MVB, Multifunction Vehicle Bus) übermittelt.

Jedes Bremssteuergerät regelt und überwacht ein oder mehrere elektropneumatische Bremsgeräteeinheiten.

Je nach Grad der Dezentralisierung ist für ein oder mehrere Drehgestelle eine Bremsgeräteeinheit vorgesehen. Dies ermöglicht eine individuelle Bremskraftregelung im Fahrzeug.

Die Druckregler der Bremsgeräteeinheiten erzeugen entsprechend der Bremsanforderung einen Vorsteuerdruck, der von den Relaisventilen in einen Bremszylinderdruck umgesetzt wird.

Die individuelle lastabhängige Korrektur der Bremsdrücke erfolgt mechanisch in den Relaisventilen oder wird bereits bei der Sollwertermittlung durch die Bremssteuergeräte berücksichtigt.

Zur Sicherstellung der Selbstdäigkeit wird eine parallel vorhandene indirekte pneumatische Bremse genutzt oder die Sicherheit wird über eine zugweite, elektrische Sicherheitsschleife nach dem Ruhestromprinzip gewährleistet: Im Falle einer Notbremse schalten Notbremsventile den Versorgungsdruck direkt auf die Relaisventile. Eine individuelle, lastabhängige Druckbegrenzung für jede Einheit verhindert auch in diesem Fall das Überbremsen.

Die elektrische Sicherheitsschleife steuert die Notbremsventile unabhängig von der elektronischen Bremssteuerung an. Sie gewährleistet für dieses System ohne pneumatische Bremssteuerleitung die Durchgängigkeit und Selbstdäigkeit.

Insbesondere für Triebzüge ist häufig die Kompatibilität zu Fahrzeugen mit HL-Bremse gefordert (z. B. zum Schleppen oder für den Notbetrieb im Schadensfall). Parallel zur direkten Betriebsbremse wird dann eine indirekte pneumatische Bremse installiert.

## 16.6.4 Bremsmanagement

Das Zusammenwirken der Reibungsbremse mit weiteren Bremsystemen wird durch das elektronische Bremsmanagement geregelt.

### Retarder

Fahrzeuge mit Dieselmotor und mechanischer oder hydraulischer Kraftübertragung (dieselmechanische/-hydraulische Fahrzeuge) werden häufig mit Retardern ausgerüstet. Deren Bremsleistung ist durch die installierte Kühlleistung bestimmt.

### ED-Bremse

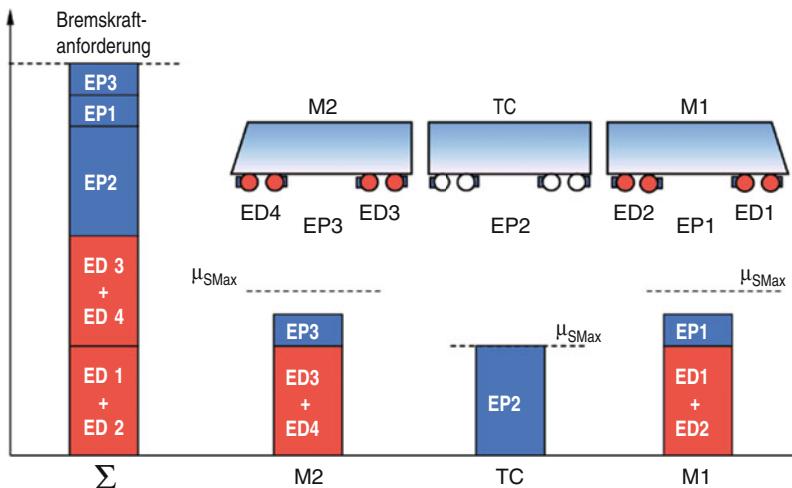
Bei elektrisch angetriebenen Triebfahrzeugen werden die Antriebsmotoren als elektrodynamische Bremse (ED-Bremse, generatorische Bremse) genutzt. Die Energie wird in das Versorgungsnetz zurückgespeist oder über Widerstände an die Umgebungsluft abgegeben.

Bei Lokomotiven ist die Bremskraft der ED-Bremse zu limitieren, da durch übermäßige Druckkräfte an den Puffern Entgleisungsgefahr bestehen kann. Bei Triebzügen besteht diese Einschränkung nicht, so dass mit voller Leistung der Antriebsanlage gebremst werden kann, womit zum Teil eine Verzögerung erreicht wird, die für die Betriebsbremsung ausreicht. Bei schnelleren Fahrzeugen ist die Bremsleistung der ED-Bremse für die Vollbremsung nicht ausreichend.

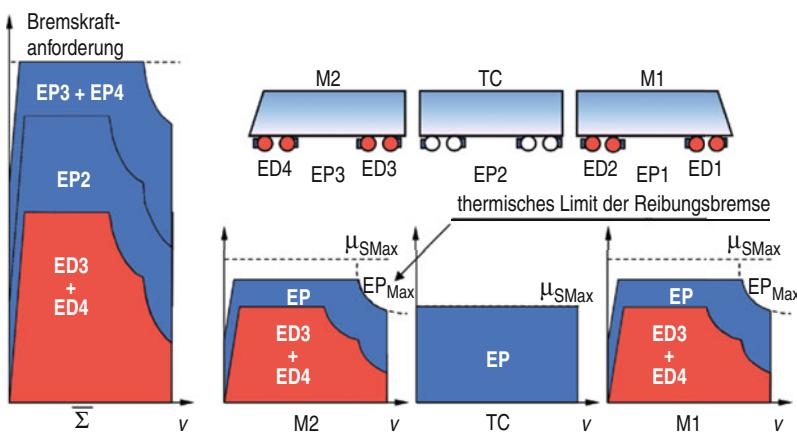
### Zusammenwirken der Bremssysteme

Das Bremsmanagement berücksichtigt Verfügbarkeit und Auslastung der Teilsysteme, Kraftschlussausnutzung der einzelnen Radsätze in Abhängigkeit von der Radsatzlast, Verschleiß und damit Life-Cycle-Costs und führt so zu einer äußerst komplexen Ansteuerung des Zusammenspiels der verschiedenen Bremssysteme.

Um den Verschleiß zu minimieren, wird einem verschleißfreien Bremsystem wie der ED-Bremse der Vorrang gegeben, und erst bei dessen voller Ausnutzung wird die Reibungsbremse ergänzend zugeschaltet (Abb. 16.6).



■ Abb. 16.6 Blending – Bremskraftverteilung auf die einzelnen Drehgestelle



■ Abb. 16.7 Blending – Bremskraftverteilung in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit

Dieses so genannte Blending ist Teil des Bremsmanagements und erfolgt geschwindigkeitsabhängig entsprechend der Kennlinie der ED-Bremse (■ Abb. 16.7).

Darüber hinaus wird bei Ausfall einzelner Teilsysteme (z. B. der ED-Bremse einzelner Drehgestelle) die fehlende Bremskraft auf die restlichen Drehgestelle des Zuges verteilt. So kann die Samtbremsleistung des Fahrzeugs bis zu gewissen Grenzen erhalten werden.

Während des Anhaltevorgangs wird im untersten Geschwindigkeitsbereich (ca. 10 km/h) die ED-Bremse von der Reibungsbremse ruckfrei abgelöst.

Unterhalb ca. 5 km/h wird für den Anhaltevorgang die Bremskraft zur Vermeidung eines Halterucks automatisch reduziert und eine Festhaltekraft eingeregelt.

## 16.7 Komponenten und Subsysteme

### 16.7.1 Luftversorgung

Druckluftbetriebene Bremsanlagen werden von einem Kompressor gespeist. Auf Schienenfahrzeu-

gen kommen Kolbenkompressoren und Schraubenkompressoren zum Einsatz. Sie werden so geschaltet, dass Druckluft mit einem Druck von 8,5 bis 10 bar in den Luftbehältern zur Verfügung steht.

Den Kompressoren nachgeschaltet sind Lufttrocknungsanlagen und Ölfilter. Da die Entsorgung des ölhaltigen Kondensats aus den Lufttrocknungsanlagen kostenintensiv ist, werden zunehmend ölfreie Kompressoren eingesetzt.

Bei Lokomotiven werden Kompressoren mit einem Ansaugvolumen bis über 3000 l/min installiert.



Abb. 16.8 Steuerventil KE am Güterwagen

### 16.7.2 Luftabsperrhähne und Bremskupplungen

Schienenfahrzeuge sind an beiden Enden identisch mit Luftabsperrhähnen und über kurze Schläuche mit Bremskupplungen ausgerüstet.

Auch wenn vermeintlich einfache Bauteile, so haben diese große Bedeutung für Betrieb und Sicherheit. Der vorderste und der hinterste Luftabsperrhahn im Zug schließen die HL-Leitung ab, alle anderen Hähne sind geöffnet. Die Hähne entlüften im geschlossenen Zustand die Seite zur Bremskupplung und damit die HL-Leitung, falls weitere Fahrzeuge gekuppelt sind. Dadurch bremst ein Zug, wenn ein einzelner Hahn geschlossen wird. Beim Entkuppeln von Wagen kann mit dieser Entlüftungsfunktion eingebremst werden. Im Fall einer unbeabsichtigten Zugtrennung lösen sich die Bremskupplungen und entlüften die Bremsleitungen über einen großen Querschnitt, so dass die getrennten Zugteile sofort einbremsen.

### 16.7.3 Steuerventile

Am Güterwagen ist dieses zentrale Element der Bremssteuerung häufig in einem modular aufgebauten Steuerventil mit angeflanschtem Relaisventil an einem Träger zusammengefasst (Abb. 16.8), an anderen Fahrzeugen ist es zusammen mit den sonstigen Bremskomponenten angeordnet (Abb. 16.1).

Die Funktionen des Steuerventils sind sehr vielfältig (s. ▶ Abschn. 16.6.2), dazu gehören zu Beginn der Bremsung den Bremszylindermindest-

druck schnell einzusteuern, den Bremszylinderdruck auf den definierten Höchstdruck zu begrenzen, den Bremszylinderdruck mit geringer Hysteresen unabhängig vom Volumen der Bremszylinder mit den Eigenzeiten nach Tab. 16.1 auf- und abzubauen, die Füllung der Vorratsluftbehälter zu steuern, die Bremse für den Rangierbetrieb zu lösen usw. Diese Liste ist bei weitem nicht vollständig. Abb. 16.8 zeigt das millionenfach bewährte KE-Steuerventil.

### 16.7.4 Führerbremsanlage

Die Bedienung der Bremse erfolgt durch die so genannte Führerbremsanlage, dabei gibt es zwei Prinzipien: diestellungsabhängige Bremse und die zeitabhängige Bremse. Bei derstellungsabhängigen Bremse regelt die Bremsanlage eine Bremskraft ein, die der Stellung des Bedienhebels entspricht. Bei der zeitabhängigen Steuerung entspricht die Dauer der Betätigung des Hebels der Veränderung der Bremskraft.

Die Entlüftung der Hauptluftleitung in der Schnellbremsstellung erfolgt unmittelbar mechanisch am Bedienelement um maximale Zuverlässigkeit zu erreichen.

Die Nachspeisung der Hauptluftleitung gleicht Undichtigkeiten aus und erfolgt über einen begrenzten Querschnitt, um im Fall einer Zugtrennung der Entlüftung der HL-Leitung Vorrang zu geben. Da die Nachspeisung nur am besetzten Führerstand erfolgen darf, werden die Führerbrems-

ventile unbesetzter Führerstände über ein eigenes Absperrventil von der Luftversorgung getrennt. Die Schnellbremsstellung bleibt dabei wirksam.

### 16.7.5 Bremsgeräteeinheiten

Die Geräte der pneumatischen Bremssteuerung sind meist in Bremsgeräteeinheiten oder -tafeln zusammengefasst, auf denen die einzelnen Geräte übersichtlich und leicht tauschbar angeordnet sind. Die einzelnen Bremssteuergeräte tragen auf der Rückseite pneumatische Anschlussflansche. Es werden unterschiedliche Techniken der Bremsgerätetafeln eingesetzt, die alle in bestimmten Anwendungsfällen Vorteile aufweisen. Bei Bohrtafeln werden alle Verbindungen durch Bohrungen in einer dicken Metallplatte hergestellt. Ihr Vorteil ist die automatisierbare Fertigung, Nachteile sind das höhere Gewicht und die begrenzte Tafelgröße und -komplexität. Bei Rohrtafeln werden die Verbindungen durch einzelne, gelötete Rohrverbindungen hergestellt. Ihr Vorteil liegt in der erreichbaren hohen Komplexität und in der Anpassbarkeit an Einbaubedingungen. Bei Klebetafeln werden die Druckluftkanäle in eine Platte gefräst, die mit einer Deckplatte verklebt wird. Sie ermöglichen bei Multilayer-Bauart hohe Komplexität, sind jedoch aufwändig zu fertigen.

Häufig werden die Luftversorgungsanlage und die elektronische Bremssteuerung mit der Bremsgerätetafel in kompletten Bremsgerüsten zusammengefasst (Abb. 16.1). Der Einsatz dieser komplett geprüften Gerüste spart dem Fahrzeughersteller Kosten und Zeit. In Lokomotiven werden die Gerüste im Maschinenraum untergebracht, bei Triebzügen kommt vorwiegend eine Anordnung unterflur zum Einsatz.

### 16.7.6 Mechatronische Module

Vorwiegend bei elektropneumatischen direkten Bremsystemen werden Elektronik und elektropneumatische Geräte zunehmend zu mechatronischen Modulen integriert (Abb. 16.9).

Diese kompakten dezentralen Module erlauben eine drehgestellnahe Anordnung. Sie kommunizie-



Abb. 16.9 Bremssteuerung EP-Compact

ren über einen seriellen Bus und bilden Segmente, die über Gateways an die Fahrzeugelektronik angebunden sind.

Der modulare Aufbau gestattet die individuelle Anpassung an die Anforderungen. Komplexe Bremssteuerungen von Lokomotiven werden mit Modulen aufgebaut, die jeweils funktionale Subsysteme darstellen (HL-Steuerung, Federspeichersteuerung, ...).

### 16.7.7 Gleitschutz

Mit Gleitschutz wird eine Funktion bezeichnet, die der Funktion des ABS beim Kraftfahrzeug ähnlich ist. Bei Schienenfahrzeugen steht jedoch nicht die Fahrstabilität im Vordergrund, sondern der Gleitschutz verhindert, dass ein Radsatz zum vollständigen Blockieren kommt, wodurch sehr schnell Flachstellen entstehen würden. Flachstellen haben erhebliche betriebliche Auswirkungen: Sie sind eine signifikante Lärmquelle und üben heftige Stöße auf die Radsatzlager, die Fahrzeugstruktur und die Schiene aus. Zur Behebung einer Flachstelle muss der Radsatz abgedreht werden, wodurch die Laufleistung des Radsatzes reduziert wird.

Erste Gleitschutzanlagen waren als mechanisch-pneumatische Systeme ausgeführt, seit den 1980er Jahren werden elektronische Anlagen auf Basis von Mikroprozessoren eingesetzt.

Der elektronische Gleitschutz besteht aus drei Hauptfunktionen. Die Erfassung der Drehzahlen der einzelnen Radsätze erfolgt über Aufnehmer an den Radsatzlagern. In einer elektronischen Einrichtung wird daraus eine fiktive Fahrzeuggeschwindigkeit ermittelt, die zur Schlupfberechnung mit den

Raddrehzahlen verglichen wird. An Radsätzen, die in zu großen Schlupf geraten, wird die Bremskraft über elektropneumatische Ventile beeinflusst.

Der Gleitschutz wird so ausgelegt, dass der Kraftschluss zwischen Rad und Schiene optimal genutzt wird. Moderne Gleitschutzregelalgorithmen suchen dazu das im jeweiligen Schienenzustand erreichbare Kraftschlussoptimum.

Bei Triebfahrzeugen kann die Gleitschutzanlage auch die Funktion des Schleuderschutzes übernehmen, der das Durchdrehen der Räder bei Aufschalten von zu hohen und nicht auf die Schiene übertragbaren Traktionskräften verhindert.

Zusätzliche Komplexität erlangt der Gleitschutz beim Zusammenspiel von verschiedenen Bremsanlagen.

Im Hochgeschwindigkeitsverkehr fordern die TSI eine gleitschutzunabhängige Erfassung der Radsatzdrehzahlen, um einen nicht rollenden Radsatz sofort zu erkennen (Rollüberwachung).

## 16.7.8 Klotzbremse

Um die Bremskraft auf die Radsätze aufzubringen, kommen Klotz- oder Scheibenbremsen zum Einsatz. Klotzbremsen sind bei Güterwagen oft sehr einfach ausgeführt (Abb. 16.2), ein einzelner Bremszylinder betätigt über ein Gestänge bis zu 16 Bremsklötze an vier Radsätzen. Dabei bringt der Bremszylinder bis zu 48 kN bei 3,8 bar Bremszylinderdruck auf. Der Verschleiß der Bremsklötze wird von Gestängestellern ausgleichen, um den Hub der Bremszylinder in etwa konstant zu halten.

Bei begengtem Einbauraum kommen Klotzbreminheiten zum Einsatz, die Bremszylinder, Hebelübersetzung, Verschleißnachstellung und Klotzhalter in einem Gerät vereinigen.

In Europa sind noch Güterwagen mit Graugussklötzen im Einsatz. Diese bewirken eine Verriffelung der Radlaufflächen, was zu deutlich lauem Rollgeräusch als bei Fahrzeugen mit anderen Bremsbauarten führt.

Im Zuge der Bemühungen um Lärmreduktion werden zunehmend Bremsklötze aus organischen Reibmaterialien eingesetzt (Verbundstoffsohlen, K-Sohlen, LL-Sohlen), die diese Verriffelung verhindern. Beim Einsatz dieser Reibmaterialien

kann das Rollgeräusch um bis zu 10 dBA gesenkt werden, was einer gefühlten Halbierung entspricht. Neubaugüterwagen werden deshalb mit K-Sohlen ausgerüstet. Einzelne Bahnen bzw. Länder haben eine Vorreiterrolle übernommen und setzen schon vorher bei neuen Wagen K-Sohlen ein.

Der Reibwert der K-Sohlen ist wesentlich höher als der Reibwert der Graugussklötze und weniger geschwindigkeitsabhängig. Dies erschwert die Umrüstung vorhandener Wagen. Hierfür wurden inzwischen Verbundstoffsohlen mit geringerem Reibwert (LL-Sohle) entwickelt und mit der Umrüstung von Bestandsgüterwagen begonnen. Die Energieverteilung zwischen Rad und Klotz ist bei Verbundstoffsohlen ungünstiger für das Rad. Die Räder werden thermisch höher belastet und verschleifen schneller. Die Lebensdauer der Verbundstoffsohlen ist jedoch höher als die der Graugussklötze.

## 16.7.9 Scheibenbremse

Scheibenbremsen vermeiden die thermische Belastung der Räder und weisen eine hohe Leistungsfähigkeit auf. Bei 17,5 t Radsatzlast und drei Bremsscheiben pro Radsatz sind bei einer Stoppbremsung aus 350 km/h pro Scheibe 28 MJ umzusetzen. In Sonderfällen werden auch bis zu 50 MJ Energieaufnahmefähigkeit für eine Bremsscheibe gefordert.

Wellenbremsscheiben (Abb. 16.10) werden zwischen den Rädern auf der Radsatzwelle angeordnet. Hier kommen bis zu vier Bremsscheiben pro Radsatz zum Einsatz. Bei Treibradsätzen ist der Bauraum zwischen den Rädern häufig durch Antriebsmotoren und Getriebe belegt, sodass dort Radbremsscheiben eingesetzt werden. Diese beste-



Abb. 16.10 Wellen- und Radbremsscheibe mit Kompaktbremszangen

hen aus zwei Reibringen, die auf der Radscheibe montiert sind (Abb. 16.10).

Geteilte Bremsscheiben als Ersatzteil vereinfachen den Austausch der Bremsscheiben ganz erheblich. Eine große Herausforderung für die Konstruktion besteht darin, die hohen Fliehkräfte an der Trennstelle sicher aufzunehmen.

Die Zuspanspannkraft auf die Bremsscheiben wird durch Bremszangen aufgebracht, die im Drehgestellrahmen aufgehängt werden. Sie müssen die Wege ausgleichen, die sich in der Primärstufe der Federung ergeben. Kompaktbremszangen reduzieren den benötigten Bauraum und vereinfachen die Aufnahmepunkte im Drehgestell. Die Bremszangen enthalten stets auch eine automatisch arbeitende Verschleißnachstellung.

Die Zuspanspannkräfte der Bremszangen betragen bei Notbremsungen bis über 100 kN.

Als Bremsscheibenmaterial kommt meist Grauguss, Stahlguss und Aluminium zum Einsatz. Für Standardanwendungen wird Grauguss eingesetzt. Vorteile der Aluminiumbremsscheiben sind die hohe Wärmeleitfähigkeit und damit die gute Abkühlung, der extrem niedrige Verschleiß und das geringe Gewicht. Diese Vorteile lassen Aluminiumbremsscheiben trotz hoher Materialkosten oft zur wirtschaftlichen Lösung werden. Da die Schienenfahrzeugbremsen hinsichtlich thermischer Belastung fahrzeug- und streckenspezifisch ausgelegt werden, ergeben sich aus den niedrigeren Schmelztemperaturen des Aluminiums keine wesentlichen Einschränkungen.

Der Vorteil der Stahlgusssscheiben ist die hohe Verschleißfestigkeit, die den Einsatz von Sintermetall-Bremsbelägen erlaubt.

Große Bedeutung kommt dem Verschleißverhalten, dem möglichst konstanten Reibwert unabhängig von Geschwindigkeit und Temperatur sowie dem Nässeverhalten von Bremsbelägen zu. Bis ca. 350 °C maximaler Temperatur werden Bremsbeläge aus organischem Material eingesetzt, bei höheren Maximaltemperaturen kommen Bremsbeläge mit Sintermetallelementen mit Stahlgusssscheiben zum Einsatz. Dann sind Temperaturen bis 800 °C zulässig.

Neue Entwicklungen von Bremsbelägen hatten das Ziel, die Energie sehr gleichmäßig auf der

Scheibenoberfläche einzubringen. Damit wird zum einen die Energieaufnahmefähigkeit der Scheiben insgesamt besser genutzt, zum anderen werden durch das gleichmäßige Aufheizen die thermischen Spannungen wesentlich reduziert. Beides steigert die Leistungsfähigkeit der Scheibenbremse signifikant.

Die Anforderungen an die Paarung Bremsbelag/Bremsscheibe sind je nach Fahrzeug und Einsatzprofil sehr unterschiedlich, so dass die rechnerische Auslegung oft nicht ausreichend ist sondern projektspezifische Prüfstandsversuche erforderlich werden.

### 16.7.10 Feststellbremse

In Güter- und Reisezugwagen werden die Feststellbremsen mit einem Handrad betätigt. In anderen Fahrzeugen kommen als Feststellbremse zunehmend Federspeicherbremsen zum Einsatz, bei denen eine mechanische Federkraft die Bremskraft auf bringt. Das Lösen erfolgt durch Druckanstieg in einem Druckluftzylinder, bei dessen Entlüften die Federkraft als bleibende Bremskraft wirkt.

Für die Ansteuerung der Federspeicherbremse als Feststellbremse gibt es unterschiedliche Grundprinzipien: die direkte Ansteuerung über eine aktive Bedienung und die indirekte Ansteuerung über die Druckhöhe im Vorratsluftbehälter der Druckluftbremse.

Zur Auslegung der Feststellbremse ist die erforderliche Sicherheit gegen Abrollen das Maß für die erforderliche Bremskraft. Die Sicherheit gegen Abrutschen bestimmt die erforderliche Anzahl der mit der Feststellbremse gebremsten Radsätze.

Da ein ungewolltes Anlegen der Federspeicherbremse wegen Überhitzung oder Blockieren zu gefährlichen Betriebssituationen führen kann, sind besondere Maßnahmen für den Fehlerfall erforderlich.

Um ein liegengebliebenes Fahrzeug mit eingefallenem Federspeicher und defekter Bremssteuerung von der Strecke räumen zu können, sind Federspeicherbremszylinder mit einer Notlöseeinrichtung versehen.

### 16.7.11 Magnetschienenbremse

Schienenbremsen werden als kraftschlussunabhängige Bremsen bezeichnet, da ihre Bremskraft direkt auf die Schienen übertragen wird und der Kraftschluss zwischen Rad und Schiene nicht in Anspruch genommen wird. Deshalb können Schienenbremsen zusätzlich zur Erhöhung der Bremswirkung des Fahrzeugs verwendet und angerechnet werden.

Die Magnetschienenbremsen (Mg-Bremse) (Abb. 16.11), werden zum Bremsen abgesenkt und elektromagnetisch an die Schienen angezogen. Die Reibung zwischen Magnet und Schiene führt zur Bremskraft aber auch zu erheblichem Verschleiß. Mg-Bremsen werden deshalb nur bei Schnell- oder Notbremsungen eingesetzt. Ihre Bremskraft ist nicht regelbar und steigt mit abnehmender Geschwindigkeit stark an. Sie werden daher in der Regel vor Erreichen des Stillstands abgeschaltet, um einen unzulässig starken Halteruck zu vermeiden.

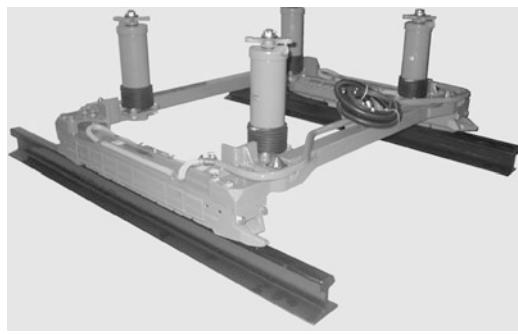


Abb. 16.11 Magnetschienenbremse

Bei einigen Bahnen sind die Anforderungen zur Bremsleistung –  $v_{\max} > 140 \text{ km/h}$  – so hoch, dass die Forderungen nur mit Reibungsbremsen und zusätzlich Mg-Bremsen zu erfüllen sind.

Bei einer elektrischen Erregerleistung von 1 kW erzeugt ein Bremsmagnet mit 1 m Länge eine Anzugskraft von ca. 84 kN.

In Einzelfällen erfolgt auch der Einsatz von Permanentmagneten, wobei das Ein- und Abschalten der Bremskraft technisch anspruchsvoll ist.

### 16.7.12 Wirbelstrombremse

Die Wirbelstrombremse (WB-Bremse) ist eine verschleißfreie Bremse mit hoher Leistung bei hoher Geschwindigkeit. Die Elektromagnete der WB-Bremse werden zum Bremsen durch die Entlüftung von Luftbälgen abgesenkt und mit einem Luftspalt von wenigen Millimetern über der Schiene geführt. Die wandernden Magnetfelder induzieren in der Schiene kreisende Wirbelströme. Deren Magnetfelder erzeugen in Wechselwirkung mit den Magnetfeldern der Bremsmagnete Kräfte, die der Bewegung entgegengerichtet sind und dadurch den Zug abbremsen.

Da lineare Wirbelstrombremsen verschleißfrei arbeiten, werden sie – im Gegensatz zu den Mg-Bremsen – nicht nur als Schnell- oder Notbremse eingesetzt, sondern auch als Betriebsbremse.

Die Triebzüge ICE3 (Abb. 16.12), deren Konzept auf die Neubaustrecke zwischen Frankfurt und Köln abgestimmt ist, sind in der Lage, allein mit der ED-Bremse und WB-Bremse auch bei 300 km/h in 4 % Gefälle die Geschwindigkeit zu halten. Die Wir-



Abb. 16.12 ICE3-Drehgestell mit Wirbelstrombremse

belstrombremse kann am 400 m langen Doppelzug (Zugmasse ca. 920 t) bei Schnellbremsungen eine Bremsleistung von 26 MW aufbringen.

## 16.8 Hydraulische Bremsanlagen in Straßenbahnen

Obwohl hydraulisch betätigte Bremsen grundsätzlich auch in anderen Schienenfahrzeugen zum Einsatz kommen können, werden hier speziell die hydraulischen Bremssysteme für Straßenbahnen beschrieben.

Da sich die Straßenbahnen den Verkehrsweg mit anderen Fahrzeugen und auch mit Fußgängern teilen, gelten hohe Anforderungen an die Bremsverzögerung (ca.  $2,8 \text{ m/s}^2$ ).

Auf Grund begrenzter Einbauverhältnisse werden insbesondere Niederflurstraßenbahnen bevorzugt mit hydraulischen Bremsanlagen ausgestattet, die eine kompakte Bauweise bei gleichzeitig großer Variabilität hinsichtlich Geräte- und Systemgestaltung erlauben. Weit verbreitet sind Anlagen, bei denen die mechanischen und hydraulischen Komponenten in oder um das Fahrwerk angeordnet sind und die Energieversorgung und Ansteuerung auf elektrischem Weg erfolgt.

Die Betriebsbedingungen von Straßenbahnfahrzeugen sind kennzeichnet durch harte Wittringsbedingungen, große Erschütterungen, starke mechanische Belastungen und hohe Anzahl von Beätigungszyklen.

### 16.8.1 Regelwerke und Vorschriften für Straßenbahnbremsen

Hinsichtlich der Regelungen in Deutschland sei die TR Br Ausgabe 2008 [7] genannt, die gegenwärtig als Basis für die Auslegung von Bremssystemen zur Anwendung kommt. Diese verweist auf die Umsetzung von Anforderungen aus der Normenreihe EN 13452-1 und auf Anforderungen in Bau- und Betriebsordnung für Straßenbahnfahrzeuge (BO-Strab) § 36 für die Bremse [8] sowie auf die Bremssenrichtlinie [9]. In anderen Ländern gelten die jeweiligen nationalen Vorschriften.

Die gesetzlichen Bestimmungen spezifizieren unterschiedliche Bremsarten, die jeweils ein Zusammenwirken der verschiedenen Teil-Bremssysteme darstellen. Parallel dazu müssen die betreiberspezifischen Gegebenheiten berücksichtigt werden, z. B. topografische Besonderheiten wie Steilstrecken, oder besondere Anforderungen, die sich aus dem Tunnelbetrieb ergeben.

### 16.8.2 Fahrzeugstruktur

Eine weit verbreitete Konfiguration einer Straßenbahn besteht aus einer Kombination von Triebfahrwerken oder Triebdrehgestellen (TD) an den Enden und einem Lauffahrwerk oder -drehgestell (LD) in der Mitte des Fahrzeugs. Üblicherweise sind in Triebfahrwerken elektrodynamische Bremsen und mehrstufige Federspeicherbremsen installiert. Für das Lauffahrwerk werden meistens aktive Krafterzeuger gewählt, [Abb. 16.13](#).

### 16.8.3 Bremssysteme

Drei unterschiedliche und unabhängig voneinander wirksame Bremssysteme kommen in Straßenbahnen zum Einsatz.

#### Magnetschienenbremse

Die Magnetschienenbremse ist vom Kraftschluss zwischen Rad und Schiene unabhängig und bei Straßenbahnen zwingend erforderlich.

#### Elektrodynamische Bremse

Die kraftschlussabhängigen Bremsen (ED-Bremse und Reibungsbremse) sind auf den Kraftschluss im Radaufstandspunkt angewiesen. Die ED-Bremse arbeitet verschleißfrei und wartungsarm, sie ermöglicht eine gute Regelbarkeit und wird daher bevorzugt eingesetzt.

#### Elektrohydraulische Bremse

Die mechanischen Reibungsbremsen sind bei den hier betrachteten Systemen als elektrohydraulisch betätigte mechanische Scheibenbremsen (EH-Bremse) ausgeführt.

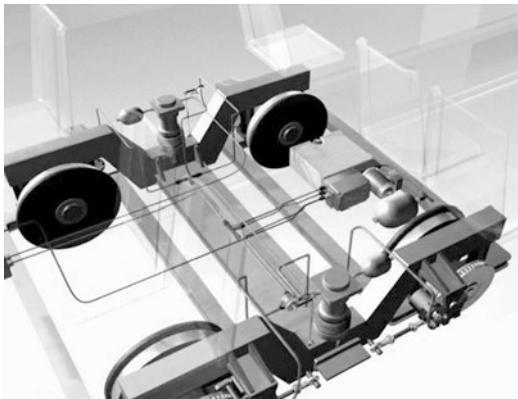


Abb. 16.13 Illustration eines Fahrwerkes mit hydraulischer Brems- und Federungsanlage

#### 16.8.4 Bremsmatrix

Das Zusammenwirken der einzelnen Teil-Bremsysteme bei den unterschiedlichen Bremsarten (s. ▶ Abschn. 16.6.1) kann in einer Bremsmatrix (Beispiel □ Tab. 16.2) übersichtlich dargestellt werden.

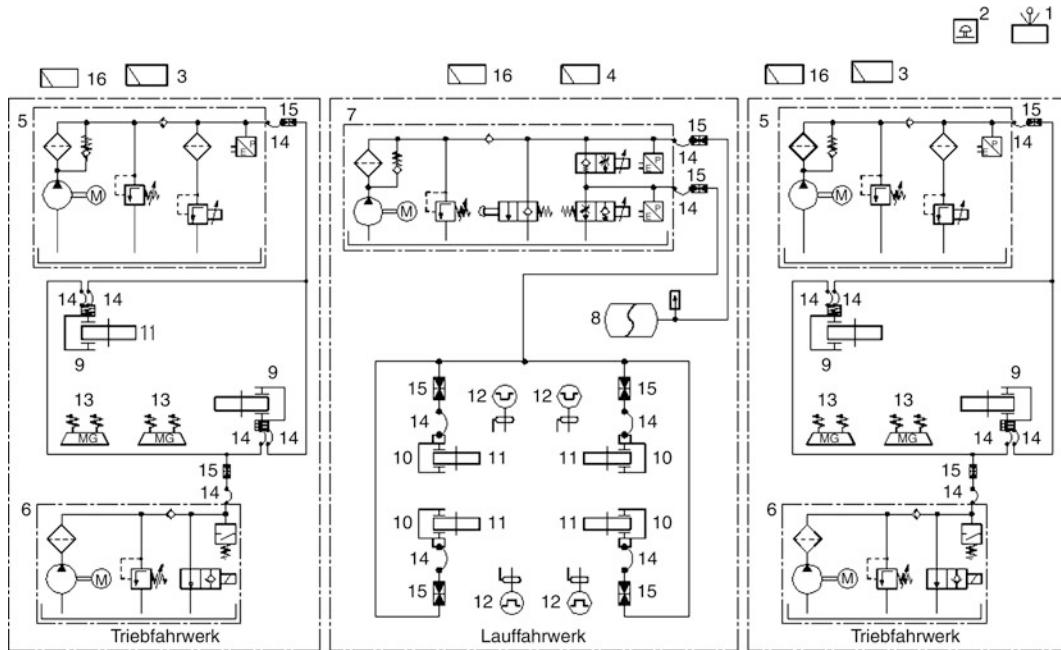
Die verschiedenen Bremsarten bilden die Basis für die Auslegung des hydraulischen Bremsystems. Dabei werden die Beteiligung der anderen Bremsysteme (ED-Bremse und Mg-Bremse) und die notwendigen Verzögerungen bzw. die maximal zulässigen Anhaltewege unter Beachtung des möglichen Kraftschlusses zwischen Rad und Schiene berücksichtigt. Es müssen unter anderem das Halten des Fahrzeugs allein als auch mögliche Abschleppfälle betrachtet werden, z. B. wenn ein intaktes voll bremsfähiges Fahrzeug ein ungebremstes Fahrzeug schleppt.

#### 16.8.5 Schema einer Straßenbahnbremsanlage

In □ Abb. 16.14 sind die Komponenten des hydraulischen Betriebsbrems- und Hilfslösensystems (zusammengesetzt aus den mechanischen und elektrischen Teilkomponenten einschließlich der Bedienelemente), die für den Gleitschutz der EH-Bremse erforderlichen Drehzahlaufnehmer und die Mg-Bremsen dargestellt.

□ Tabelle 16.2 Bremsmatrix

Bremsarten	TD		LD	TD		Schienenbremse	Gleitschutz	Bemerkungen
	ED-Bremse	EH-Bremse		EH-Bremse	ED-Bremse			
Betriebsbremsung	×					×		Normalbetrieb
Haltebremseung		×	×	×			×	Normalbetrieb
Gefahrenbremseung	×		×			×	×	Max. Verzögerung
Betriebsersatzbremseung	Ausfall	×	×	×			×	Ausfall ED-Bremse
Zwangsbremseung	×		×			×	×	Zugtrennung, Tür offen, Fahrgastnotbremse
Fahrernotbremseung		×		×		×	—	„Pilztaster“
Feststellbremseung		×		×			—	„Abstellen“



**Abb. 16.14** Schematische Darstellung einer hydraulischen Bremsausstattung 1 Fahr-/Bremshebel; 2 Pilztaster; 3 Brems-elektronik; 4 Bremselektronik; 5 Hydrogerät; 6 Hilfslösegerät; 7 Hydrogerät; 8 Membranspeicher; 9 Federspeicher (passiv); 10 Krafterzeuger (aktiv); 11 Bremsscheibe; 12 Drehzahllaufnehm-er; 13 Mg-Bremse; 14 Schlauchverbindung; 15 Kupplungen; 16 Pumpenmotorschütz

## 16.8.6 Hauptkomponenten eines hydraulischen Bremsystems

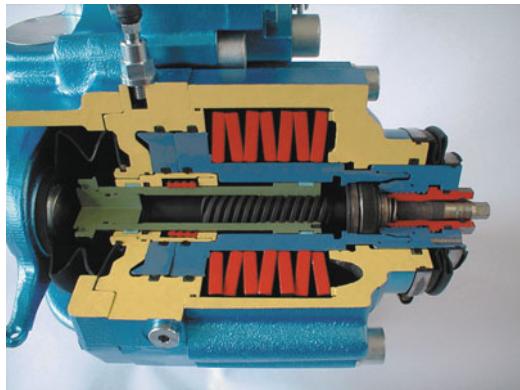
### Bremskrafterzeuger, Bremsscheibe, Bremsbeläge

Während sich die Bremsscheiben und Bremsbeläge für hydraulisch betätigtes Bremsen im Grundsatz nicht von denen für pneumatisch betätigtes unterscheiden, ähneln viele hydraulische Bremsaktuatoren in ihrem konzeptionellen Aufbau eher den Bremssätteln von Straßenfahrzeugen. Bei Straßenfahrzeugen werden die Bremskrafterzeuger meist aktiv betrieben, d.h. die Zuspannwirkung wird durch Druckbeaufschlagung erzielt. In der Straßenbahn werden sowohl aktiv wie auch passiv wirkende Aktuatoren (Abb. 16.15) eingesetzt. Passiv bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die Zuspannkraft durch Federelemente mechanisch be-

reitgestellt und die Bremse durch Beaufschlagung mit hydraulischem Druck gelöst wird (indirekt wirkender Krafterzeuger).

### Elektrohydraulische Versorgungs- und Steuereinheiten

Die Beaufschlagung der Bremskrafterzeuger mit Öl erfolgt mit elektrohydraulischen Versorgungs- und Steuereinheiten. Diese sogenannten Hydrogeräte bevorraten das zum Betrieb erforderliche Ölvolume, erzeugen über eine Motor-Pumpenkombination den Hydraulikdruck und steuern und regeln die Bremsdrücke. Die zur Druckregelung bzw. Steuerung eingesetzten Magnetventile werden von einer Bremselektronik versorgt oder sind direkt mit der fahrzeugseitigen Ansteuerung verbunden. Zur Energiezwischenspeicherung werden insbesondere bei gleitschutzhfähigen Anlagen zu-



**Abb. 16.15** Schnitt durch einen federkraftbetätigten, hydraulisch lösbar bremsaktuator mit selbsttätig arbeitendem Verschleißnachsteller

sätzlich Membranspeicher zur Bevorratung eines unter Druck stehenden Vorratsvolumens ange schlossen. Das darin gespeicherte Öl kann nahezu verzögerungsfrei zur Bremsdruckregelung bereit gestellt werden.

### Bremssteuerelektronik

Die mit den Hydrogeräten verbundene Bremssteuerelektronik übernimmt die Druckregelungs- und Steuerungsfunktionen. In der Elektronik des Lauf fahrwerkes ist auch die Gleitschutzfunktionalität integriert. Die Bremsanforderung und die jeweils anstehende Bremsart werden von der Fahrzeugleitelektronik an die elektronische Bremssteuerung übermittelt. Der Zustand der Bremse sowie Diagnoseinformationen werden von ihr an die Leitelektronik zurückgemeldet.

### Literatur

1. Pohl, M.: Sicherheit auf Schiene und Straße. Die Geschichte der Knorr-Bremse AG. Piper Verlag, München (2005)
2. Knorr-Bremse Systeme für Schienenfahrzeuge GmbH (Hrsg.): Grundlagen der Bremstechnik. Knorr-Bremse AG, München (2003)
3. EBO: Eisenbahn- Bau- und Betriebsordnung vom 08.05.1967, zuletzt geändert 21.05.2005
4. Gärtner, E.: Der Schienenfernverkehr in den USA. ZEV Glasers Annalen **129**(11-12), 468–495 (2005)
5. Richtlinie 2008/57/EG über die Interoperabilität des Eisenbahnsystems in der Gemeinschaft
6. Verordnung über die Interoperabilität des transeuropäischen Eisenbahnsystems (Transeuropäische Eisenbahn-Interoperabilitätsverordnung – TEIV) vom 05.07.2007, zuletzt geändert am 18.2.2016
7. Technische Regeln für die Bemessung und Prüfung der Bremsen von Fahrzeugen nach der Verordnung über den Bau und Betrieb der Straßenbahnen (BOStrab) – technische Regeln Bremsen – (TR Br), Ausgabe: Dezember 2008
8. BOStrab, Verordnung über den Bau und Betrieb der Straßenbahnen, 11. Dezember 1987
9. BOStrab-Bremsenrichtlinie; Vorläufige Richtlinien für die Bemessung und Prüfung der Bremsen von Fahrzeugen nach der BOStrab, Stand: 15.5.1988
10. EN 13452-1, Railway applications – Braking – Mass transit brake systems – Part 1: Performance requirements

# Mechatronische Systeme – eine kurze Einführung

*Rolf Isermann*

- 17.1 Vom mechanischen zum mechatronischen System – 413**
- 17.2 Mechanische Systeme und mechatronische Entwicklungen – 415**
  - 17.2.1 Maschinenelemente, mechanische Komponenten – 415
  - 17.2.2 Elektrische Antriebe und Servoantriebe – 416
  - 17.2.3 Kraftmaschinen – 416
  - 17.2.4 Arbeitsmaschinen – 416
  - 17.2.5 Kraftfahrzeuge – 417
  - 17.2.6 Bahnen – 417
- 17.3 Funktionen mechatronischer Systeme – 417**
  - 17.3.1 Mechanischer Grundaufbau – 417
  - 17.3.2 Funktionsaufteilung Mechanik – Elektronik – 418
  - 17.3.3 Betriebseigenschaften – 418
  - 17.3.4 Neue Funktionen – 419
  - 17.3.5 Sonstige Entwicklungen – 419
- 17.4 Integrationsformen von Prozess und Elektronik – 420**
- 17.5 Entwurfsmethodik für mechatronische Systeme – 422**

**17.6 Rechnergestützter Entwurf von mechatronischen Systemen – 424**

**17.7 Ausblick – 427**

**Literatur – 428**

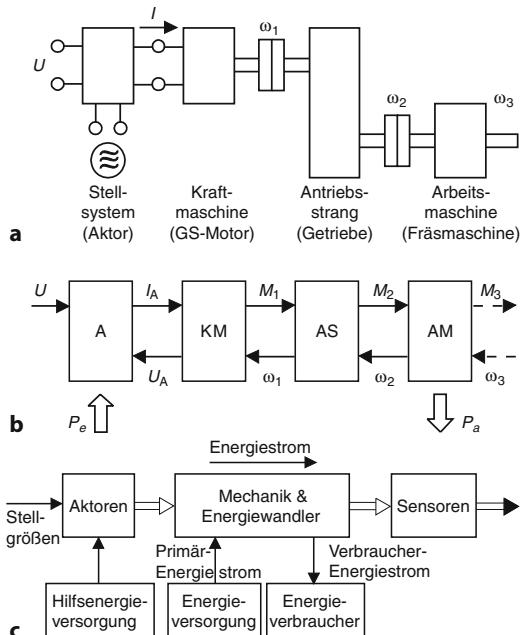
## 17.1 Vom mechanischen zum mechatronischen System

Integrierte mechanisch-elektronische Systeme entstehen durch eine geeignete Kombination von Mechanik, Elektronik und Informationsverarbeitung. Dabei beeinflussen sich diese Bereiche wechselseitig. Man beobachtet zunächst eine Verlagerung von Funktionen der Mechanik zur Elektronik, dann die Hinzunahme von erweiterten und neuen Funktionen. Schließlich entwickeln sich Systeme mit gewissen intelligenten bzw. autonomen Eigenschaften. Für dieses Gebiet der integrierten mechanisch-elektronischen Systeme wird der Begriff „Mechatronik“ verwendet. Mechatronische Systeme spielen für die Entwicklung von Kraftfahrzeugen seit etwa 1985 eine zunehmende Rolle, wie man an modernen Bremssystemen, Lenksystemen, Radaufhängungen und an Verbrennungsmotoren mit Einspritzsystemen und Aufladung und automatischen Schaltgetrieben erkennen kann. Die folgende Darstellung ist eine allgemeine Einführung mit verschiedenen Beispielen aus Maschinenbau und Fahrzeugtechnik.

### 17.1 Vom mechanischen zum mechatronischen System

Mechanische Systeme erzeugen bestimmte Bewegungen oder übertragen Kräfte oder Drehmomente. Zur gezielten Beeinflussung von z. B. Wegen, Geschwindigkeiten oder Kräften werden bei mechanischen Komponenten und Maschinen seit vielen Jahrzehnten Steuerungen und Regelungen eingesetzt. Sie arbeiten entweder ohne Hilfsenergie (z. B. Fliehkraft-Drehzahlregler) oder mit elektrischer, hydraulischer oder pneumatischer Hilfsenergie, um die zu beeinflussenden Größen direkt oder über einen Leistungsverstärker zu stellen. Bei einer Realisierung mit fest verdrahteter (analoger) Gerätetechnik ist die Informationsübertragung in den Steuerungen und Regelungen relativ einfach und stößt schnell an Grenzen. Ersetzt man diese additiv angebrachten Geräte durch Digitalrechner in Form von z. B. online gekoppelten Mikrorechnern (embedded micro-computers), dann kann die Informationsverarbeitung wesentlich flexibler und umfangreicher gestaltet werden.

Abb. 17.1 zeigt am Beispiel einer mit einer Kraftmaschine (Gleichstrommotor) angetriebenen Arbeitsmaschine (Pumpe) Abb. 17.1a



**Abb. 17.1** Schematische Darstellung einer Maschine  
**a** Schema der Komponenten (Geräteschaltbild); **b** Blockschaltbild (Vierpoldarstellung); **c** Blockschaltbild mit Signalfluss und Energieströmen (gesteuerter Prozess).  $U$  Stellgröße;  $U_A$  Ankerspannung;  $I_A$  Ankerstrom;  $M$  Drehmoment;  $\omega$  Drehzahl;  $P_e$  Antriebsleistung;  $P_a$  Verbraucherleistung

ein Schema (gerätetechnische Anordnung), Abb. 17.1b ein daraus hervorgehendes grobes Blockschaltbild für den Signalfluss (in Vierpoldarstellung) und in Abb. 17.1c den gesteuerten Prozess mit einer oder mehreren Stellgrößen als Eingangsgrößen und verschiedenen Messgrößen als Ausgangsgrößen. Dieser Prozess ist durch steuerbare Energieströme geprägt. Die Ströme können über Aktoren mit einem Stellsignal kleiner Leistung (Hilfsenergie) gestellt werden. Sensoren erfassen einige messbare Größen. Bei einem *mechanisch-elektronischen* System wird der mechanische Prozess durch ein elektronisches System ergänzt. Dieses elektronische System wirkt aufgrund der Messgrößen oder von außen kommenden Führungsgrößen in steuerndem oder regelndem Sinne auf den mechanischen Prozess ein, Abb. 17.2. Wenn dann das elektronische und mechanische System zu einem untrennbareren Gesamtsystem verschmilzt, entsteht ein *integriertes mechanisch-*

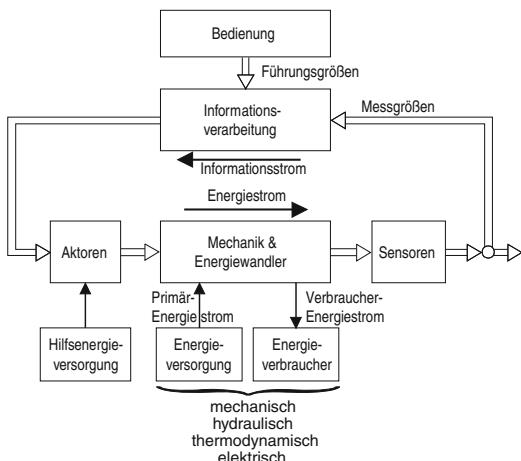


Abb. 17.2 Mechanisch-elektronisches System

**elektronisches System.** Die Elektronik verarbeitet hierbei Prozess-Information. Ein solches System ist deshalb zumindest durch einen *mechanischen Energiestrom* und einen *Informationsstrom* gekennzeichnet.

Integrierte mechanisch-elektronische Systeme werden als „mechatronische Systeme“ bezeichnet. Hierbei wird die Verbindung von MECHANIK und ElekTRONIK zum Ausdruck gebracht. Das Wort „Mechatronics“ wurde vermutlich durch einen japanischen Ingenieur 1969 geprägt und durch eine japanische Firma als Warenzeichen bis 1972 gehalten, [1]. Verschiedene Definitionen sind zunächst in der Literatur bei z. B. [2, 5] und z. B. in [6, 48] zu finden.

Allen bisherigen Definitionen ist zu entnehmen, dass *Mechatronik* (im engeren Sinne) ein interdisziplinäres Gebiet ist, bei dem folgende Disziplinen zusammenwirken; vgl. Abb. 17.3:

- *Mechanische Systeme* (Maschinenelemente, Maschinen, Feingerätetechnik);
- *Elektronische Systeme* (Mikroelektronik, Leistungselektronik, Messtechnik, Aktorik);
- *Informationstechnik* (Systemtheorie, Regelungs- und Automatisierungstechnik, Software-Gestaltung, künstliche Intelligenz).

Bei mechatronischen Systemen erfolgt die *Lösung einer Aufgabe* sowohl auf mechanischem als auch digital- elektronischem Wege. Hierbei spielen die

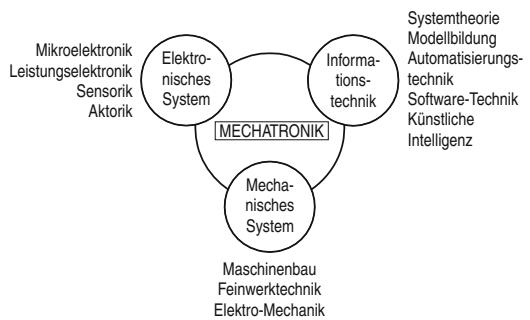


Abb. 17.3 Mechatronik: Integration verschiedener Disziplinen

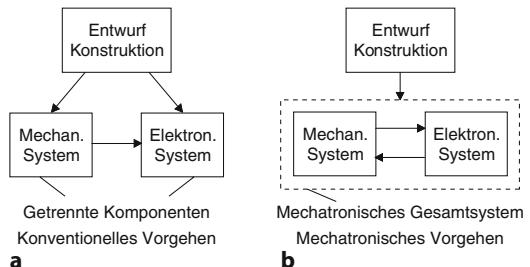


Abb. 17.4 Wechselbeziehungen bei Entwurf und Konstruktion mechatronischer Systeme

Wechselbeziehungen bei der Konstruktion eine Rolle. Während bei einem konventionellen System sowohl der Entwurf als auch die räumliche Unterbringung der mechanischen und elektronischen Komponenten getrennt sind, zeichnet sich ein mechatronisches System dadurch aus, dass das mechanische und elektronische System von Anfang an als räumlich und funktionell *integriertes Gesamtsystem* zu betrachten ist. Dann wird die Gestaltung des mechanischen Systems schon beim Entwurf auch vom elektronischen System her beeinflusst, Abb. 17.4. Dies bedeutet, dass ein „*simultaneous engineering*“ stattfinden muss, auch mit dem Ziel *synergetische Effekte* zu erzielen.

Ein weiteres Merkmal mechatronischer Systeme ist die *integrierte digitale Informationsverarbeitung*. Hierbei werden aufgrund gemessener Größen außer den grundlegenden Steuerungs- und Reglungsfunktionen, höherwertige Funktionen realisiert, wie z. B. die Berechnung nichtmessbarer Größen, Adaption von Reglerparametern, Fehlererkennen-

nung und -diagnose, im Fehlerfall auf intakte Komponenten umgeschaltet (Rekonfiguration) usw. Es entwickeln sich somit mechatronische Systeme mit adaptivem, lernendem Verhalten, oder zusammenfassend, *intelligente mechatronische Systeme*. Eine Zusammenfassung von Forschungsarbeiten an der TU Darmstadt ist in [7] zu finden.

## 17.2 Mechanische Systeme und mechatronische Entwicklungen

Mechanische Systeme sind dem großen Bereich des Maschinenwesens zuzuordnen. Ihrem *Aufbau* und *Einsatz* entsprechend können mechanische Systeme unterteilt werden in *mechanische Komponenten*, *Maschinen*, *Fahrzeuge*, *Feinmechanik* und *Mikromechanik*, s. auch [9].

Bei der Gestaltung mechanischer Produkte kommt es auf das Zusammenspiel von Energie, Materie und Information an. Dabei ist von der Aufgabe oder Lösung her entweder der Energie-, Materie- oder Informationsfluss dominierend. Somit kann man einen Hauptfluss und meistens noch mindestens einen Nebenfluss unterscheiden, [10, 11].

Im Folgenden werden einige Beispiele für mechatronische Entwicklungen beschrieben. Für den

Bereich der mechanischen Komponenten, Maschinen und Fahrzeuge ist eine Übersicht von Beispielen in Abb. 17.5 angegeben.

### 17.2.1 Maschinenelemente, mechanische Komponenten

Die Maschinenelemente sind in der Regel rein mechanisch. In Abb. 17.5 sind einige Beispiele angegeben. Die zu verbesserten Eigenschaften durch Integration mit Elektronik sind beispielsweise: selbsteinstellende Steifigkeit und Dämpfung, selbsteinstellendes Spiel oder selbsteinstellende Vorspannung, automatisch ablaufende Teilfunktionen (Kuppeln, Schalten), Überwachungsfunktionen. Beispiele für mechatronische Ansätze sind: Hydrolager für Verbrennungskraftmaschinen mit elektronischer Steuerung der Dämpfung, [12], elektromagnetische Tilger für Motorschwingungen, [13]. Selbstoptimierende mechanische Kupplung mit Piezoaktoren, [14], Magnetlager, [15, 17], elektronisch gesteuerte automatische Drehmomentwandler, [18, 20], adaptive Stoßdämpfer bei Radaufhängungen, [21, 23].

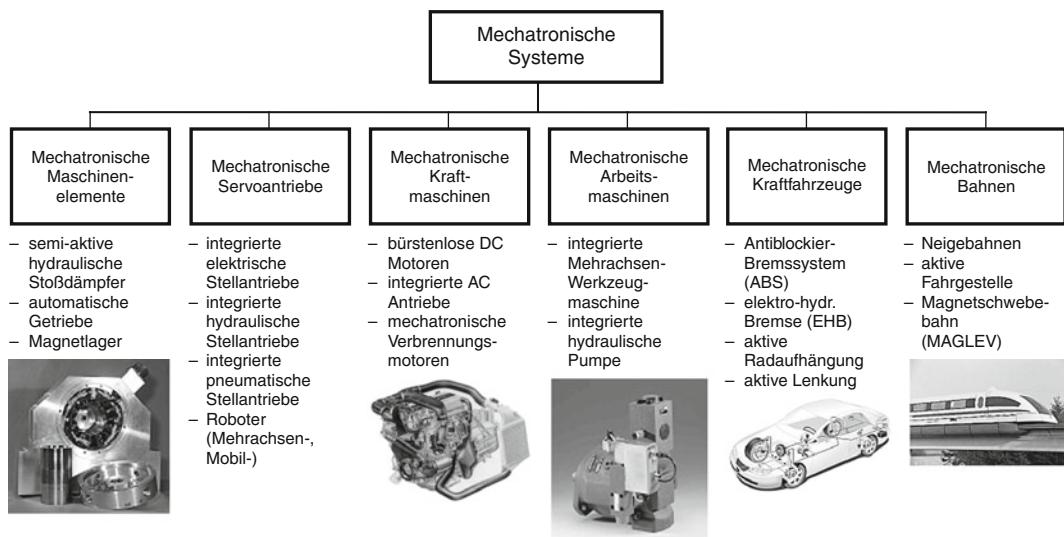


Abb. 17.5 Beispiele mechatronischer Systeme

## 17.2.2 Elektrische Antriebe und Servoantriebe

*Elektrische Antriebe* mit Gleichstrom-, Universal-, Asynchron- und Synchronmotoren zeigen schon seit vielen Jahren eine Integration mit Getrieben, Drehzahl- oder Positionssensorik und Leistungsstellern. Besonders die Entwicklung von transistorisierten Spannungsstellern und preiswerter Leistungselektronik auf Transistor- und Thyristorbasis mit frequenzvariablen Drehstrom ermöglichte drehzahlgeregelte Antriebe auch für kleinere Leistungen. Dabei zeigt sich ein Trend zu dezentralen Antrieben mit motornaher, angebauter oder integrierter Elektronik. Die Art der baulichen Integration hängt dabei z. B. ab von Platzbedarf, Kühlung, Verschmutzung, Vibrationen und Zugänglichkeit für die Wartung. Elektrische Servoantriebe erfordern besondere Bauformen für die Positionieraufgaben, zeigen aber ähnliche Entwicklungen.

*Hydraulische* und *pneumatische Servoantriebe* sowohl für lineare als auch rotatorische Positionierung werden zunehmend mit integrierter Sensorik und Steuerungselektronik geliefert. Beweggründe sind hierbei die Anwenderforderungen nach einbaufertigen Antrieben, kleinerem Bauraum (Minaturisierung), schnelle Austauschbarkeit und erweiterte Funktionen, [24].

*Mehrachsenroboter* und *mobile Roboter* weisen schon von Anfang ihrer Entwicklung an mechatronische Eigenschaften auf.

## 17.2.3 Kraftmaschinen

Maschinen zeigen ein besonders vielfältiges Spektrum. *Kraftmaschinen* sind hierbei durch die Umwandlung einer hydraulischen, thermodynamischen oder elektrischen Energie in eine mechanische Energie und eine Leistungsabgabe gekennzeichnet. *Arbeitsmaschinen* wandeln eine mechanische Energie in eine andere Energieform um und nehmen dabei eine Leistung auf. *Fahrzeuge* wandeln eine mechanische Energie in Bewegung um und nehmen ebenfalls eine Leistung auf.

Beispiele für mechatronische *elektrische Kraftmaschinen* sind z. B. bürstenlose Gleichstrommo-

toren (elektronische Kommutierung) oder für größere Leistungen drehzahlgeregelte Asynchron- und Synchronmotoren mit frequenzvariablen Stromumrichtern (s. ▶ Abschn. 17.2.2.)

*Verbrennungsmotoren* erhalten zunehmend mechatronische Komponenten, besonders im Bereich der Stellsysteme. Benzinmotoren zeigten z. B. folgende Entwicklungsschritte: mikroelektronische Einspritzung und Zündung (1979), elektrische Drosselklappe (1991), Direkteinspritzung mit elektromechanischen und piezoelektrischen Einspritzventilen (2003), variable Ventilhubverstellung (2003), s. z. B. [25].

Dieselmotoren hatten zunächst rein mechanische Einspritzpumpen (Reiheneinspritzpumpe 1927), dann analog-elektronisch gesteuerte Axial-Kolbenpumpen (1986) und digital-elektronisch gesteuerte Hochdruckpumpen, ab 1997 mit Common Rail System, [26]. Weitere wichtige Entwicklungen waren die Abgas-Turbolader mit Wastegate-Steller oder verstellbaren Leitschaufeln (VTG), etwa ab (1993). Eine Übersicht aktueller Entwicklungen zum elektronischen Management von Fahrzeugantrieben gibt [27] und [59]. Die Entwicklung von Hybrid- und Elektroantrieben erfordert einen mechatronischen Gesamtentwurf.

## 17.2.4 Arbeitsmaschinen

Beispiele für mechatronische *Arbeitsmaschinen* sind *Mehrachsen-Werkzeugmaschinen* mit Bahnenregelungen, Schnittkraft-Regelung, Werkzeuge mit integrierter Sensorik und Robotertransport der Werkstücke, s. z. B. [28]. Ergänzend zu den bisher eingesetzten Werkzeugmaschinen mit offenen kinematischen Ketten zwischen Gestell und Werkzeug und linearen und rotatorischen Achsen mit einem Freiheitsgrad werden Maschinen mit paralleler Kinematik entwickelt. Parallelgeschaltete Streben erlauben mit festen Kopf- oder Fußpunkten eine verbesserte Dynamik und Genauigkeit. Auch bei *hydraulischen Kolbenpumpen* wird die Steuerungselektronik in das Gehäuse integriert. Weitere Beispiele sind *Verpackungsmaschinen* mit dezentralen Antrieben und Bahnführung oder *Offset-Druckmaschinen* mit einem Ersatz der me-

chanischen Synchronisationswelle durch dezentrale Antriebe mit digital elektronischer Synchronisierung sehr hoher Präzision.

## 17.2.5 Kraftfahrzeuge

Im Bereich der *Kraftfahrzeuge* sind besonders viele mechatronische Komponenten in Serie oder in Entwicklung: Automatische Blockierverhinderung (ABS) (erste Realisierung 1967, in Serie seit 1978), Antriebsschlupf-Regelung (ASR), [29], in Abhängigkeit vom Fahrzustand gesteuerte Stoßdämpfer, [21, 23], geregelte adaptive Stoßdämpfer und Federrungen, [30], aktive Fahrwerke, [31, 33], Fahrdynamische Regelung durch differentielles Bremsen (ESP), [34, 36], elektrohydraulische Bremse (2001) und Überlagerungslenkung (2003). 80–90 % der zurzeit entstehenden Innovationen für Kraftfahrzeuge werden der Elektronik/Mechatronik zugeschrieben. Dabei steigt der Wertanteil der Elektronik/Elektrik eines Fahrzeuges auf über 30 %, s. auch

Abb. 17.13.

## 17.2.6 Bahnen

Eisenbahnen mit Dampf-, Diesel- oder Elektrolokomotiven folgen einer sehr langen Entwicklung. Für die Wagen ist die mit zwei Drehgestellen und jeweils zwei Achsen versehene Anordnung eine Standardlösung. Eine ABS-Antriebsschlupfregelung kann als erster mechatronischer Ansatz angesehen werden [37]. Die Hochgeschwindigkeitszüge (TGV, ICE) enthalten moderne mit Leistungselektronik ausgestattete Drehstrommotoren. Die Stromabnehmer sind mit einer elektronischen Kraft- und Positionsregelung versehen. Mechatronische Einrichtungen sind die Neigebahnen (1997) und aktiv gedämpfte und lenkbare Fahrgestelle, [39, 40]. Ferner sind Magnetschwebbahnen nach mechatronischen Gesichtspunkten aufgebaut, s. z. B. [39].

## 17.3 Funktionen mechatronischer Systeme

Mechatronische Systeme erlauben nach Integration von mechanischen und elektronischen Systemen viele verbesserte und auch gänzlich neue Funktionen. Dies soll im Folgenden anhand von Beispielen erläutert werden.

### 17.3.1 Mechanischer Grundaufbau

Die *mechanische Grundkonstruktion* hat zunächst die Aufgabe zu erfüllen, Kraft- bzw. Drehmomentfluss oder den mechanischen Energiestrom zu übertragen, bestimmte Bewegungen oder Bewegungsvorgänge zu erzeugen usw. Hierzu wird nach bekannten Methoden in Abhängigkeit der Werkstoffeigenschaften, den Festigkeitsberechnungen und den fertigungstechnischen Möglichkeiten, Herstellkosten usw. die grundsätzliche Bauteilbemessung und -auslegung vorgenommen, s. z. B. [11, 41, 42].

Durch Anbringung von Messfühlern, Stellgliedern und analog arbeitenden mechanischen Steuerungen und Regelungen hat man in früheren Jahren auch einen einfachen informationsverarbeitenden Teil mechanisch oder fluidisch realisiert (z. B. Fliehkraft-Drehzahlregler, Membran-Druck- oder Durchfluss-Regler). Dann setzte sich allmählich der Einsatz elektrischer bzw. analoger Regelungen mit elektrischen Sensoren und Aktoren durch. Durch das Aufkommen von digitalen Steuerungen und Regelungen konnte der informationsverarbeitende Teil wesentlich flexibler und anpassungsfähiger gemacht werden, besonders durch die Mikroelektronik ab etwa 1975.

Mit den zunehmenden Verbesserungen, der Miniaturisierung, Robustheit und Leistung elektronischer Komponenten ab etwa 1980 konnte man ein größeres Gewicht auf die elektronische Seite legen und die mechanische Konstruktion von Anfang an im Hinblick auf ein mechanisch-elektronisches Gesamtsystem auslegen. Dabei war auch anzustre-

ben, zu einer größeren *Modularisierung* zu kommen, z. B. durch dezentrale Regelungen, geeignete Schnittstellen, Buskommunikation, montage- und steckfertige Lösungen und eine geeignete Energieversorgung, so dass selbständig arbeitende Einheiten (Moduls) entstehen konnten. Bei *mechatronischen Systemen* wird nun der mechanische Grundaufbau durch die Integration von Aktoren, Sensorik und die Automatisierungselektronik wesentlich beeinflusst und ist im Hinblick auf das Gesamtsystem zu optimieren, was im Allgemeinen ein iteratives Vorgehen erfordert.

### 17.3.2 Funktionsaufteilung Mechanik – Elektronik

Wie bereits im ▶ Abschn. 17.1 erläutert, spielt bei mechatronischen Systemen das Wechselspiel zwischen der Aufteilung von Funktionen im mechanischen und elektronischen Teil eine wesentliche Rolle. Im Vergleich zu rein mechanischen Lösungen führte bereits die Einführung von Verstärkern und Aktoren mit elektrischer Hilfsenergie zu wesentlichen Vereinfachungen des konstruktiven Aufbaus, wie man z. B. bei Uhren, elektrischen Schreibmaschinen und Kameras beobachten konnte. Eine wesentliche *Vereinfachung des mechanischen Aufbaus* ergab sich durch den Einsatz von Mikrorechnern in Verbindung mit dezentralen elektrischen Antrieben, z. B. bei elektronischen Schreibmaschinen, Nähmaschinen, Mehrachsen-Handhabungsgeräten und automatischen Schaltgetrieben. Zum Teil konnten die ursprünglich mechanisch gelösten Funktionen ganz erheblich vereinfacht werden.

Im Zuge des *Leichtbaus* entstehen relativ elastische und durch den Werkstoff schwach gedämpfte Systeme, die somit zu Schwingungen neigen. Hier kann man nun durch elektronische Rückführung über eine geeignete Sensorik, Elektronik und Aktorik eine *elektronische Dämpfung* verwirklichen und sie auch noch einstellbar machen. Beispiele sind elastische Roboter, elastische Antriebsstränge, Dieselmotoren mit Antirückdämpfung, hydraulische Systeme, Hebebühnen und weitauskragende Kräne oder Leitern und Konstruktionen im Weltraum.

Durch den Einbau von *Regelungen* z. B. für Position, Geschwindigkeit oder Kraft kann nicht nur

eine vorgegebene Führungsgröße relativ genau eingehalten werden, sondern es kann auch ein näherungsweises *lineares Gesamtverhalten* erzeugt werden, obwohl das ungeregelte mechanische System nichtlineares Verhalten besitzt. Durch den *wegfallenden Zwang der Linearisierung* des mechanischen Teils kann der konstruktive und fertigungstechnische Aufwand kleiner gehalten werden. Beispiele sind mechanisch einfach aufgebaute pneumatische oder elektromagnetische Aktoren mit ihren nichtlinearen Kennlinien oder Durchflussventile.

Mit Hilfe von frei *programmierbaren Führungsgrößengebern* kann die Anpassung eines nichtlinearen mechanischen Systems an die Bedienung durch den Menschen verbessert werden. Hiervon wird z. B. beim elektronischen Gaspedal (Fahrregler) von Verbrennungsmotoren, beim elektronischen Bremspedal, bei hydraulischen Aggregaten (Bagger, Schwerlastfahrzeuge) und bei ferngesteuerten Manipulatoren und Flugzeugen Gebrauch gemacht.

Mit zunehmender Anzahl von Sensoren, Aktoren, Schaltern und Steuerungen oder Regelungen wächst jedoch die Zahl der erforderlichen Kabelverbindungen beträchtlich an, so dass nicht nur hohe Kosten, zusätzliches Gewicht und viele Kontaktstellen entstehen, sondern auch der erforderliche Bauraum knapp wird (z. B. Roboter, Kraftfahrzeuge). Hier schafft die Verwendung von digitalen Bussystemen eine Abhilfe. Wegen der größeren Zahl an Komponenten, die im Vergleich zum rein mechanischen System ein anderes, meist ungünstigeres Ausfallverhalten haben, wird die *Zuverlässigkeitssanalyse* ein wichtiger Teil des Entwurfs.

### 17.3.3 Betriebseigenschaften

Bei Verwendung von Regelungen wird die *Präzision* einer Positionierung durch einen Vergleich von Soll- und Istwert über eine Rückführung erreicht und nicht alleine durch eine hohe mechanische Präzision eines nur gesteuerten mechanischen Elements. Dadurch kann unter Umständen die Präzision in der Fertigung etwas reduziert werden oder es können einfacher mechanische Bauformen (Lager, Führungen) verwendet werden (mechanische Entfeinerung). Eine größere und veränderliche Rei-

bung lässt sich dabei durch eine *adaptive Regelung* mit Reibungskompensation zumindest teilweise kompensieren. Dann kann auch eine größere Reibung anstelle von Lose toleriert werden (z. B. verspannte Getriebe). Modellbasierte und adaptive Regelungen erlauben ferner einen Betrieb in mehreren Arbeitspunkten, in denen bei konstanten Regelungen mit instabilem oder zu trügtem dynamischen Verhalten gerechnet werden muss. Dadurch wird ein Betrieb in größeren Bereichen möglich (z. B. Durchfluss-, Kraft-, Drehzahl-Regelungen, Fahrzeuge und Flugzeuge). Eine bessere Regelgüte erlaubt es in vielen Fällen, die Sollwerte *näher an Grenzwerte* mit besseren Wirkungsgraden oder Ausbeuten zu legen (z. B. höhere Temperaturen, Verdichter an der Pumpgrenze, größerer Bandzug und größere Geschwindigkeiten bei Papiermaschinen und Walzwerken).

#### 17.3.4 Neue Funktionen

Nach mechatronischen Gesichtspunkten ausgelegte Systeme ermöglichen eine Reihe von Funktionen, die vorher nicht realisierbar waren.

Zunächst können über einige messbare Größen und analytische Beziehungen oder dynamische Zustandsbeobachter *nichtmessbare Größen* bestimmt und durch Steuerungen und Regelungen gezielt beeinflusst werden. Beispiele sind zeitabhängige Variable wie Reifen/Straße-Schlupf, Grundgeschwindigkeit und Schwimmwinkel bei Fahrzeugen, innere Spannungen und Temperaturen oder Parameter wie Dämpfungen, Steifigkeiten oder Widerstände.

Die selbsttätige *Adaption von Parametern* wie z. B. Dämpfungen und Steifigkeiten bei schwingenden Systemen aufgrund einfacher gemessener Größen wie Schwingungswegen oder -beschleunigungen ist ebenfalls eine neue Möglichkeit. Eine weitere Verbesserung kann durch eine automatische *online Optimierung* in Bezug auf Wirkungsgrade, Ausbeuten oder Verbräuche erreicht werden. Dies betrifft z. B. Schaltvorgänge bei Verbrennungsmotoren oder Hybrid-Antrieben bei Kraftfahrzeugen.

Eine integrierte *Überwachung mit Fehlerdiagnose* wird bei zunehmender Komplexität und hohen

Anforderungen an Zuverlässigkeit und Sicherheit immer wichtiger. Dies ermöglicht über die Berechnung von analytischen Symptomen eine Fehlerfrüherkennung mit einem Hinweis auf Wartung oder Reparatur z. B. auch mit Teleservice über bestehende Kommunikationskanäle [41]. Eine weitere Möglichkeit ist der Aufbau von *fehlertoleranten Systemen*, die im Fehlerfall durch eine Rekonfiguration auf redundante Einheiten automatisch umschalten, um so einen Betrieb aufrecht zu erhalten [44].

#### 17.3.5 Sonstige Entwicklungen

Mechatronisch gestaltete Systeme erlauben häufig eine *flexible Anpassung* an Randbedingungen. Ein Teil der Funktionen und auch der Präzision wird *programmierbar* und daher schneller änderbar. Dies ermöglicht nicht nur die simultane Entwicklung von Hardware und Software, sondern gestattet laufende Änderungen während der Entwicklung und der Inbetriebnahme (Feldtests) und spätere Software-updates. Voraussimulationen erlauben die Reduktion von experimentellen Untersuchungen mit vielen Parametervariationen. Insgesamt scheint eine *schnellere Markteinführung* möglich zu sein, wenn die Grundelemente parallel entwickelt werden und die funktionelle Integration besonders durch Software erfolgt.

Die weit gehende Integration von Prozess und Elektronik ist einfacher, wenn der Kunde das funktionsfähige System *von einem Hersteller* bezieht. In der Regel ist das der Hersteller der Maschine, des Gerätes oder Apparates. Dieser muss sich deshalb intensiv mit der Elektronik und der Informationsverarbeitung auseinandersetzen und bekommt die Chance, das Produkt aufzuwerten. Bei kleineren Geräten und Maschinen mit relativ großen Stückzahlen ist diese Entwicklung selbstverständlich. Für größere Maschinen und Apparate kommen der Prozess und die Automatisierung oft von verschiedenen Herstellern. Dann bedarf es besonderer Anstrengungen, zu einer integrierten Lösung zu kommen.

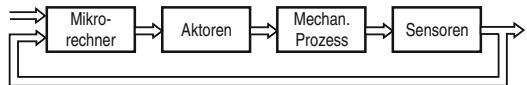
Tab. 17.1 fasst einige Eigenschaften mechatronischer Systeme im Vergleich zu konventionellen elektromechanischen Systemen zusammen.

**Tabelle 17.1** Einige Eigenschaften konventionell und mechatronisch entworfener Systeme

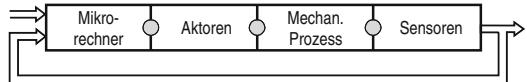
	Konventionell	Mechatronisch
	Koppelung von Komponenten	Integration von Komponenten (Hardware)
1	Umfänglich	Kompakt
2	Komplexe Mechanik	Einfachere Mechanik
3	Kabelprobleme	Bus oder drahtlose Kommunikation
4	Verbundene Komponenten	Autonome Einheiten (Moduls)
	Einfache Steuerung/Regelung	Integration durch Informationsverarbeitung (Software)
5	Steifer Aufbau	Elastischer Leichtbau mit elektronischer Dämpfung
6	Steuerung oder analoge lineare Regelung	Programmierbare, digitale (nichtlineare) Regelung
7	Präzision durch enge Toleranzen	Präzision durch Messung und Rückführung
8	Nichtmessbare Größen ändern sich beliebig	Regelung nichtmessbarer, berechneter Größen
9	Einfache Grenzwertüberwachung	Überwachung mit Fehlerdiagnose
10	Konstante Eigenschaften	Adaptive und lernende Eigenschaften

## 17.4 Integrationsformen von Prozess und Elektronik

Für die Entwicklung mechatronischer Systeme ist die Betrachtung als integriertes Gesamtsystem wesentlich. **Abb. 17.6a** zeigt als Ausgangsbasis ein prinzipielles Schema für klassisch angeordnete mechanisch-elektronische Systeme mit additiv zusammengefügten Komponenten. Hiervon ausgehend, können zwei Formen der Integration, die *Integration durch die Komponenten* und die *Integration durch die Informationsverarbeitung* unterschieden werden (s. auch **Tab. 17.1**).

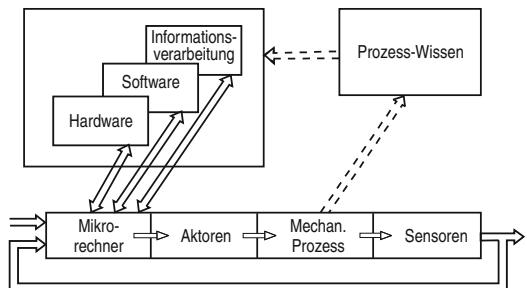


a



○ Mögliche Integrationsstellen

b



c

**Abb. 17.6** Zur Integration bei mechatronischen Systemen  
**a** Allgemeines Schema für (klassische) mechanisch-elektronische Systeme; **b** Integration durch Komponenten (Hardware-Integration); **c** Integration durch Funktionen (Software-Integration) (mit erfolgter Integration der Komponenten)

Bei der *Integration durch die Komponenten* (Hardwareseitige Integration) erfolgt die Integration durch einen „organischen“ Einbau der Sensoren, Aktoren und Mikrorechner in den mechanischen Prozess, s. **Abb. 17.6b**. Diese örtliche oder bauliche Integration kann zunächst auf den Prozess und Sensor oder den Prozess und Aktor beschränkt sein. Der Mikrorechner kann mit dem Aktor, Prozess oder Sensor integriert werden und mehrfach vorkommen. Integrierte Sensoren und Mikrorechner entwickeln sich zu intelligenten Sensoren (smart sensors), integrierte Aktoren und Mikrorechner zu intelligenten Aktoren (smart actuators). Dadurch steigen die Anforderungen an die mikroelektronischen Komponenten wegen der erhöhten Umgebungsanforderungen (Temperaturen, Beschleunigungen, Verschmutzung) stark an.

Die *Integration durch die Funktionen* (Softwareseitige Integration, algorithmische Integration, funktionelle Integration durch Informationsverarbeitung), beruht hauptsächlich auf modernen Methoden der Mess-, Regelungs- und Automatisie-

rungstechnik. Neben einer Grundrückführung wie in Abb. 17.6b ist häufig eine zusätzliche Einflussnahme über eine entsprechende höhere Informationsverarbeitung mit speziellem Prozess-Wissen erforderlich, Abb. 17.6c. Dies bedeutet eine Verarbeitung der vorliegenden Signale in höheren Ebenen. Hierbei sind Aufgaben der Überwachung (ohne und mit Fehlerdiagnose) und Aufgaben des Prozessmanagements (z. B. Optimierung, Koordinierung) durchzuführen. Die entsprechenden Problemlösungen sind in einer *online Informationsverarbeitung* als Echtzeit-Algorithmen realisiert und müssen an die Eigenschaften des mechanischen Prozesses und die zur Verfügung stehende Basis-Software angepasst werden. Zum Entwurf dieser Algorithmen, zur Informationsgewinnung über den Prozess und zur Einhaltung von Gütekriterien wird eine mehr oder weniger ausgeprägte Wissensbasis benötigt. Somit ergibt sich eine prozessgekoppelte Informationsverarbeitung mit eventuell intelligenten Eigenschaften, und damit eine *funktionelle Integration aller Komponenten über die Software*, wie in Abb. 17.7 zusammenfassend dargestellt.

Die meisten bisherigen Ansätze für mechatronische Systeme verfolgen die Signalverarbeitung der unteren Ebenen, also z. B. Regelung oder Dämpfung von Bewegungen oder einfache Überwachungen. Die digitale Informationsverarbeitung erlaubt aber die Lösung von wesentlich mehr Aufgaben, z. B. Überwachung mit Fehlerdiagnose, Entscheidungen für Redundanzmaßnahmen, Optimierung und Koordinierung. Die Aufgaben der oberen Ebene werden auch als „Prozessmanagement“ zusammengefasst. Die Informationsverarbeitung in mehreren Ebenen unter Echtzeitbedingungen ist Kennzeichen einer umfassenden „Prozessautomatisierung“, s. Abb. 17.8.

Wegen der zunehmenden Zahl von automatisierten Funktionen, elektronischen Komponenten, Sensoren, Aktoren und der größeren Komplexität werden die Analyse der Zuverlässigkeit und Sicherheit und eine integrierte Überwachung mit Fehlerdiagnose zunehmend wichtiger. Die zugehörigen Funktionen sind daher Eigenschaften eines intelligenten mechatronischen Systems. Abb. 17.9 zeigt ein zugehöriges Schema. Intern oder extern entstehende Fehler im Prozess, den Sensoren und Ak-

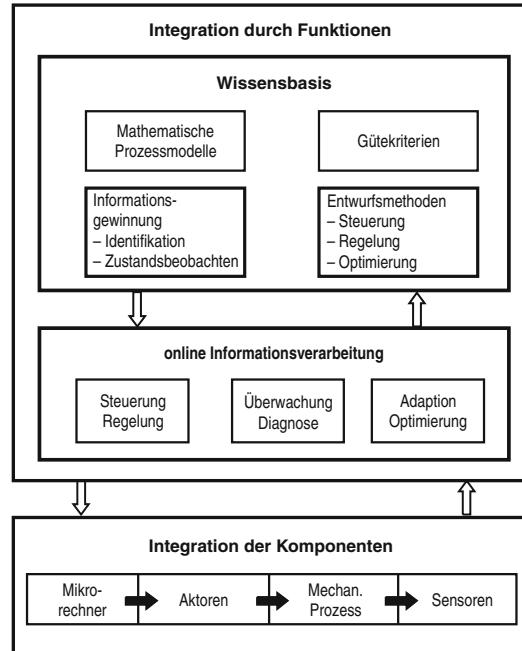


Abb. 17.7 Integration mechatronischer Systeme: Integration durch Komponenten (Hardware), Integration durch Funktionen (Software)

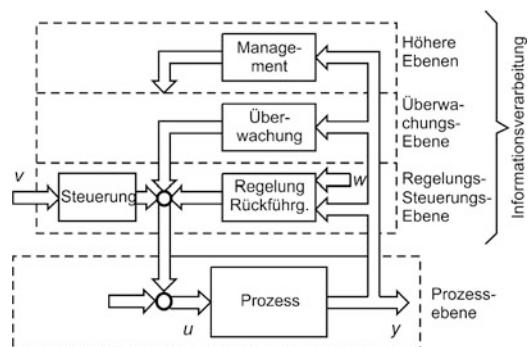


Abb. 17.8 Verschiedene Ebenen der Informationsverarbeitung für die Automatisierung.  $u$ : Stellgrößen,  $y$ : Messgrößen,  $v$ : messbare Eingangsgrößen,  $w$ : Führungsgrößen

toren erzeugen nicht erlaubte Abweichungen vom normalen Zustand. Die klassischen Methoden der Überwachung sind die Grenzwertkontrolle oder Plausibilitätstests. Jedoch können mit diesen Methoden keine kleinen oder sporadisch auftretenden Fehler erkannt und diagnostiziert werden. Deshalb wurden in den letzten Jahren modellbasierte

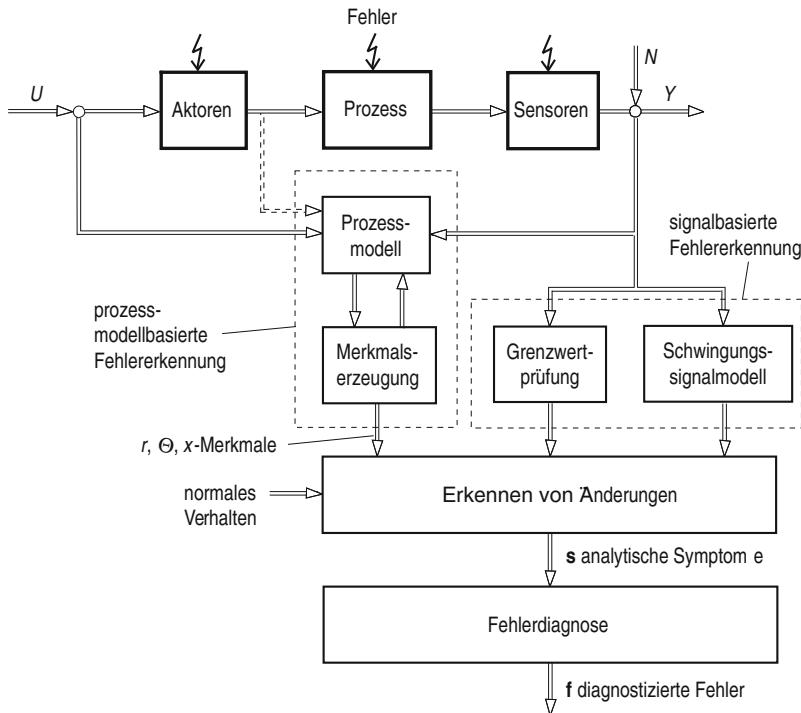


Abb. 17.9 Schema einer modellbasierten Fehlerdiagnose [42]

Fehlererkennungs- und Diagnosemethoden entwickelt, die mit den normal gemessenen Signalen auskommen und auch im geschlossenen Regelkreis arbeiten, s. z. B. [43, 46, 60]. Durch Einsatz von statischen und dynamischen Prozessmodellen, gemessenen Ein- und Ausgangssignalen werden Merkmale durch Parameterschätzung, Zustandsbeobachter oder Paritätsgleichungen erzeugt, s. Abb. 17.9.

wändiger als für rein mechanische oder elektrische Systeme.

Somit erfordert das mechatronische Gestalten ein simultanes Vorgehen in breit angelegten Ingenieurbereichen. Abb. 17.10 zeigt dies in einem Schema. Beim traditionellen Entwurf wurden Mechanik, Elektrik und Elektronik, Regelungstechnik und Bedientechnik in verschiedenen Abteilungen durchgeführt, mit nur gelegentlichen Abstimmungen und oft hintereinander (Bottom-up-design). Durch die Integrations- und Funktionsforderungen der Mechatronik müssen diese Bereiche zusammengeführt und das Produkt mehr oder weniger gleichzeitig zu einem Gesamtoptimum gebracht werden (concurrent engineering, top-down-design). Dazu müssen in der Regel geeignet zusammengesetzte Teams gebildet werden.

Das prinzipielle Vorgehen beim Entwurf mechatronischer Systeme wird z. B. in der VDI-Richtlinie 2206 [47] beschrieben. Dabei wird ein *flexibles Vorgehensmodell* angegeben, das aus folgenden Elementen besteht:

## 17.5 Entwurfsmethodik für mechatronische Systeme

Der Entwurf von mechatronischen Systemen erfordert eine systematische Entwicklung möglichst mit Rechnerunterstützung und Softwaretools. Das Vorgehen ist, wie bei fast allen Entwürfen, iterativ mit mehreren Durchläufen (Zyklen). Es ist jedoch wegen der unterschiedlichen Schnittstellen, verschiedenen physikalischen Domänen, Komplexität und Integrationsforderungen wesentlich auf-

## 17.5 · Entwurfsmethodik für mechatronische Systeme

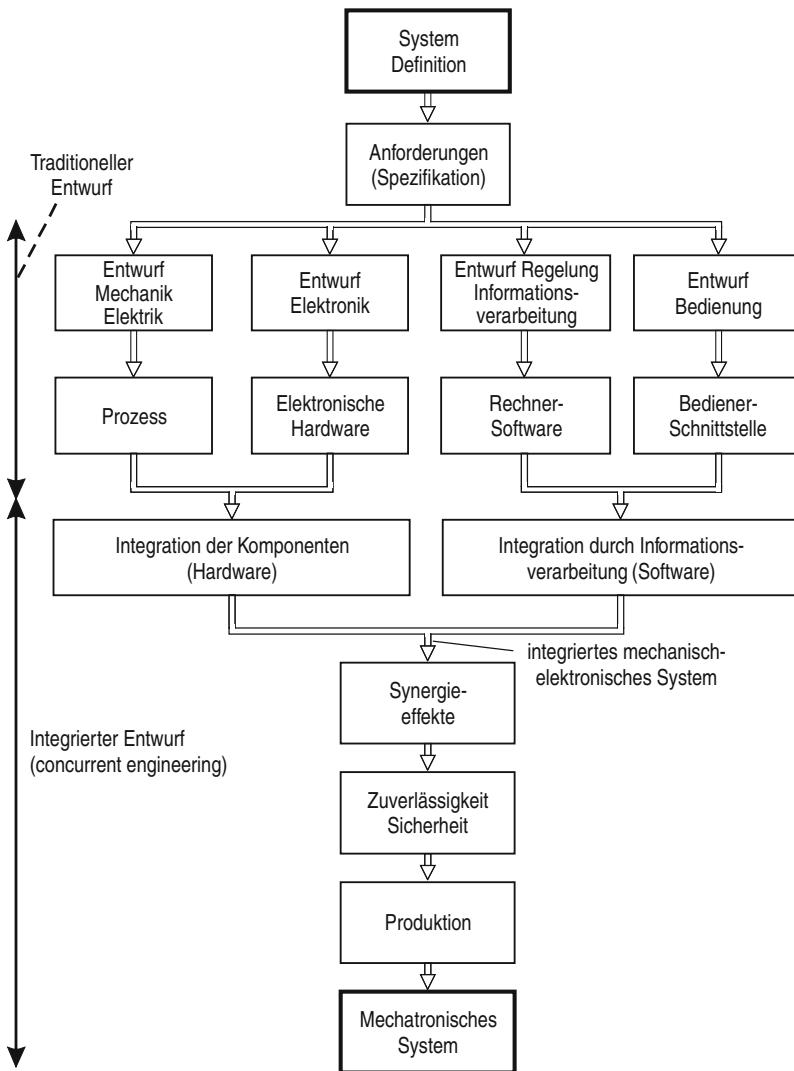


Abb. 17.10 Entwurf mechatronischer Systeme in verschiedenen Disziplinen

1. Problemlösungszyklen als Mikrozyklus
  - Lösungssuche durch Analyse und Synthese für Teilschritte
  - Vergleich von Ist- und Sollzustand
  - Bewertung, Entscheidung
  - Planung
2. Makrozyklus in Form eines V-Modells
  - Logische Abfolge von Teilschritten
  - Anforderungen
  - Systementwurf
  - Domänenspezifischer Entwurf
3. Prozessbausteine für wiederkehrende Arbeitsschritte
  - Wiederkehrende Prozessbausteine
  - Systementwurf, Modellbildung, Bauelemente-Entwurf, Integration, ...

Beim V-Modell nach [47] wird nach dem Systementwurf die Systemintegration mit jeweils domänenspezifischem Entwurf in Maschinenbau, Elektrotechnik und Informationstechnik als verbindenden Zwischenschritt unterschieden. Dabei sind in der Regel mehrere Durchläufe erforderlich, um z. B. folgende Zwischenprodukte zu erzeugen:

- **Labormuster:** erste Wirkprinzipien und Lösungselemente, Grobdimensionierung, erste Funktionsuntersuchungen
- **Funktionsmuster:** Weiterentwicklung, Feindimensionierung, Integration verteilter Komponenten, Leistungsmessungen, Standard-Schnittstellen
- **Vorserienprodukt:** Berücksichtigung der Fertigungstechnik, Standardisierung, weitere, modulare Integrationsstufen, Kapselung, Feldtests.

Die V-Modell-Darstellung geht vermutlich auf die Software-Entwicklung zurück, [48, 49]. Einige wichtige Entwurfsschritte für mechatronische Systeme sind in Abb. 17.11 in Form eines erweiterten V-Modells dargestellt. Es unterscheidet zwischen *Systementwurf* bis zu einem Labormuster, der *Systemintegration* bis zum Funktionsmuster und *Systemtests* bis zum Vorserienprodukt.

Beim Durchschreiten der einzelnen Stufen des V-Modells nimmt der Reifegrad des Produkts allmählich zu. Die einzelnen Schritte sind jedoch um viele Iterationen zu ergänzen, die in dem Bild nicht eingezeichnet sind.

Abhängig vom Typ des Produkts ist der *Grad der mechatronischen Durchdringung* unterschiedlich. Für feinmechanische *Geräte* ist die Integration bereits weit fortgeschritten. Bei *mechanischen Komponenten* kann man auf bewährte Grundkonstruktionen aufbauen und durch Ergänzungen und Umwandlungen Sensoren, Aktoren und die Elektronik integrieren, wie z. B. bei adaptiven Fahrzeugstoßdämpfern, hydraulischen Bremsen, fluidischen Aktoren. Bei *Maschinen* und *Fahrzeugen* ist zu beobachten, dass die mechanische Grundkonstruktion (zunächst) im Prinzip erhalten bleibt, aber durch mechatronische Komponenten ergänzt wird, wie z. B. bei Werkzeugmaschinen, Verbrennungsmotoren und Kraftfahrzeugen.

## 17.6 Rechnergestützter Entwurf von mechatronischen Systemen

Beim Entwurf von mechatronischen Systemen ist ein allgemeines Ziel, rechnergestützte Werkzeuge aus verschiedenen Bereichen zusammenzuführen. Eine Übersicht gibt [47, 52]. Das KOMFORCE-Modell, [52], unterscheidet folgende Integrationsebenen:

- *Verfahrenstechnische Ebene:* spezifische Produktentwicklung, CAE-Werkzeuge
- *Prozesstechnische Ebene:* Aufgabenpakete, Status, Prozessmanagement, Datenfluss
- *Modelltechnische Ebene:* Gemeinsames Produktmodell für den Datenaustausch (STEP)
- *Systemtechnische Ebene:* Kopplung der IT-Werkzeuge mit z. B.: CORBA, DCOM, JAVA.

Zum *domänenspezifischen Entwurf* dienen die allgemeinen CASE-tools, wie z. B. CAD/CAE für die Mechanik, 2D, 3D-Entwurf mit AutoCAD, CFD-tools für Fluidik, Elektronik und Platten-Layout (PADS), Mikroelektronik (VHDL) und CADCS-tools für den Regelungsentwurf, siehe z. B. [53].

Für die domänenübergreifende Modellbildung ist besonders eine *objektorientierte Software* unter Verwendung allgemeiner Modellbildungsgesetze von Interesse. Die Modelle verschiedener Elemente werden zunächst nichtkausal mit den grundlegenden Gesetzen formuliert in Bibliotheken abgelegt, dann mit graphischer Unterstützung (Objektdiagramme) gekoppelt und als Ein-Ausgangsmodell dargestellt, wobei Methoden der Vererbung zur Wiederverwendbarkeit eingesetzt werden.

Beispiele hierzu sind MODELICA (Weiterentwicklung von DYMOLA), MOBILE, VHDL-AMS, 20 SIM, s. z. B. [54, 56]. Ein weit verbreitetes Simulations- und Dynamik-Entwurfstool ist MATLAB/SIMULINK.

Für die Entwicklung mechatronischer Systeme sind verschiedene *Simulationsumgebungen* von Bedeutung, wie aus dem V-Modell, Abb. 17.11, hervorgeht. Bei der *Software-in-the-Loop* (SiL) Simulation werden z. B. der Prozess und seine Regelung in einer höheren Sprache simuliert, um grundsätzliche Untersuchungen zu machen, s. Abb. 17.12.

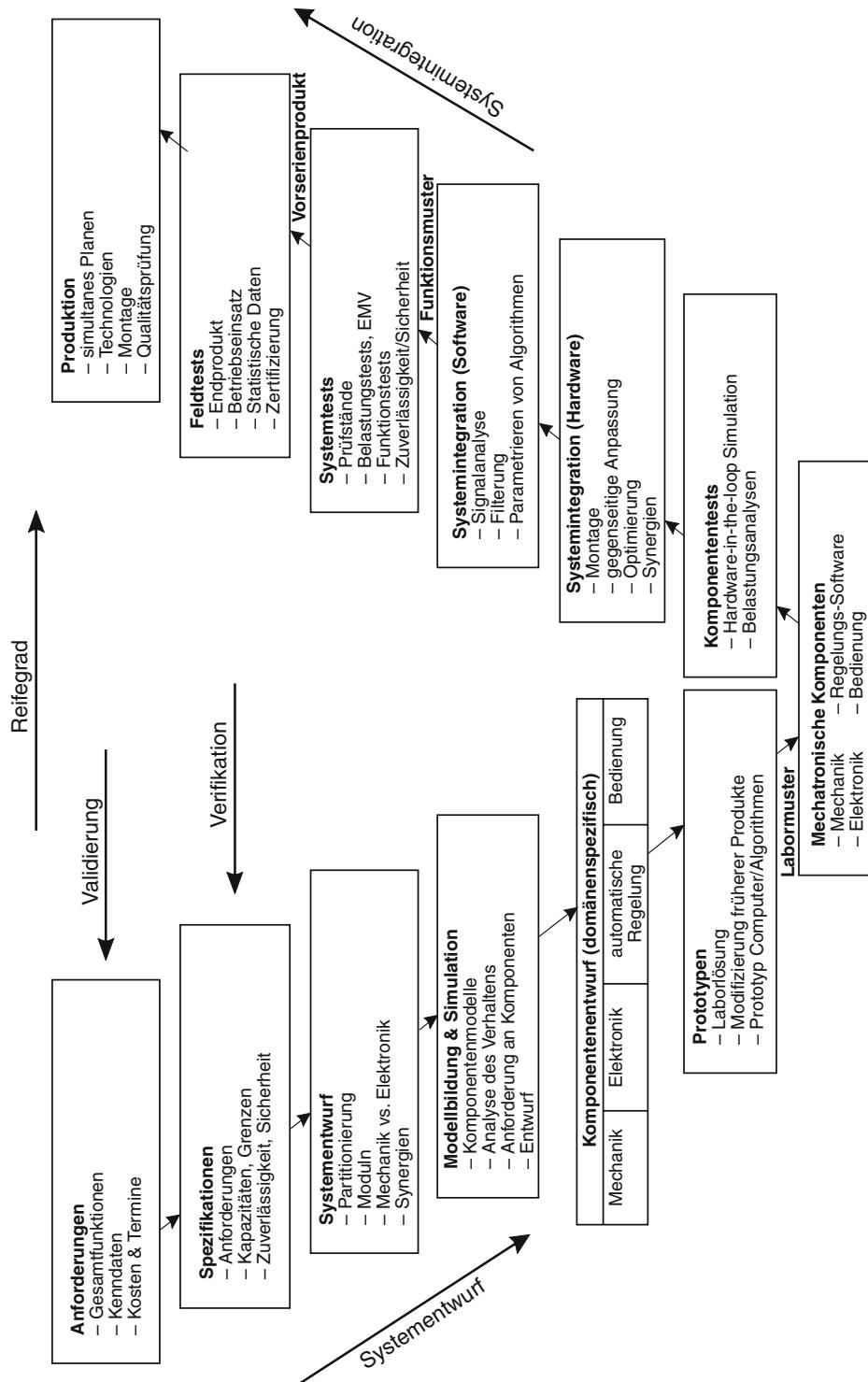


Abb. 17.11 Entwurfsschritte für mechatronische Systeme in V-Modell-Darstellung [50]

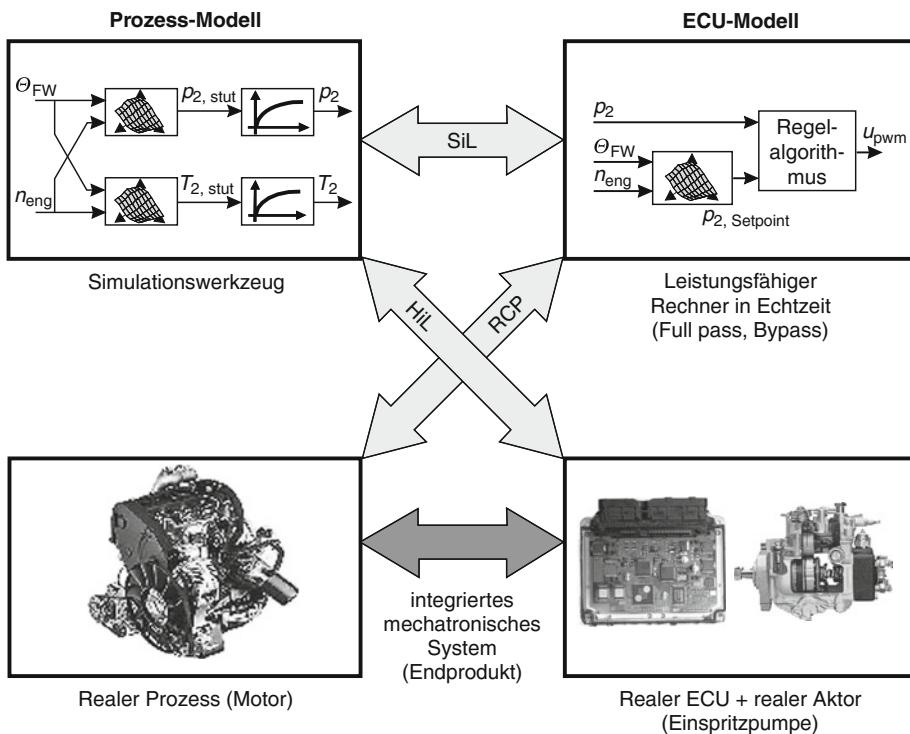


Abb. 17.12 Verschiedene Kopplungen von Prozess und Elektronik zum mechatronischen Entwurf. SiL: Software-in-the-Loop; RCP: Rapid control prototyping; HIL: Hardware-in-the-Loop

Dies erfolgt nicht in Echtzeit und dient z. B. dazu, sowohl im Prozessverhalten als auch in der Regellungsstruktur noch frühzeitig Änderungen vorzunehmen, ohne Prototypen zu bauen. Wenn erste mechatronische Prototypen existieren, aber noch Zielhardware der Steuerung oder Regelung fehlt, dann kann das Rapid-control-prototyping (RCP) eingesetzt werden. Hierbei arbeitet der Mechatronik-Prototyp als Echtteil mit der simulierten Regelung auf einem Prüfstand zusammen, um z. B. Regelalgorithmen unter realen Bedingungen zu testen. Der Prototyping-Rechner ist ein leistungsfähiger Echtzeit-Rechner mit einer höheren Sprache.

Die *Hardware-in-the-Loop* (HiL) Simulation wird eingesetzt, um mit der Zielhardware (ECU) und der Zielsoftware verschiedene Tests im Labor mit dem in Echtzeit auf einem leistungsfähigen Rechner simulierten Prozess durchzuführen. Hier können dann auch extreme Betriebs- und Umgebungssituationen, auch mit Fehlern, untersucht

werden, die mit dem echten Prozess am Prüfstand oder als Fahrzeug zu gefährlich oder zu aufwändig sind. Diese HiL Simulation erfordert spezielle Elektronik zur Nachbildung der Sensorsignale und schließt oft die echten Aktoren (z. B. Hydraulik, Pneumatik oder Einspritzpumpen) mit ein. Durch diese Simulationsmethoden kann auch bei zeitlich nicht synchroner Entwicklung auf der Prozess-, Elektronik- oder Softwareseite weiter gearbeitet werden. Der derzeitige Stand dieser Entwicklungs- und Testumgebungen ist z. B. in [47] beschrieben.

Bei der Gestaltung mechatronischer Systeme müssen die traditionellen Fachbereichsgrenzen überschritten werden. Für den traditionellen *Maschinenbau-Ingenieur* bedeutet dies, dass meistens die Kenntnisse über die elektronischen Komponenten, die Informationsverarbeitung und Systemtheorie vertieft werden müssen, für den traditionellen *Elektrotechnik-Ingenieur* die Kenntnisse über Thermodynamik, Strömungslehre und Technische Mechanik und für beide das Wissen über

die modernen Methoden der Regelungstechnik, Software-Technik und Informationstechnik.

## 17.7 Ausblick

Der Einzug mechatronischer Komponenten im Fahrwerk hat mit dem ABS-Bremssystem und am Verbrennungsmotor mit der mikroelektrisch gesteuerten Zündung und Einspritzung etwa 1979 begonnen. Diese Entwicklung wurde mit der Antriebsschlupfregelung, der elektronischen Stabilitätsregelung und der elektrischen Servolenkung und bei den Motoren mit z. B. E-Gas und Commonrail-Einspritzsystemen fortgesetzt. □ Abb. 17.13 zeigt die weitere Entwicklung der mechatronischen Komponenten bei Kraftfahrzeugen. Jüngste Beispiele sind der Ersatz hydraulischer Servolenkungen durch elektrische Servolenkungen auch bei Mittelklassefahrzeugen, die Überlagerungslenkung, elektrische oder hydraulische Hinterachslenkungen, hybride hydraulische und elektrische Bremsen, adaptive hydraulische und pneumatische Radaufhängungen und adaptive Scheinwerfer. Moderne Fahrzeuge beherbergen 40–80 mikroelektronische Steuereinheiten, die zum

Teil über Bussysteme vernetzt sind, auch für die vielen Schaltaufgaben aus dem Cockpit und den passiven Sicherheitskomponenten wie z. B. Airbag, Gurtstraffer und Kopfstützen.

Eine weitere Entwicklung findet bei Systemen der aktiven Sicherheit zur Unfallminderung und Unfallvermeidung statt. Beispiele sind z. B. das automatische Notbremsen und Notausweichen [57] und das Verhindern von Unfällen bei Überholvorgängen [58]. Diese in den höheren Ebenen der automatisierten Fahrzeugführung implementierten Regelsysteme arbeiten mit Umfeldsensoren wie z. B. RADAR, LIDAR und Videokameras, fusionieren die Signale zur rechnerischen Situationsdarstellung und geben ihre Kommandos an die unterlagerten Brems-, Lenk- und Antriebssysteme weiter. Dabei ist eine Voraussetzung, dass diese Systeme elektrisch/elektronisch ansteuerbar sind. Diese Entwicklung einer aktiven, automatisierten Fahrzeugführung zur Unfallvermeidung wird deshalb erst durch die mechatronischen Brems- und Lenksysteme ermöglicht. Ein weiteres Beispiel sind automatische Einparksysteme. Auch diese Entwicklungen zeigen, dass das Gebiet der mechatronischen Systeme von grundlegender Bedeutung für die Entwicklung der modernen Fahrzeugtechnik ist.

Sensoren	Mechatronik-Systeme	Aktoren
Raddrehzahl	Hochautomatisiertes Fahren (20xxx)	Hydraulikpumpe
Pedalweg	Anti-Collision Avoidance (20xx)	Magnet-Schaltventile
Bremsdrücke	Parkassistent (2003)	Elektronische Drosselklappe
Gierratensor	Dynamic Drive Control (DDC, 2003)	Elektro-pneumatische Bremskraftverstärker
Quer- und Längsbeschleunigung	Active Front Steering (AFS, 2003)	Hydraulikpumpen mit Druckspeicher
Lenkwinkel	Continuous Damping Control (CDC, 2002)	Magnet-Proportionalventile
Federweg	Elektrohydraulische Bremse (EHB, 2001)	Elektro-hydraulische Stoßdämpfer
Distanz (Radar)	Active Body Control	Elektrischer Überlagerungswinkelstellmotor
Radbeschleunigung	Adaptive Cruise Control (ACC, 1999)	Elektro-hydraulische oder elektromotorische Stabilisatoren
Lenkungs-Drehmoment		
Wankwinkel		

□ Abb. 17.13 Zur Entwicklung mechatronischer Komponenten bei Kraftfahrzeugen

**Anmerkung** Diese Einführung in mechatronische Systeme ist eine stark gekürzte Fassung des Kap. 1 aus Isermann, R. (2008). Mechatronische Systeme, 2. Aufl. Springer-Verlag, Berlin [48].

## Literatur

1. Harashima, F., Tomizuka, M.: Mechatronics – “What it is, why and how?” IEEE/ASME Trans. Mechatron. **1**, 1–2 (1996)
2. Schweitzer, G.: Mechatronik-Aufgaben und Lösungen. Fortschr.-Ber. VDI Nr. 787, VDI, Düsseldorf (1989)
3. MacConaill, P.A., Drews, P., Robrock, K.H.: Mechatronics and Robotics I., ICS Press, Amsterdam (1991)
4. Ovaska, S.J.: Electronics and Information Technology in High Range Elevator Systems. Mechatronics **2**(1), 88–99 (1992)
5. Weißmantel, H.: Mechatronik-Elektromechanik-Feinwerktechnik. VDI-Workshop. Braunschweig, Germany (1992)
6. IFAC-Symposium on Mechatronic Systems: Darmstadt (2000), Berkeley (2002), Sydney (2004). Cambridge (2009) Oxford, Elsevier (2000–2009)
7. Isermann, R., Breuer, B., Hartnagel, H. (Hrsg.): Mechatronische Systeme für den Maschinenbau. (Ergebnisse SFB 241 IMES). Wiley-VCH, Weinheim (2002)
8. Koller, R.: Konstruktionslehre für den Maschinenbau. Springer, Berlin (1985)
9. Pahl, G., Beitz, W., Wallace, K.: Engineering Design, 2. Aufl. Springer, London (1996)
10. Pahl, G., Beitz, W., Feldhusen, J., Grote, K.H.: Konstruktionslehre, 6. Aufl. Springer, Berlin (2005)
11. Weltin, U.: Aktive Schwingungskompensation bei Verbrennungsmotoren. Fachtagung Integrierte mechanisch-elektronische Systeme, Darmstadt. Fortschr.-Ber. VDI **12**(179), 168–177. Düsseldorf, VDI (1993)
12. Svarcik, F., Kowalczyk, K., Marienfeld, P., Karkosch, H.J.: Mechatronische Systeme zur Steigerung des Schwingungskomforts in Kraftfahrzeugen. Automatisierungstechnische Praxis – atp **47**(7), 47–89 (2005)
13. Habedank, W., Pahl, G.: Schaltkennlinienbeeinflussung bei Reibungskupplungen. Konstruktion **48**, 87–93 (1996)
14. Schweitzer, G.: Magnetic Bearings. 1st Int. Symp. ETH Zürich. Springer, Berlin (1988)
15. Laier, D., Markert, R.: Ein Beitrag zu sensorlosen Magnetlagern. ZAMM **78**, 577–578 (1998)
16. Nordmann, R., Aenis, M., Knopf, E., Straßburger, S.: Active Magnetic Bearings. 7th International Conference Vibrations in Rotating Machines (IMechE), Nottingham, UK (2000)
17. Dach, H., Köpf, P.: PKW-Automatikgetriebe. Die Bibliothek der Technik, Bd. 88. Verlag moderne industrie AG, Landsberg/Lech (1994)
18. Runge, W.: Die Mechatronik als Zukunftsdisziplin der Automobilentwicklung. Automotive Engineering Partners **6**, 70–74 (2000)
19. Ingenbleek, R., Glaser, R., Mayr, K.H.: Von der Komponentenentwicklung zur integrierten Funktionsentwicklung am Beispiel der Aktuatorik und Sensorik für Pkw-Automatikgetriebe. Mechatronik 2005 – Innovative Produktentwicklung, Wiesloch, Germany. VDI Bericht 1892, 575–592. VDI, Düsseldorf (2005)
20. Kallenbach, R., Kunz, D., Schramm, W.: Optimierung des Fahrzeugverhaltens mit semiaktiven Fahrwerkregelungen. VDI, Düsseldorf (1988)
21. Bußhardt, J., Isermann, R.: Selbsteinstellende Radaufhängung. Automatisierungstechnik **44**(7), 351–357 (1996)
22. Causemann, P.: Kraftfahrzeugstoßdämpfer. Verlag moderne industrie AG, Landsberg/Lech (1999)
23. Feuser, A.: Zukunftstechnologie Mechatronik. Ölhydraul. Pneumatik **46**(9), 436 (2002)
24. Bosch, R.: Ottomotor-Management. Vieweg, Wiesbaden (2004)
25. Bosch, R.: Dieselmotor-Management. Vieweg, Wiesbaden (2003)
26. Isermann, R. (Hrsg.): Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe. Vieweg + Teubner, Wiesbaden (2010)
27. Kief, H.B.: NC/CNC-Handbuch. Hanser, München (2003)
28. Mitschke, M., Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Aufl. Springer, Berlin (2004)
29. Bußhardt, J., Isermann, R.: Parameter adaptive semi-active shock absorbers. ECC European Control Conference, Groningen, Netherlands, June 28–July 1, Bd. 4, 2254–2259. (1993)
30. Lückel, J.: Die aktive Dämpfung von Vertikalschwingungen bei Kraftfahrzeugen. ATZ **76**(3), 160–164 (2001)
31. Metz, D., Maddock, J.: Optimal Ride Height and Pitch Control for Championship Race Cars. Automatica **22**(5), 509–520 (1986)
32. Schramm, W., Landesfeind, K., Kallenbach, R.: Ein Hochleistungskonzept zur aktiven Fahrwerkregelung mit reduziertem Energiebedarf. ATZ **94**(7/8), 392–405 (1992)
33. van Zanten, A.T., Erhardt, R., Pfaff, G.: FDR – Die Fahrdynamik-Regelung von Bosch. ATZ **96**(11), 674–689 (1994)
34. Rieth, P., Drumm, S., Harnischfeger, M.: Elektronisches Stabilitätsprogramm. Verlag moderne industrie AG, Landsberg/Lech (2001)
35. Breuer, B., Bill, K.H.: Bremenshandbuch. Vieweg, Wiesbaden (2003)
36. Schwartz, H.J.: Regelung der Radsatzdrehzahl zur maximalen Kraftschlussausnutzung bei elektrischen Triebfahrzeugen. Dissertation TH Darmstadt (1992)
37. Goodall, R., Kortüm, W.: Mechatronics Developments for Railway Vehicles of the Future. IFAC Conference on Mechatronic Systems, Darmstadt, Germany. Elsevier, London (2000)
38. Pearson, J.T., Goodall, R.M., Mei, T.X., Himmelstein, G.: Active Stability Control Strategies for High Speed Bogie. Control Eng. Pract. **12**, 1381–1391 (2004)

39. VDI-RL 2221, Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. Beuth Verlag, Berlin (1993)
40. VDI/VDE-RL 2422: Entwicklungsmethodik für Geräte mit Steuerung durch Mikroelektronik Beuth Verlag, Berlin (1994)
41. Isermann, R.: Supervision, Fault-Detection and Fault-Diagnosis Methods – An Introduction. *Control Eng. Pract.* **5**(5), 639–652 (1997)
42. Isermann, R.: Fault-Diagnosis Systems – An Introduction from Fault Detection to Fault Tolerance. Springer, Berlin (2006)
43. Gertler, J.: Fault Detection and Diagnosis in Engineering Systems. Marcel Dekker, New York (1998)
44. Chen, J., Patton, R.J.: Robust Model-Based Fault Diagnosis for Dynamic Systems. Kluwer, Boston (1999)
45. VDI 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. Beuth Verlag, Berlin (2004)
46. STARTS Guide: The STARTS Purchases Handbook: Software Tools for Application to Large Real-Time Systems, 2. Aufl. National Computing Centre Publications, Manchester (1989)
47. Bröhl, A.P.: Das V-Modell – Der Standard für Softwareentwicklung, 2. Aufl. Oldenbourg, München (1995)
48. Isermann, R.: Mechatronische Systeme, 2. Aufl. Springer, Berlin (2008)
49. Gausemeier, J., Grasemann, M., Kesphohl, H.D.: Verfahren zur Integration von Gestaltungs- und Berechnungssystemen. VDI-Berichte Nr. 1487. VDI, Düsseldorf (1999)
50. James, J., Cellier, F., Pang, G., Gray, J., Mattson, S.E.: The State of Computer-Aided Control System Design (CACSD). *IEEE Control Syst. Mag.* **15**(2), 6–7 (1995)
51. Otter, M., Cellier, C.: Software for Moling and Simulating Control Systems. In: WS Levine, *The Control Handbook*, 415–428. CRC Press, Boca Raton (1996)
52. Elmquist, H.: Object-Oriented Modeling and Automatic Formula Manipulation in Dymola. Scandin. Simul. Society SIMS, Kongsberg (1993)
53. Hiller, M.: Modelling, Simulation and Control Design for Large and Heavy Manipulators. International Conference on Recent Advances in Mechatronics, August 14–16, Istanbul, Turkey, S. 78–85 (1995)
54. Otter, M., Elmquist, E.: Modelica – Language, Libraries, Tools. Workshop and EU-Project. *Simulation News Europe* **29/30**, 3–8 (2000)
55. Otter, M., Schweiger, C.: Modellierung mechatronischer Systeme mit MODELICA. *Mechatronischer Systementwurf: Methoden – Werkzeuge – Erfahrungen – Anwendungen*, Darmstadt 2004. VDI Ber. 1842, 39–50. VDI, Düsseldorf (2004)
56. van Amerongen, J.: Mechatronic Education and Research – 15 Years of Experience. 3rd Ifac Symposium on Mechatronic Systems, Sydney, Australia, Sep 6–8, 595–607. Pergamon, Oxford (2004)
57. Bender, E., Darms, M., Schorn, M., Stählin, U., Isermann, R., Winner, H., Landau, K.: Antikollisionssystem Proreta – Auf dem Weg zum unfallvermeidenden Fahrzeug. Teil 1: Grundlagen des Systems. Teil 2: Ergebnisse ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift **109**(4), 336–341 und (5): 456–463 (2007)
58. Hohm, A., Mannale, R., Schmitt, K., Wojek, C.: Vermeidung von Überholunfällen ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift **112**(10), 712–718 (2010)
59. Isermann, R., Engine Modeling and Control. Springer Verlag, Berlin (2014)
60. Isermann, R., Fault-Diagnosis Applications. Springer Verlag, Berlin (2011)

# Grundlagen elektrisch betätigter Pkw-Bremssysteme

*Karlheinz H. Bill*

- 18.1      Einleitung – 433**
- 18.2      Definition von Brake-by-wire – 434**
- 18.3      Strukturierung elektrisch betätigter Bremssysteme – 435**
- 18.4      Gestaltung der Betätigungsseinrichtung – 437**
  - 18.4.1    Stellglied – 437
  - 18.4.2    Basiseigenschaften – 437
  - 18.4.3    Informationsrückmeldung – 438
- 18.5      Entkoppelter „Smart Booster“ – 438**
  - 18.5.1    Normalbetrieb – 438
  - 18.5.2    Rückfallebene – 439
- 18.6      Elektrohydraulische Bremssysteme – 439**
  - 18.6.1    EHB-Systeme mit Druckmodulator und Druckspeicher – 440
  - 18.6.2    EHB-Systeme mit elektrohydraulischem Wandler – 441
- 18.7      Elektromechanische Bremssysteme – 442**
  - 18.7.1    Gestaltung elektrisch betätigter Radbremsen – 444
  - 18.7.2    Elektrisch betätigtes Fahrzeugbremsen – 444
  - 18.7.3    Energiebedarf – 447

- 18.7.4 Betrieb elektrisch betätigter Radbremsen – 450
  - 18.7.5 Bremssystemaufbau – 454
  - 18.7.6 Fail-safe Konzept – 455
- 
- 18.8 Mechatronische Eingriffe in die Bremsenselbstverstärkung – 456**
    - 18.8.1 Aktive Belagführung – 457
    - 18.8.2 Aktiver Eingriff in den Kennwertmechanismus – 458
- 
- 18.9 Konzeptvergleich – 458**
- 
- 18.10 Hybride elektrische Bremssysteme – 460**
- 
- 18.11 Perspektiven – 461**
- 
- Literatur – 462

## 18.1 Einleitung

Die Zielsetzung bei der Gestaltung moderner Bremssysteme ist über die ursprüngliche Funktion einer durch den Fahrer ausgelösten Fahrzeugabbremsung mittlerweile weit hinausgewachsen. Der Fahrer kann von modernen Bremsanlagen bei der Abbremsung auf schlechten Fahrbahnuntergründen und kurvenreichen Strecken, beim Beschleunigen auf  $\mu$ -split oder Fahrbahnen mit Niedrigreibwert und in fahrdynamisch kritischen Situationen unterstützt werden.

Darüber hinaus stellt die Bremsanlage die Grundlage für Fahrerassistenzsysteme dar, welche auf fahrzeuginternen Signalen – z. B. Abstandsregler – oder externen Signalen (Satelliten, Funk, etc.) basieren können. Jedoch ist weiterhin noch ein großes Optimierungspotenzial vorhanden, welches mit konventionellen Technologien nicht ausgeschöpft werden kann, □ Tab.18.1. Hierzu zählen die optimale Nutzung der physikalischen Möglichkeiten, die Bereitstellung zusätzlicher Sicherheitsfunktionen, eine leichte und umweltverträgliche Wartbarkeit der Bremsanlage sowie eine verbesserte ergonomische Fahreranbindung.

Mit der Einführung von Antriebschlupfregelsystemen wurde die nicht fahrerinitiierte radselektive Abbremsung in die Funktionspalette der Bremsanlage einbezogen und stellt die Grundlage für Fahrdynamikregelsysteme bei konventionellen hydraulischen Bremsanlagen dar.

Während der Fahrer bei einer Antriebschlupfregelung das Bremspedal in aller Regel nicht betätigt, ist eine „Mehrfachbetätigung“ bei einer aktiven Fahrdynamikregelung durch den Fahrer und den Fahrdynamikregler sehr wahrscheinlich.

Im konventionellen hydraulischen Pkw-Bremssystem ist die vom Fahrer genutzte Betätigungsseinrichtung, bestehend aus Bremskraftverstärker und Hauptbremszylinder, energetisch mit der Übertragungseinrichtung verbunden. Ein gemeinsamer Bremssystemzugriff eines externen Reglers (z. B. Fahrdynamikregler, Abstandsregelsystem) und des Fahrers führt zwangsläufig zum Konflikt. Dieser lässt sich nur lösen, wenn eine direkte energetische Kopplung der Befehlsquellen mit der Übertragungseinrichtung vermieden werden kann.

Eine energetische Entkopplung der Betätigungsseinrichtung von der Übertragungseinrichtung führt zur Fremdkraftanlage und kann bislang nicht bekannte Freiheitsgrade bei der Gestaltung der Mensch-Maschine-Schnittstelle im Pkw bieten. So ist eine Verunsicherung bzw. Irritation des Fahrers beim Bremseneingriff der Assistenzsysteme vermeidbar und eine gezielte haptische Information möglich (z. B. Pedalvibrationen bei ABS). Ebenso ist der Einsatz alternativer Bedienelemente (z. B. Sidestick) leicht realisierbar und eine crashkompatible Bauweise der Betätigungsseinrichtung erreichbar.

□ Tab.18.1 weist insbesondere auf einen systembedingt stark rechnergestützten Betrieb der Bremsanlage hin. Hiermit verbunden sind der leichte Umgang mit Datenströmen, Möglichkeiten zur optimierten dynamischen Radbremseansteuerung, eine hohe Systemdynamik, Montagevorteile bei der Fahrzeugproduktion und gegebenenfalls der vollständige Verzicht auf Bremsflüssigkeit. Die Vermeidung von hygroskopischen hydraulischen Energieträgern ermöglicht eine umweltverträgliche thermisch hoch belastbare und mit Ausnahme von Reibbelägen wartungsfreie Bremsanlage. Weiterhin kann die Erhöhung der Radbremsendynamik und eine Verminderung unerwünschter Restbremsmomente durch eine aktive Lüftspieleinstellung erreicht werden:

- Vermindertes Lüftspiel zur Reduzierung der Betätigungszeit bei der Erkennung des unmittelbaren Bremswunsches des Fahrers (z. B. Umsetzverhalten des rechten Fußes) oder eines fremdeingriffsberechtigten Systems bzw. zeitlich begrenzte Lüftspielverminderung direkt nach einer Bremsung zur Verkürzung der Verlustzeiten einer direkt nachfolgenden Abbremsung.
- „Trockenbremsen“ der Bremsscheiben bei Regen.
- Vergrößerung des Belaglüftspiels zur Reduzierung von Restbremsmomenten und Bremsscheibenauswaschungen.

Die technische Lösung der genannten Anforderungen an zukünftig noch bessere Bremssysteme ist der Ansatz – Brake-by-wire.

■ **Tabelle 18.1** Ausgewählte Anforderungen an zukünftige Bremssysteme

aktive Systemsicherheit	Schlupf-, Geschwindigkeitsregelsysteme-, Fahrstabilitäts- und Fahrerassistenzsysteme
	Radselektiver Bremseneingriff (gezielt und dosierbar)
	Hohe Systemdynamik (Verminderung von Verzugszeiten) zur Verkürzung von Bremswegen und zur Fahrzeugstabilisierung (Spannen und Lösen !!!)
	Leichtbau: Reifengefederte Massen; Reduktion der Fahrzeuggesamtmasse
	Optimierte und situationsgerecht konfigurierbare Charakteristik der Betätigungsseinrichtung (Fahrerankopplung)
passive Systemsicherheit	Aktive Lüftspieleinstellung
	Erhöhung des Insassenschutzes (Crashkompatibilität)
Signale	Begrenzung des kritischen Raumbedarfs
	Möglichkeiten für externe Systemeingriffe
	Parallel arbeitende Befehlsquellen (Fahrersignal, Fahrzeugreglersignale)
	transparenter Informationsfluss (Vernetzung)
Energie	sichere und kontinuierlich arbeitende Fehlerdiagnose
	Niedriger Energiebedarf der Bremsanlage
	Minimale Restbremsmomente (vergrößertes Belaglüftspiel)
Material, Umwelt, Kosten	Rekuperationsfähigkeit
	Vermeidung von Problemstoffen, Recyclingfreundlichkeit
	Erhöhung der mechanischen und thermischen Zuverlässigkeit und der Langzeitqualität
	Montage-, Service- und Reparaturfreundlichkeit; wartungsfreie/-arme Komponenten
	Kosten, Montage, Wartung, Wirtschaftlichkeit

## 18.2 Definition von Brake-by-wire

Die Entkopplung von Betätigungs- und Übertragungseinrichtung deckt prinzipbedingt eine Vielzahl der in ■ Tab.18.1 aufgeführten Anforderungen ab (insbesondere im Bereich der Systemsicherheit und Signalführung). ■ Abb.18.1 zeigt die Gegenüberstellung der Signal- und Energiekopplung bei einer konventionellen Hilfskraftbremsanlage mit zusätzlicher elektronischer Unterstützung und einem Brake-by-wire System. Für die Definition des Brake-by-wire Systems ist allgemeingültig die **ausschließlich elektrische Ankopplung der Betätigungsseinrichtung** an das restliche Bremssystem entscheidend.

Im Gegensatz zu konventionellen hydraulischen Bremssystemen, welche auch ohne Elektronikunterstützung voll funktionsfähig sind, ist die Brake-by-wire Betriebsbremsanlage systembedingt auf die Unterstützung einer regelnden Elektronik angewiesen. Dadurch steht jedoch auch automatisch eine geeignete Plattform für die bislang bei konventionellen Bremssystemen stets mit hydro-mechanischem und elektronischem Zusatzaufwand verbundenen Regelfunktionen zur Verfügung. Funktionale Erweiterungen des Bremssystems sind bei Brake-by-wire Anlagen alleine durch die Software darstellbar und in aller Regel ohne hydraulische oder mechanische Zusatzkomponenten möglich. Das Brake-by-wire System besitzt somit

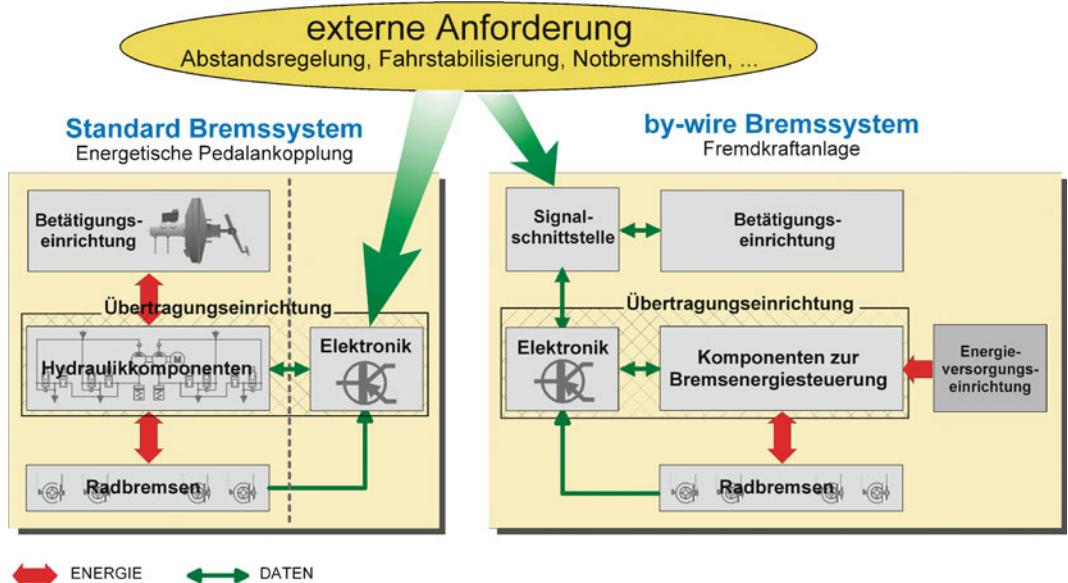


Abb. 18.1 Bremssystemvergleich – Daten- und Energiefuss

eine universelle modular strukturierbare Funktionalität.

Es wird deutlich, dass der Verzicht auf eine energetische Kopplung von Betätigungs- und Übertragungseinrichtung zwangsläufig zur Fremdkraftbremsanlage führt. Da der Fahrer keine Betätigungsenergie in das Bremssystem speisen kann, muss durch geeignete Mechanismen ein Ausfall der Fremdenergie verhindert werden bzw. eine im Fehlerfall wirksame Rückfallebene mit einer energetischen Kopplung der Betätigungsseinrichtung vorhanden sein. Die Form des Energiefusses zwischen Energieversorgung, Übertragungseinrichtung und Radbremse ist beim Brake-by-wire System nicht festgelegt und kann somit durch alle denkbaren Energieträger realisiert werden. Im Bereich der Personenkraftwagen kommt eine hydraulische oder elektrische Energieübertragung in Frage. Bei Brake-by-wire Anlagen in Nutzfahrzeugen wird die Bremssenspannenergie pneumatisch übertragen.

### 18.3 Strukturierung elektrisch betätigter Bremssysteme

Bei der Strukturierung elektrischer Bremssysteme ist die klassische Systematik nach Betätigungsseinrichtung, Übertragungseinrichtung und Radbremse nicht immer zweckmäßig. Einen besseren Überblick über die Systemstrukturen erhält man bei der Betrachtung der Energieübertragungsmedien in den einzelnen Bremssystembereichen [1]. Abb. 18.2 zeigt ausgehend von der Standard-Hilfskraftbremsanlage über elektrohydraulische Bremssysteme bis hin zur elektromechanischen Bremsanlage den zunehmenden Anteil elektrischer Energieträger im System.

Die an der Radbremse erforderliche Leistung wird nur kurzzeitig benötigt. So lässt sich folgern, dass mit abnehmendem hydraulischen Aufwand die elektrische Leistung der Aggregate erhöht werden muss, da die mit relativ niedriger elektrischer Leistung realisierbare Speicherung hydraulischer Energieträger entfällt.

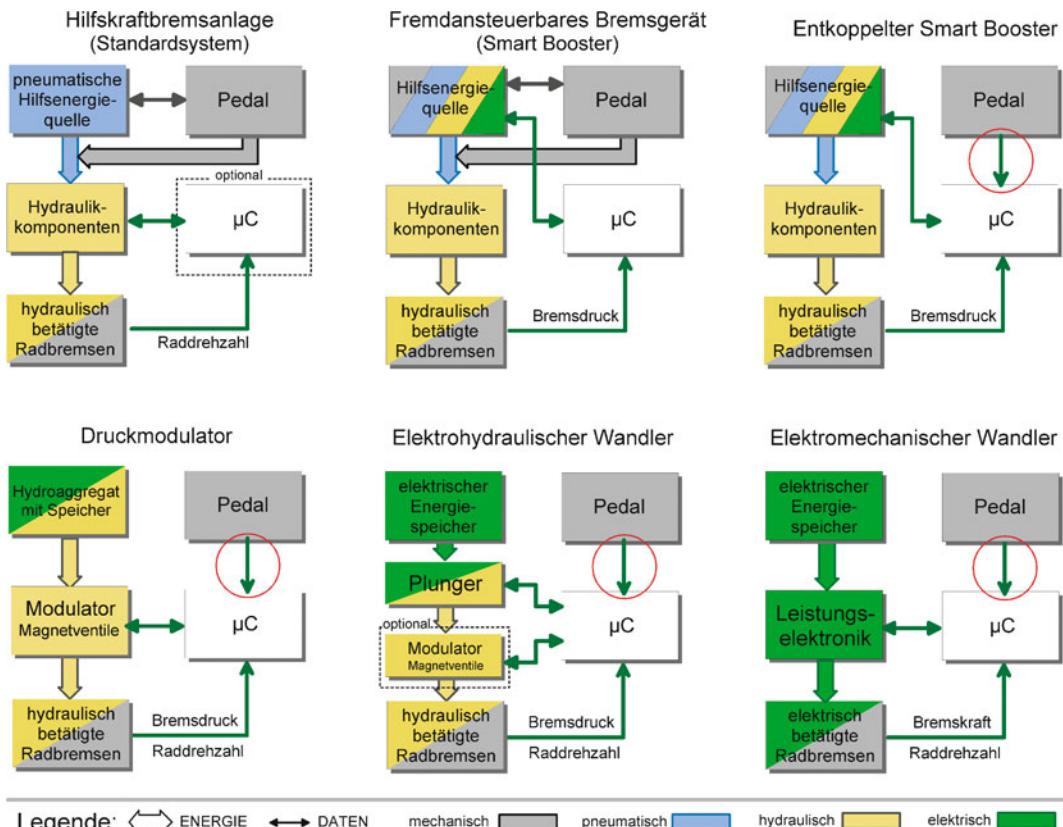


Abb. 18.2 Bremssystemstrukturen

Die Verwendung eines fremdansteuerbaren Unterdruck-Bremskraftverstärkers „Smart Booster“ stellt einen Sonderfall dar und schlägt eine Brücke vom konventionellen System zur Brake-by-wire Anlage [2]. Aufgrund der sehr begrenzten pneumatischen Energie im Pkw ist dieses System eher für überlagerte Bremssystemeingriffe (z. B. Abstandsregelanlage) geeignet; eine reine Fremdbetätigung mit energetisch entkoppeltem Bremspedal (entkoppelter Smart Booster) ist jedoch grundsätzlich nicht ausgeschlossen. Die in Abb. 18.2 gezeigte Struktur des fremdansteuerbaren Bremsgerätes ist per Definition keine Brake-by-wire Anlage, solange das Bremspedal nicht von der Übertragungseinrichtung entkoppelt ist. Jedoch ist auch hier eine überlagerte Bremsenbetätigung von Fahrer und externer Quelle möglich. Der Fremdeingriff durch einen mit dem Bremspedal gekoppelten Smart

Booster verläuft nicht pedalrückwirkungsfrei und wirkt zentral auf alle Radbremsen gleichzeitig.

Die dargestellte Art der Spannkraftdosierung mittels Druckmodulator und elektrohydraulischem Wandler zeigt die Struktur elektrohydraulischer Brake-by-wire Systeme (EHB) sowohl mit hydraulischem als auch mit elektrischem Bremsenergiespeicher. Beim Einsatz elektrohydraulischer Wandlers kann der individuelle Radbremsdruck bei einem Zentralplunger (z. B. „Integriertes Bremssystem“) durch Modulatorventile realisiert werden oder es sind pro Rad je ein Druckwandler erforderlich.

Elektromechanische Bremssysteme (EMB) sind stets mit einer direkten elektromechanischen Betätigung an der Radbremse ausgerüstet. Systeme mit elektromechanischen Radbremsen arbeiten grundätzlich radselektiv (4 Kanal Anlage), während Anlagen mit Druckmodulatoren oder elektrohydraulischen

schen Wandlern grundsätzlich auch zentral auf die Übertragungseinrichtung wirken können. Insbesondere im Falle der Druckmodulatoren macht dies jedoch wenig Sinn, da die radselektive Bremsenbetätigung in modernen Bremsanlagen eine Voraussetzung für Fahrdynamikregelsysteme darstellt und somit eine individuelle Bremsdruckregelung spätestens in der Übertragungseinrichtung vorhanden sein muss.

## 18.4 Gestaltung der Betätigungsseinrichtung

Während die Bremspedalcharakteristik bei konventionellen hydraulischen Anlagen die Dämpfungen und Steifigkeiten der hydraulischen Komponenten (Radbremsen, Schläuche, Ventile, etc.) und die Charakteristik des Bremskraftverstärkers abbildet, somit also direkt vom jeweiligen Bremssystem festgelegt wird, bestehen bei der Gestaltung der Betätigungsseinrichtung in Brake-by-wire Systemen völlig neue Möglichkeiten zur optimalen Einbindung des Fahrers in den Fahrzeugregelkreis. Die Betätigungsseinrichtung kann theoretisch individuell und dynamisch an die Kombination Fahrer-Fahrzeug-Fahrsituation angepasst werden.

### 18.4.1 Stellglied

Die konventionelle Betätigung mittels Bremspedal stellt hier nur eine Möglichkeit dar. Bei neuartigen Fahrzeugführungskonzepten (z. B. Sidestick) unter Berücksichtigung crash- oder einbaugünstiger Randbedingungen, behindertengerecht ausgerüsteten Fahrzeugen (z. B. Betätigung im Lenkradbereich) oder automatisierten Fahrzeugkonzepten kann so flexibel auf die Bremsanlage zugegriffen werden.

### 18.4.2 Basiseigenschaften

Bei der konkreten Auslegung der Betätigungsseinrichtung muss zur optimalen Fahrerunterstützung die aktuelle Bremssituation berücksichtigt werden [3]. Abb. 18.3 zeigt gewünschte situationsangepasste Eigenschaften der Betätigungsseinrichtung in Abhängigkeit vom Bremsmanöver.

#### Kraft/Weg-Charakteristik

Zur feinfühligen und gezielten Dosierung der Bremsanlage benötigt der Fahrer eine sinnvolle Kraft/Weg-Charakteristik an der Betätigungsseinrichtung. Niedrige Stellkräfte entlasten den Fahrer.

Betätigungsseinrichtung						
Manöver	Kraft $F_p$	Weg $x_p$	Dämpfung $f(\dot{x}_p)$	Hysterese $\Delta F_p$	Verstärkung $dz/dF_p$	Springer $\Delta p (\Delta z)$
Anpassungs-bremsung	→	→	→	→	→	→
Zielbremsung	→	→	↙	↙	→	↙
Notbremsung	↙	↓	↓	spannen ↓ lösen ↗	↑	↑
Haltebremsung	↙	→	↙		↗	↗
Legende	→ normal	↗ größer	↑ groß	↙ kleiner	↓ klein	

Abb. 18.3 Gewünschte situationsangepasste Eigenschaften der Betätigungsseinrichtung [3]

Jedoch müssen die Stellkräfte mindestens so groß gewählt werden, dass keine unbeabsichtigte Betätigung erfolgt, da die wirksame Fahrzeugverzögerung zusätzliche Massenkräfte auf die an der Bremsenbetätigung beteiligten Extremitäten ausübt.

Die Gestaltung des Stellweges kann flexibel an die Bauraumbedingungen im Fahrzeug angepasst werden. Wegfreie Betätigungsseinrichtungen sind jedoch nicht sinnvoll, da nur über den Stellweg eine Bedämpfung möglich ist.

### **Bedämpfung und Hysterese der Betätigungsseinrichtung**

Im direkten Zusammenhang mit der „Bremspedalverstärkung“ steht die sinnvolle Bedämpfung der Betätigungsseinrichtung. Während zur dosierten fahrstabilen Abbremsung eine Bedämpfung erforderlich ist, um eine Destabilisierung der Abbremsung infolge von Kraft/Weg-Störungen z. B. durch Vibrationen oder Fahrbahnunebenheiten etc. zu vermeiden, ist diese bei Panikbremsungen zum schnellen Aufbau der Bremsverzögerung unerwünscht.

### **Verstärkungsverhältnis zwischen Brems- und Betätigungs kraft**

Das Verstärkungsverhältnis zwischen Brems- und Stellkraft an der Betätigungsseinrichtung lässt sich bei einer energetischen Entkopplung von der Übertragungseinrichtung nach ergonomischen Randbedingungen fahrerindividuell und situationsabhängig einstellen. Hier ist jedoch zu beachten, dass die Stabilität des geschlossenen Regelkreises Fahrer-Fahrzeug-Umwelt nicht verletzt werden darf (Mindestbetätigungs kraft).

### **Springer**

Der bei konventionellen Bremsanlagen durch den Unterdruckbremskraftverstärker realisierte Springer zur schnellen Überwindung des Lüftspiels in Form eines automatisch erzeugten Drucksprungs zu Beginn der Bremsenbetätigung kann bei Brake-by-wire Systemen sehr flexibel realisiert werden. Der Springer vermittelt dem Fahrer bei richtiger Dosierung eine hohe Bremssystemdynamik und damit eine positive Rückmeldung. In Notbremssituationen kann dieser Drucksprung bei Brake-by-wire theoretisch bis zur Blockiergrenze gesteigert

werden; beim Parkieren hingegen ist der Springer nicht nützlich.

### **18.4.3 Informationsrückmeldung**

Informationsrückmeldungen sind bei konventionellen Bremssystemen z. B. als systembedingte Pedalvibrationen während der ABS-Bremsung bekannt. Die vom Stellglied ausgehende haptische Rückmeldung kann einerseits zur Irritation und andererseits zur Information des Fahrers führen. Brake-by-wire Systeme bieten grundsätzlich die Möglichkeit eines am Stellglied rückwirkungsfreien Bremssystemeingriffs, wodurch Fahrerirritationen vermieden werden. Zur gezielten Fahrerinformation sind jedoch auch alle denkbaren Informationsmechanismen (je nach Stellglied, Gewohnheit und Schulungsgrad des Fahrers) möglich.

## **18.5 Entkoppelter „Smart Booster“**

Der „Smart Booster“ ist ein aktiver pneumatischer Bremskraftverstärker und stellt bei einer Entkopplung vom Bremspedal den einfachsten Fall einer Brake-by-Wire Lösung mit konventionellen Bremssenkomponenten dar. Der „Smart Booster“ ist allgemein in das Feld der „aktiven Booster“ einzuordnen, welche unabhängig vom Fahrer Bremsdruck aufbauen können.

### **18.5.1 Normalbetrieb**

Das Bremspedal wird sensorisch überwacht und stellt die vom Fahrer gewünschte Verzögerung dem elektronischen Steuergerät zur Verfügung. Ein energetischer Kontakt zwischen dem „aktiven“ Seite des Booster und dem Bremspedal besteht nicht. Das Bremspedalgestänge ist bei der in Abb. 18.4 gezeigten Ausführung durch einen geringen Spalt vom Betätigungs gestänge des Boosters entkoppelt. Bei einer Betätigung des Bremspedals wird der Bremskraftverstärker vom elektronischen Steuergerät aus aktiviert, so dass sich das Betätigungs gestänge des Boosters gleichsam in Richtung des Hauptbremszylinder bewegt. Es bleibt somit stets ein Spalt

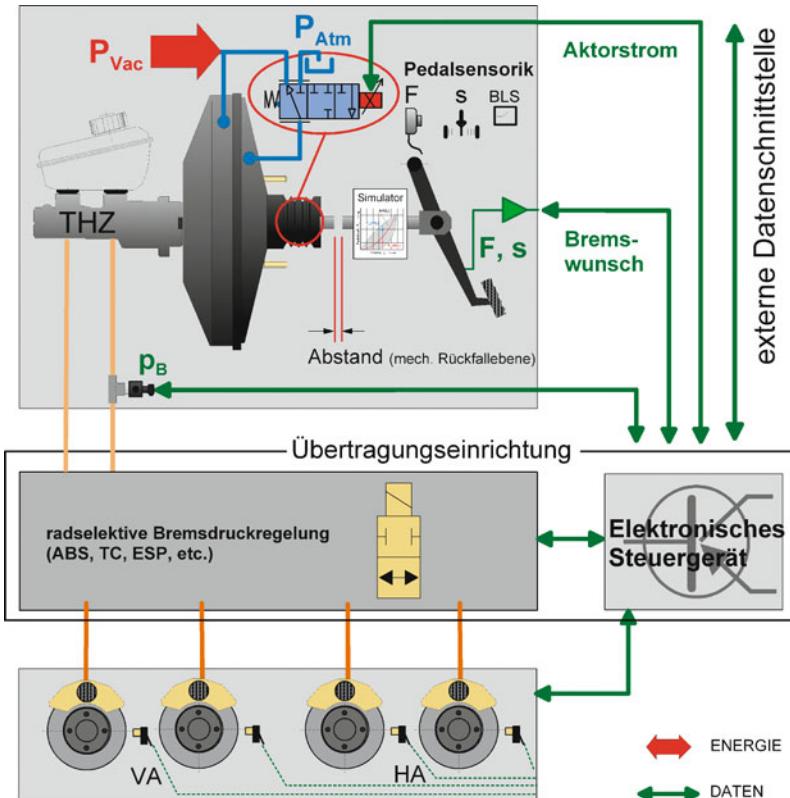


Abb. 18.4 Entkoppelter „Smart Booster“

zwischen der Kolbenstange des Bremskraftverstärkers und dem Bremspedal bestehen. Neben der Verzögerungsanforderung durch den Fahrer können sehr einfach auch externe Bremssignale beim Bremsvorgang berücksichtigt werden. Die Komponenten der Übertragungseinrichtung und die Radbremsen können konventionell hydraulisch bzw. hydromechanisch aufgebaut sein. Die Pedalkraft-/Pedalwegcharakteristik wird von einem Simulator abgebildet.

### 18.5.2 Rückfallebene

Beim Ausfall der Energie oder anderen zulässigen Fehlern verliert der „aktive“ Booster seine Wirkung, so dass die Kolbenstange nicht mehr verschoben werden kann. Bei einer Betätigung des Bremspedals wird dann der Spalt zwischen dem Bremspe-

dalgestänge und dem „aktiven“ Booster überwunden und die Pedalkraft direkt auf den Hauptbremszylinder übertragen. Die Hilfsbremswirkung wird im Fehlerfall somit durch eine reine Muskelkraftanlage realisiert.

## 18.6 Elektrohydraulische Bremssysteme

Das elektrohydraulische Bremssystem (EHB) basiert in weiten Bereichen auf bekannten Komponenten und Technologien. Dieser Systemaufbau nutzt insbesondere den Vorteil der energetischen Bremspedalentkopplung; das Anlagenkonzept baut auf konventionellen hydraulisch betätigten Radbremsen auf. Wie Abb. 18.2 zeigte, lassen sich grundsätzlich zwei unterschiedliche Typen elektrohydraulischer Bremssysteme ableiten.

### 18.6.1 EHB-Systeme mit Druckmodulator und Druckspeicher

EHB-Systeme mit hydraulischem Bremsenergiespeicher haben den höchsten Hydraulikanteil, jedoch ist das System überwiegend mit bekannten Komponenten der elektronisch gestützten Standardbremsanlage zu realisieren. EHB-Systeme werden seit 2001 in Serie produziert [4]. Abb. 18.5 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines elektrohydraulischen Bremssystems. Die Betätigungsseinrichtung verfügt definitionsgemäß über eine elektrische Signalankopplung hin zur Übertragungseinrichtung. Zur Abbildung einer sinnvollen Charakteristik der Betätigungsseinrichtung muss das Stellglied (hier das Bremspedal) auf einen gedämpften Federmechanismus wirken. Analog zu Abb. 18.1 können interne und externe Signale ohne eine störende Rückwirkung am Bremspedal dem Fahrerwunsch überlagert werden, was eine leichte Adaptation von beliebigen Bremssystemassistenzfunktionen ermöglicht. Das elektrohydraulische Bremssystem

bietet somit alle Möglichkeiten der systembedingten energetischen Entkopplung von Betätigungs- und Übertragungseinrichtung einer Brake-by-wire Anlage.

Die Übertragungseinrichtung ist mit einer gepufferten hydraulischen Energieversorgung verbunden und beherbergt die radselektiven Druckmodulatoren, welche von einer (nicht notwendigerweise ausfallsicheren) Elektronik angesteuert werden. Die radselektiven Druckregelkreise werden durch die Rückführung der jeweiligen Bremsdrücke geschlossen.

Durch 2 Medientrenner (Trennkolben) wird das Hydrauliksystem getrennt, so dass eventuelle Gaseinschlüsse nicht achsweise ausgetauscht werden können. Durch den Einsatz konventioneller Radbremsen kann deren hohes Entwicklungspotenzial genutzt werden; eine Neuentwicklung von Radbremsen ist nicht erforderlich. Ebenso ist eine bei Ausfall der Elektronik bzw. der elektrischen Energieversorgung leicht zu realisierende Rückfallebene mit Hilfsbremswirkung möglich (Trennventile in Abb. 18.5). Der Entwicklungsschwerpunkt

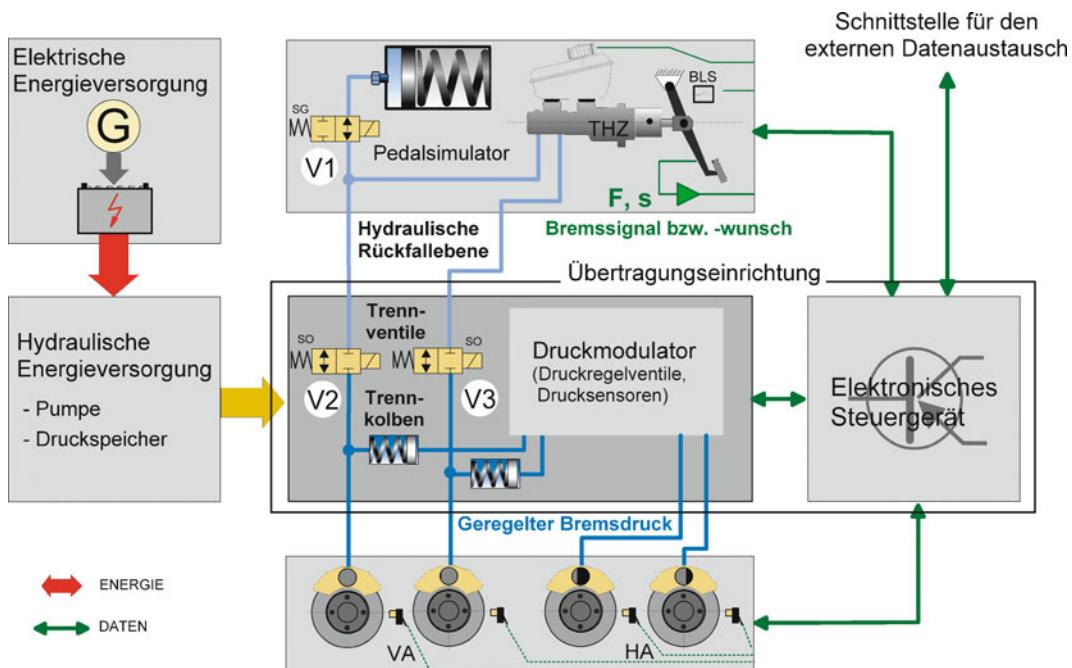


Abb. 18.5 Druckmodulator – elektrohydraulisches Ventilsystem (betriebsbereite Stellung der Trennventile)

elektrohydraulischer Bremssysteme liegt bei den Druckregelgeleitungen, welche einen zum Fahrerwunsch proportionalen Bremsdruck feinfühlig und komfortabel bereitstellen müssen. Infolge des weitgehend hydraulischen Aufbaus der Anlage können jedoch nicht alle positiven Eigenschaften einer elektrischen Fahrzeugbremsanlage realisiert werden.

Durch Drosselverluste im Leitungssystem, an den Regelventilen und in den Radbremsen ist ein nur mit konventionellen Bremssystemen vergleichbares Löseverhalten der Bremsen möglich. Umwelt-, Montage- und Wartungsvorteile (s. auch

■ Tab.18.1) können durch den Einsatz von Bremsflüssigkeit nicht genutzt werden. Die Feststellbremse muss konventionell (in der Regel mit einer mech. Übertragungseinrichtung) ausgeführt werden. Eine hydraulische Verriegelung der Spannkraft ist nicht zulässig.

### Normalbetrieb

Bei intakter Bremsanlage (Betriebsbremsanlage) wird der Bremswunsch des Fahrers sensorisch erfasst und dem elektronischen Steuergerät zur Weiterverarbeitung bereitgestellt. Die vom Fahrer eingesetzte Betätigungsenergie wird im Gegensatz zum konventionellen Bremssystem definitionsgemäß nicht genutzt (Fremdkraftbremsanlage). Zur Darstellung einer sinnvollen Bremspedalcharakteristik kann, wie in ■ Abb.18.5 exemplarisch gezeigt, ein hydraulisch betriebenes Feder/Dämpfer-System dienen.

Diese einfache Art der Generierung einer Kraft/Weg-Kennlinie ermöglicht jedoch keine aktive Pedalbeeinflussung. Zur Sicherstellung des Normalbetriebs muss die Elektronik den hydraulischen Fluss vom Hauptbremszylinder zum Pedalsimulator öffnen und die beiden Trennventile der Vorderachse schließen. Die an der Betätigungsseinrichtung wirkende Kraft und/oder der Stellweg dienen/dient zur Darstellung des Fahrerwunsches und werden/wird im elektronischen Bremskraft- bzw. Bremsdruckregler als Führungsgröße zur Generierung der Bremskräfte bzw. der Bremsdrücke genutzt.

### Rückfallebene

Beim Ausfall der elektrischen oder hydraulischen Energieversorgung bzw. bei einer Fehlfunktion der

Elektronik wird das EHB System in den Zustand einer Muskelkraftanlage geschaltet. Der Pedalsimulator wird hydraulisch durch das SG-Ventil getrennt und die Vorderachse über die beiden SO-Ventile mit dem Hauptbremszylinder verbunden. Infolge der dynamischen Achslastverlagerung kann die gesetzlich geforderte Hilfsbremswirkung in der Regel alleine durch die Vorderachse erbracht werden, so dass zugunsten eines geringen Volumenverbrauchs am Hauptbremszylinder (Pedalweg) nur die Vorderachsbremsen gegen Ausfall gesichert werden müssen.

## 18.6.2 EHB-Systeme mit elektrohydraulischem Wandler

Diese mit elektrohydraulischem Wandler aufgebauten Systeme verwenden keinen Druckspeicher und verfügen grundsätzlich über eine hydraulische Übertragungseinrichtung. Der Wandler muss für die maximal erforderliche Leistung der Bremsenbetätigung (Spitzenleistung) elektrisch und hydraulisch ausgelegt werden. ■ Abb.18.6 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines EHB-Systems mit elektrohydraulischem Zentralplunger.

Das elektromechanische System wirkt hierbei direkt auf den Hauptbremszylinder oder einen äquivalenten Geberzylinder. Die Bremspedalanbindung kann, wie in ■ Abb.18.6 dargestellt, z. B. durch eine mechanische oder auch hydraulische Entkopplung (s. ■ Abb.18.5 oder ■ Abb.18.7) erfolgen und übernimmt die Funktion eines aktiven Boosters. Die radindividuelle Bremsdruckmodulation muss durch zusätzliche Ventile unterstützt werden, da das gesamte Bremssystem durch den Zentralplunger mit Bremsdruck beaufschlagt wird. Der besondere Vorteil liegt darin, dass eine Standard-Übertragungseinrichtung verwendet werden kann.

Bei einer sehr hohen Dynamik des elektromechanischen Zentralplungerantriebs ist prinzipiell auch ein Multiplexbetrieb der Radbremsen möglich. In diesem Fall wird zur radselektiven Bremsdruckmodulation (ABS, ESP) anstatt der üblicherweise verwendeten zwei Ventile für den Druckauf- und Abbau nur noch ein Ventil zwischen dem Hauptbremszylinder und den Radbremsen benötigt.

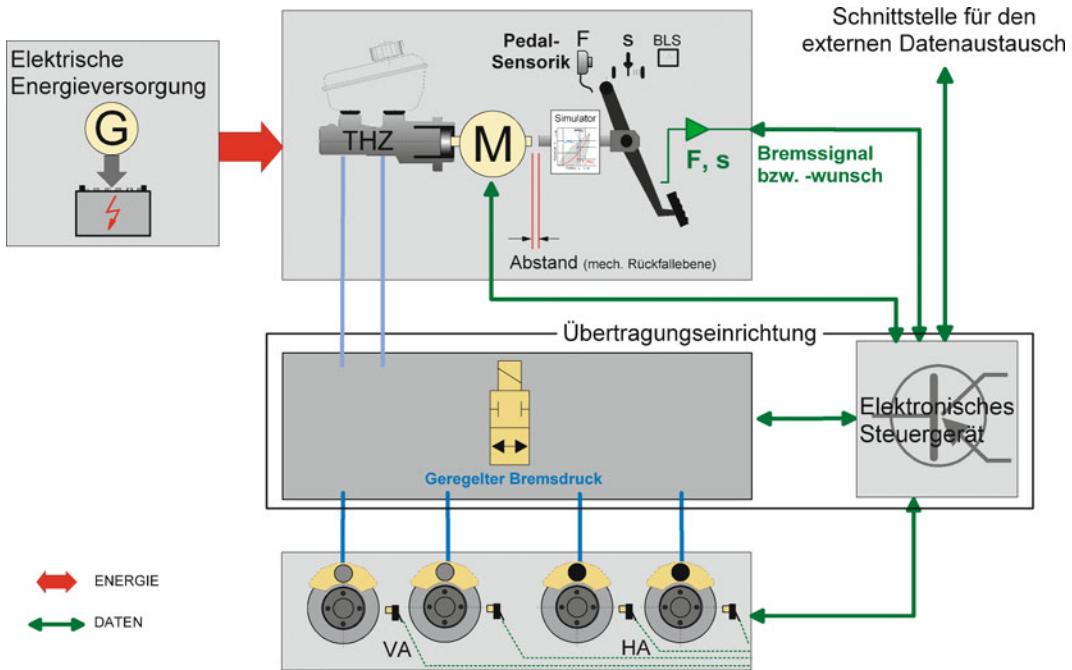


Abb. 18.6 Elektrohydraulisches Zentralplungersystem – „aktiver Booster“

tigt. Das Ventil dient dann lediglich zur Selektion des jeweiligen Radbremskreises.

Der prinzipielle Aufbau eines EHB-Systems mit elektrohydraulischen Wählern in Form von radselektiv arbeitenden elektromotorisch getriebenen Plunger ist in Abb. 18.7 dargestellt. Im Vergleich zum EHB-System mit Druckmodulator (s. ▶ Abschn. 18.6.1) übernimmt der elektrohydraulische Wandler im radselektiv aufgebauten Plunger-System die Aufgaben der dort verwendeten hydraulischen Energieversorgung und der ventilbasierten Bremsdruckregelung.

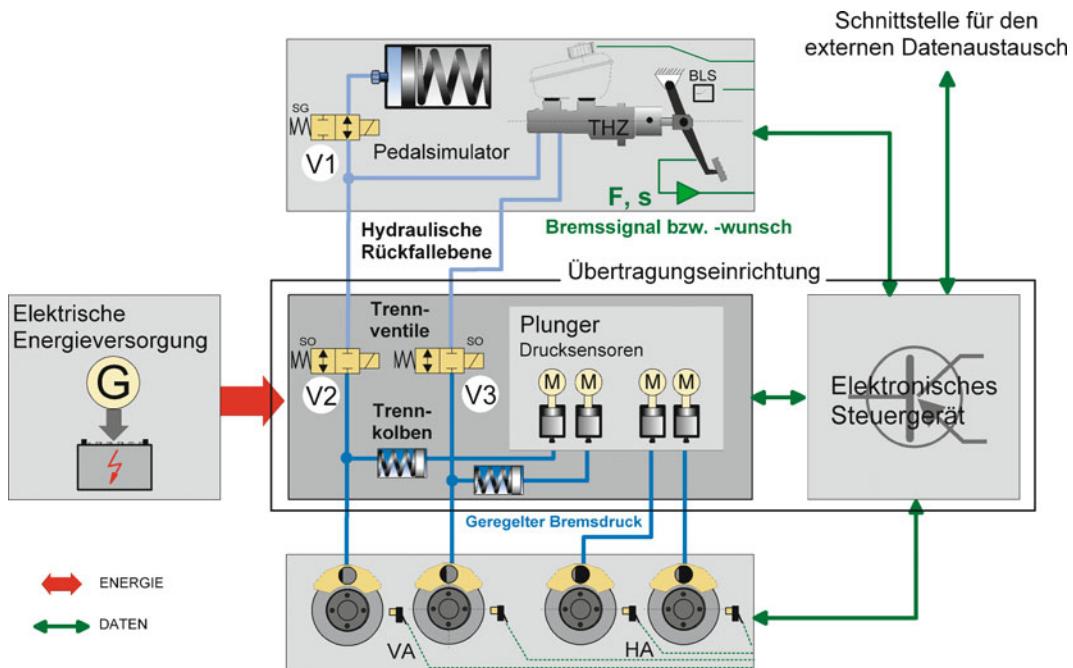
Falls der elektrohydraulische Wandler direkt an der Radbremse adaptiert ist (elektrische Übertragungseinrichtung), muss die Hydraulik als reine Getriebekomponente elektromechanisch betätigter Radbremsen betrachtet werden; es handelt sich dann um ein elektromechanisches Bremssystem mit den hieraus abzuleitenden Konsequenzen s. auch ▶ Abschn. 18.7.5.

## 18.7 Elektromechanische Bremssysteme

### Rückfallebene

Die Rückfallebene bei Energieausfall oder bei einer Fehlfunktion der Elektronik kann ebenso wie bei einem EHB-System mit Druckmodulator und Druckspeicher mittels elektromagnetischer SO-Ventile realisiert werden, so dass das elektronische Bremsensteuergerät nicht ausfallsicher konzipiert sein muss. Ist das Bremspedal mechanisch entkoppelt (Abb. 18.6) so kann die Bremsanlage ebenso durch eine Deaktivierung des Simulators betätigt werden.

Elektromechanische Bremssysteme (EMB) verzichten vollständig auf den Einsatz pneumatischer oder hydraulischer Energieträger im Bremssystem. Die Radbremsen werden ausschließlich mit elektrischer Energie versorgt. Bei diesen Systemen wird der Schritt zur vollständigen Elektrifizierung der Bremsenbetätigung vollzogen. Der Einsatz elektrisch betätigter Radbremsen ist nicht vollständig neu. Die Patentanmeldung Nr. 121043 des Jahres 1899 (Elektrische Bremse für Motorwagen) beim Deutschen Kaiserlichen Patentamt zeigte bereits eine elektrisch



■ Abb. 18.7 Elektrohydraulisches radselektives Plungersystem (betriebsbereite Stellung der Trennventile)

betätigten Fahrzeugbremse. Schienenfahrzeuge sind mit diversitär redundanten Bremssystemen ausgerüstet, bei denen auch elektrische und elektrisch betätigtes Bremsen verwendet werden. Aber auch bei Luftfahrzeugen, Konzeptfahrzeugen, straßengebundenen Elektrofahrzeugen, Lastkraftwagen und Anhängern sind entsprechende Realisierungsansätze bekannt. Insbesondere für den Einsatz an Nutzfahrzeuganhängern waren elektrisch betätigtes Trommelbremsen am Markt verfügbar. Selbst bei mehreren Harley-Davidson Motorrädern wurden in den Jahren 1936–1940 elektrisch betätigtes Radbremsen kurzzeitig serienmäßig eingesetzt (s. hierzu auch [1]).

Elektromechanische Bremssysteme nutzen alle Vorteile der elektrischen Signal- und Energieführung im Bereich der Betätigungs- und Übertragungseinrichtung. Für den modernen Fahrzeugbau stehen jedoch keine seriengeeigneten Radbremsen zur Verfügung, so dass hier ein erheblicher Entwicklungsaufwand geleistet werden muss.

Die Anwendungen elektrisch betätigter Radbremsen bei straßengebundenen Serienfahrzeugen konzentrieren sich auf die Jahre 1926–1940. Die elektrifizierten Bremssysteme und Radbremsen sind zur damaligen Zeit wegen ihrer Servowirkung hauptsächlich als Konkurrenzprodukte zu pneumatischen Bremssystemen für die immer schwerer werdenden Fahrzeuge zu sehen. Wegen des unbefriedigenden Betriebsverhaltens der Radbremsen und des Fehlens leistungsfähiger Elektronikkomponenten zur sinnvollen Regelung der Bremsanlage konnte sich diese Technologie jedoch nicht etablieren. Analogiebetrachtungen hin zu elektrisch betätigten Bremsen für allgemeine Maschinenbauanwendungen sind sehr schwierig, da das auf vielfältige Betriebszustände zugeschnittene Anforderungsprofil eines Personenkraftwagens (z. B. Stoppbremsung, Dauerbremsung am Berg, klimatische Einflüsse, etc.) mit derartigen Komponenten in aller Regel nicht abgedeckt werden kann.

## 18.7.1 Gestaltung elektrisch betätigter Radbremsen

Die Gestaltung geeigneter Radbremsen muss sich an der Leistungsfähigkeit heutiger Radbremsentechnologie orientieren. Im Vorfeld sind Fragen nach dem Wirkmechanismus zur Erzeugung der Bremskraft und dem Montageort der Bremsen zu beleuchten:

- Der Wirkmechanismus der Radbremse sollte insbesondere im Hinblick auf die reifengeförderten Massen des Fahrzeugs am Leichtbau ausgerichtet werden, also ein möglichst hohes Verhältnis von Bremskraft/Eigenmasse besitzen. Konzeptionell stehen bei elektrischen bzw. elektrisch betätigten Bremsen elektrodynamische Magnetfeld- und Reibungsbremsen zur Diskussion. Ein Vergleich existierender Bremsen untereinander zeigt deutlich, dass mit Reibungsbremsen die deutlich günstigeren massebezogenen Bremskräfte erzeugt werden können (Faktor 10 und besser [1]). Darüber hinaus können mit elektrodynamischen Bremsen keine Haltemomente ohne kontinuierlichen elektrischen Energieverbrauch erzeugt werden (z. B. Halten am Berg).
- Für den Einbauort der Fahrzeugbremse ist die Montage direkt am Rad oder eine chassisfeste radentfernte Montage in Verbindung mit geeigneten Bremswellen möglich. Verbindungen über Ketten, lösbare Kupplungen und Getriebe sind für die Betriebsbremse eines Fahrzeugs nicht zulässig [5].
- Bei einer radfernen Bremsenmontage müssen die betroffenen Räder mit Bremswellen ausgerüstet werden. Dies ermöglicht die Verringerung der reifengeförderten Massen, trägt jedoch keinesfalls zur Reduktion der Fahrzeuggesamtmasse bei. Da das maximale Bremsmoment auf Hochreibwert überschlägig Faktor 3 über dem maximalen Antriebsmoment eines „normal“ motorisierten Pkw liegt, müssen die Radantriebswellen der angetriebenen Achse entsprechend stark dimensioniert werden.

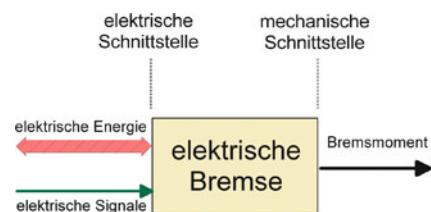
## 18.7.2 Elektrisch betätigte Fahrzeugbremsen

■ Abb. 18.8 zeigt den allgemeinen Aufbau einer elektrischen Fahrzeugbremse (zunächst nicht zwangsläufig eine Reibungsbremse) mit einer definierten elektrischen Schnittstelle hin zur Übertragungseinrichtung und einer mechanischen Schnittstelle hin zum Rad. Grundsätzlich ist eine Bremsenergierückführung möglich, so dass der elektrische Energiefloss bidirektional verläuft.

Auf der Basis der vorangegangenen Überlegungen können aus heutiger technologischer Sicht die Betrachtungen auf radnah montierte elektrisch betätigten Reibungsbremsen konzentriert werden. Durch die Nutzung von Reibung ist eine Rekuperation an derartigen Bremsen dann jedoch ausgeschlossen. Eine Bremsenergierückführung ist natürlich mit einer zusätzlichen dynamischen Magnetfeldbremse denkbar und möglich.

Bremsen für EMB-Systeme stellen daher stets elektrisch betätigte Reibungsbremsen dar. Die Reibbeläge werden mithilfe eines elektromechanischen Wandlers betätigt. ■ Abb. 18.9 zeigt die Struktur einer elektrisch betätigten Reibungsbremse in ihren Hauptkomponenten: elektromechanischer Wandler, Getriebe, Reibungsbremse.

Je nach Wandlertyp (translatorisch/rotatorisch) muss die Reibungsbremse durch ein geeignetes Getriebe kompatibel angekoppelt werden, da an den Reibbelägen letztlich eine translatorische Zustellbewegung notwendig ist. Die Kombination aus elektromechanischem Wandler und Getriebe stellt den Bremsenantrieb dar.



■ Abb. 18.8 Black-Box

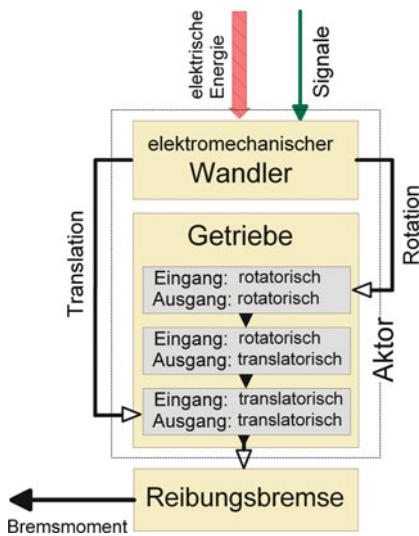


Abb. 18.9 Schematischer mechanischer Aufbau elektrisch betätigter Radbremsen

Die einzelnen Komponenten besitzen sehr starke Funktionsabhängigkeiten und müssen daher beim Bremskonzept stets gemeinschaftlich betrachtet werden. Die Leistungsfähigkeit und Art des elektromechanischen Wandlers bestimmen jedoch entscheidend das Bremsengesamtkonzept bzw. schließen andere Konzepte aus. Hierdurch wird sowohl das benötigte Getriebekonzept als auch die Größe der inneren Verstärkung  $C^*$  der Reibungsbremse bestimmt.

## Komponenten

### Elektromechanischer Wandler

Als Antrieb für elektromechanisch betätigtes Radbremsen sind zusammen mit einem angepassten Getriebemechanismus prinzipiell alle Systeme geeignet, die den Spannenergiebedarf der Bremse abdecken können und die z. T. sehr harten Einsatzbedingungen (thermisch, chemisch und mechanisch) im Umfeld einer Radbremse ertragen. Da die Bremsbelagverschiebung zur Reibfläche hin eine Translation darstellt, bieten sich theoretisch zunächst auch translatorisch arbeitende Wandler besonders an (elektrothermisch, -chemisch, -magnetisch, magnetostruktiv, piezostriktiv).

Die Einsatzmöglichkeiten von translatorisch wirkenden elektromechanischen Wandlern<sup>1</sup> werden maßgeblich vom mechanischen Arbeitsbedarf bestimmt. Durch den häufig sehr stark eingeschränkten maximal möglichen Stellweg bei einem festgelegten Kraftniveau ist deren Arbeitsvermögen im Gegensatz zu rotatorischen Wandlern systembedingt begrenzt. Insbesondere bei piezo- und magnetostruktiven Wandlern steht die maximale Kraft nur verformungsfrei zur Verfügung und nimmt bei der maximal möglichen Längenänderung bis auf Null ab, so dass speziell diese Wandler zum Spannen von Bremsen nicht gut geeignet sind. Hinzu kommt speziell bei kurzhubigen Translatoren, dass sich die von der Reibungsbremse auf den Wandler rückwirkenden thermischen Einflüsse den elektrischen Effekten überlagern, hier also eine zusätzliche Kühlung erforderlich werden kann.

Freizügiger kann der Energiebedarf der Bremsenbetätigung beim Einsatz kontinuierlich arbeitender rotatorischer Wandler ausgelegt werden. Der Vorteil besteht hier in einem sehr großen realisierbaren Stellweg und dem hieraus resultierenden Arbeitsvermögen. Besonders bieten sich permanenterregte Gleichspannungsmaschinen an. Die Motoren sollten eine hohe Regeldynamik und -genauigkeit (kleine elektrische und mechanische Zeitkonstante) aufweisen, kurzzeitig überlastbar und wartungsfrei (elektronisch kommutiert) sein. Diese Eigenschaften werden z. B. auch von Torque-Motoren erfüllt, welche zur Erzeugung hoher Drehmomente bei geringer Drehzahl und im Stillstand ausgelegt sind.

### Getriebe

Das Getriebesystem stellt die mechanische Kompatibilität zwischen Wandler und Reibungsbremse dar und kann aus bis zu drei Wandlungsstufen bestehen, Abb. 18.9. Bei hydraulischen Getriebesystemen muss zur Unterscheidung von elektrohydraulischen Wandlersystemen die lokale Nähe der Bremsenbetätigungsgeräte sicher gestellt sein. Neben der kompatiblen Wandleran-

<sup>1</sup> Dies beinhaltet keine Akteure (Wandler und Getriebe) wie z. B. Wurmmotoren etc., sondern nur diejenigen Komponenten, in welchen der elektrische Effekt umgesetzt wird.

bindung an die Reibungsbremse bestimmen der Getriebewirkungsgrad, die Steifigkeit und der Bauraum die Eignung eines speziellen Getriebetyps. Wirkungsgrad und Steifigkeit beeinflussen direkt die Regelbarkeit der Bremse und die erforderliche Leistung des Wandlers. Bei der Verwendung mehrerer Getriebeblöcke lässt sich die Gesamtsteifigkeit durch die Wandlung hoher Kräfte bzw. Momente in der letzten Getriebestufe gezielt erhöhen.

Eine optimale Wandleranpassung bei gleichzeitig bauraum- und masseoptimierter Bremse ist mit einem einstufigen Getriebesystem nicht zu erreichen (s. ▶ Abschn. 18.7.1). Die Bremsdynamik kann durch zweistufige automatisch schaltende oder extern geschaltete Getriebe gesteigert werden [6]. Getriebe mit nichtlinearen Übersetzungsverhältnissen gestatten ebenso eine bessere Anpassung des Wandlers an die Reibungsbremse, jedoch müssen dann verschleißbedingte Änderungen automatisch korrigiert werden. Da man davon ausgehen kann, dass die Gebrauchsdauer elektrisch betätigter Radbremsen auf die Fahrzeuggesamtlebensdauer ausgelegt werden muss, sind entsprechend langlebige Schmierstoffe erforderlich, welche die z. T. extremen Betriebstemperaturunterschiede einer Radbremse dauerhaft ertragen.

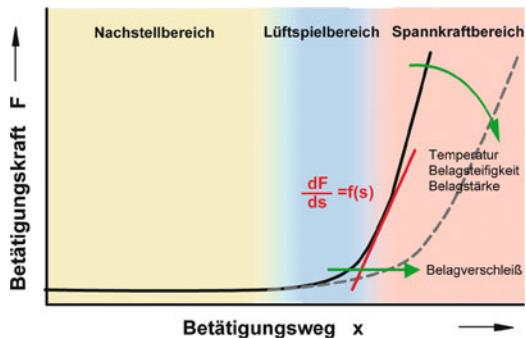
### Reibungsbremse

Bei der Wahl der Reibungsbremse muss in Abhängigkeit von der verfügbaren Aktorleistung vorrangig geprüft werden, mit welchem Bremsenkennwert  $C^*$  die Bremse ausgelegt werden muss. Grundsätzlich können alle bekannten fahrzeugtauglichen Reibungsbremsen als Basis für eine elektromechanisch betätigten Radbremse genutzt werden.

### Betriebsarten – Interaktion der Komponenten

Die Hauptaufgaben einer Fahrzeughemmung lassen sich in 3 Betriebsarten gliedern, welche hinsichtlich der benötigten Kräfte und Verschiebungen am Bremsbelag sehr unterschiedliche Anforderungen stellen, s. □ Abb. 18.10:

- Überwinden von Spielen (Lüftspiel u. a.).
- Spannkraft aufbauen, dosieren und abbauen.
- Bremsbelagverschleiß nachstellen.



□ Abb. 18.10 Qualitativer Kraft/Weg-Zusammenhang am Bremsbelag

□ Tab. 18.2 fasst die Kraft/Weg-Anforderungen der einzelnen Betriebsarten zusammen und zeigt Einflussmöglichkeiten auf deren Kraft- und Wegbedarf.

Während sich der Lüftweg nur in engen Grenzen variieren lässt, kann der elastizitätsbedingte Spannweg durch konstruktive Maßnahmen beeinflusst werden.

Einen besonders großen Einfluss kann durch die Art der Verschleißnachstellung auf die vom elektromechanischen Wandler aufzubringende Verschiebung genommen werden. Bei Verwendung einer automatischen Verschleißnachstellung kann die Wandlerverschiebung auf die Überbrückung des Spann- und Lüftweges begrenzt werden. Die Verschleißnachstellung kann hier sowohl konventionell mechanisch oder durch einen elektronisch geregelten elektromechanischen Sekundärwandler realisiert werden.

Mit Blick auf eine hohe Bremsdynamik bei gleichzeitig geringer Bremsenmasse muss die Leistungsfähigkeit von elektromechanischem Wandler und Getriebe möglichst gut an die Kraft/Weg-Anforderungen des Bremsbelags angepasst werden.

Die Spannkrafterzeugung (hohes Kraftniveau) hat bei der Auslegung zunächst Vorrang, damit das Fahrzeug ausreichend stark verzögert werden kann. Hierdurch wird die getriebetechnische Anpassung von Wandler und Bremsbelag bestimmt.

Verfügt die Bremse nur über einen elektromechanischen Antrieb, dann sind die verbleibenden Betriebszustände (Lüftspiel, Verschleiß) jedoch

**Tabelle 18.2** Kraft/Weg-Anforderungen der Bremsenbetriebsarten

	Betriebsart		
	Bremse spannen/lösen	Lüftspiel überwinden	Verschleiß nachstellen
Kraft	groß	klein	klein
Weg	klein	mittel – groß	nachstellen: klein gesamt: sehr groß
Einflussmöglichkeit	<i>Weg:</i> Steifigkeit des Gesamtsystems verändern: – Getriebe – Bremsbelag – Sattel bzw. weitere Betätigungsmechanismen	Wegen eines Mindestlüftweges sind hier nur geringe Variationsmöglichkeiten vorhanden	automatische mechanische Nachstellung
	<i>Kraft:</i> – Selbstverstärkung – Reibradius		Nachstellung durch einen zusätzlichen elektrischen Antrieb

fehlangepasst, was sich negativ auf die Bremsendynamik auswirkt. Zur optimalen Auslegung wird eine zu jedem Betriebsmodus bestmögliche dynamische Antriebsanpassung benötigt. Aus mechanischer Sicht besteht die Möglichkeit, die unterschiedlichen Betriebszustände mit einem elektromechanischen Antrieb zu realisieren, was jedoch zu einem sehr aufwändigen Bremsenantrieb führt.

Die Verschleißnachstellung und die Lüftspielüberwindung arbeiten mit einem vergleichbaren Kraftniveau (Verschleiß kann ebenso als vergrößertes Lüftspiel aufgefasst werden) und lassen sich zusammenfassen, sofern der große Bremsbelagverschleißweg vom Antrieb zur Verfügung gestellt wird oder eine automatische Verschleißwegnachstellung zur Verfügung steht.

Eine weitere Vereinfachung des Bremsenantriebs kann durch den Einsatz eines kraftgesteuert selbstschaltenden oder fremdgeschalteten zweistufigen Getriebes erreicht werden, (s. auch [6]). Bei selbst geschalteten Getrieben ist eine Wegsteuerung nicht sinnvoll, da der Umschaltpunkt am Ende des Lüftspiels von Verschleiß und Temperatur (Ausdehnung, Belagkompressibilität) abhängt. Die Wandler/Getriebe-Kombinationen sind in **Tab. 18.3** zusammengefasst.

Die höchste Systemdynamik ist mit der Antriebsvariante A zu erreichen und nimmt kontinuierlich bis zur Variante G ab. Zur aktiven Lüftspieleinstellung, für einen schnellstmöglichen Abbau der Bremskraft – was einen entscheidenden Vorteil gegenüber hydraulisch betätigten Bremsen konventioneller und elektrohydraulischer Bremsysteme darstellt – und zur Vermeidung von Selbstblockaden beim Einsatz von begrenzt selbstverstärkenden Bremsen ist es erforderlich, dass Bremsbelag und Aktor derart gekoppelt sind, dass die Bremse auch mit voller Energie gelöst werden kann, wodurch sich eine bislang nicht verfügbare Reeldynamik auf sehr niedrigem Fahrbahnreibwert realisieren lässt.

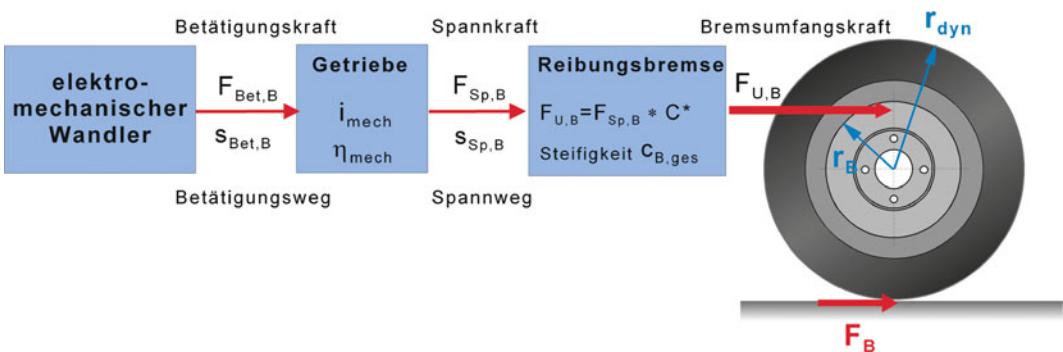
### 18.7.3 Energiebedarf

Bei Kenntnis des Getriebesystems und der Reibungsbremse kann die am elektromechanischen Wandler erforderliche mechanische Arbeit als Funktion der im Reifenlatsch wirkenden Bremskraft bestimmt werden. **Abb. 18.11** zeigt die zur Bestimmung der Wandlerarbeit zugrunde liegende Struktur. Alle Systemsteifigkeiten werden durch die Bremsengesamtsteifigkeit  $c_{B,ges}$  abgebildet.

■ Tabelle 18.3 Zuordnung von Betriebsart und Bremsenantriebsvariante

		Betriebsart						Beschreibung
		Spannkraft		Lüftspiel		Verschleiß		
Antriebsvariante	A	Wandler	F↑ s↓	Wandler	F↓ s→	Wandler	F↓ s↑	Jede Betriebsart hat einen eigenständigen Antrieb, bestehend aus elektromechanischem Wandler und einstufigem Getriebe. Optimale Kraft-/Wegbedingungen.
	B	Getriebe (1 Stufe)		Getriebe (1 Stufe)		Getriebe (1 Stufe)		
		Wandler	F↑ s↓	Wandler	F↓ s→	mechanische Nachstellung		Der Belagverschleiß wird durch eine automatische mechanische Nachstellung realisiert.
	C	Getriebe (1 Stufe)						
		Wandler	F↑ s↓	Wandler		F↑ s↑		Lüftspiel- und Verschleißnachstellung werden mit einem Antrieb (mit großem Stellweg) realisiert.
	D	Getriebe (2 Stufen oder variable Übersetzung)		F↑ s→	mechanische Nachstellung			Automatische mech. Verschleißnachstellung. Ein zweistufiges Getriebe ermöglicht eine schnelle Lüftspielüberwindung u. hohe Spannkräfte. Getriebe mit inkonstanter Übersetzung sind auch möglich.
		Getriebe (2 Stufen)						
	E	Wandler			F↑ s↑			Zweistufiges Getriebe: schnelle Lüftspielüberwindung und hohe Spannkräfte. Verschleiß muss rechnergesteuert ausgeglichen werden.
		Getriebe (1 Stufe)						
	F	Wandler		F↑ s→	mechanische Nachstellung			Das einstufige Getriebe verhindert eine optimale Dynamik bei der Überwindung des Lüftspiels.
		Getriebe (1 Stufe)						
	G	Wandler			F↑ s↑			Einstufiges Getriebe verhindert eine optimale Dynamik bei der Lüftspielüberwindung. Der Antrieb muss den gesamten Verschleißweg überbrücken.
		Getriebe (1 Stufe)						

F = Kraft, s = Weg



■ Abb. 18.11 Idealisiertes mechanisches Bremsenmodell

## 18.7 · Elektromechanische Bremssysteme

Für den Wandler stellt sich das System als eine Feder mit der Steifigkeit  $c_{B,ges}$  dar.

$$F_{Sp,B} = c_{ges} \cdot s_{Sp} \quad (18.1)$$

Eine Eigendämpfung wird bei der überschlägigen Berechnung nicht berücksichtigt. Anhand der geleisteten Federarbeit lässt sich somit die vom Wandler zur Bremsenbetätigung erforderliche Arbeit berechnen:

$$W_{Bet,B} = \int_s F_{Bet,B} ds_{Bet,B} \quad (18.2)$$

Die am Bremsbelag wirkende Bremsenspannkraft  $F_{Sp,B}$  hängt von der Betätigungsleistung  $F_{Bet}$  des Wandlers, dem Wirkungsgrad  $\eta_{mech}$  und der aktuellen Getriebeübersetzung  $i_{mech}$  ab. Die Betätigungs- und Spannarbeit sind über den Getriebewirkungsgrad miteinander verknüpft:

$$\eta_G = \frac{W_{Sp,B}}{W_{Bet,B}} = \frac{F_{Sp,B} \cdot S_{Sp,B}}{F_{Bet,B} \cdot S_{Bet,B}} \quad (18.3)$$

Der Zusammenhang der Verschiebungen wird durch die als linear vorausgesetzte Getriebeübersetzung beschrieben:

$$i_{mech} = \frac{s_{Bet,B}}{s_{Sp,B}} \Rightarrow \frac{ds_{Bet,B}}{ds_{Sp,B}} = i_{mech} \quad (18.4)$$

Aus (18.3) und (18.4) folgt unter Berücksichtigung der Bremsensteifigkeit:

$$F_{Bet,B} = \frac{F_{Sp,B}}{\eta_{mech} \cdot i_{mech}} = \frac{c_{ges} \cdot S_{Sp,B}}{\eta_{mech} \cdot i_{mech}} \quad (18.5)$$

Für die Betätigungsarbeit nach (18.2) gilt nun:

$$\begin{aligned} W_{Bet,B} &= \int_s \frac{c_{ges} \cdot S_{Sp,B}}{\eta_{mech}} ds_{Sp,B} \\ &= \frac{c_{ges} \cdot S_{Sp,B}^2}{2 \cdot \eta_{mech}} \Big|_{S_{Sp,B}} \\ &= \frac{F_{Sp,B} \cdot S_{Sp,B}}{2 \cdot \eta_{mech}} \Big|_{S_{Sp,B}} \end{aligned} \quad (18.6)$$

Die am Reibradius wirkende Bremsumfangskraft berechnet sich aus dem Bremsenkennwert und der

Spannkraft. Über die wirksamen Radien  $r_{dyn}$  und  $r_B$  lässt sich der Zusammenhang zur Bremskraft im Reifenlatsch herstellen:

$$F_{U,B} = F_{Sp,B} \cdot C^* \quad (18.7)$$

$$F_B = \frac{r_B}{r_{dyn}} \cdot F_{U,B} = \frac{r_B}{r_{dyn}} \cdot F_{Sp,B} \cdot C^* \quad (18.8)$$

$$\Rightarrow F_{Sp,B} = \frac{F_B \cdot r_{dyn}}{r_B \cdot C^*} = \frac{F_B}{C^*} \cdot \frac{r_{dyn}}{r_B} \quad (18.9)$$

Mit (18.6) und (18.9) kann die Betätigungsarbeit als Funktion der Bremskraft im Reifenlatsch darstellt werden:

$$W_{Bet,B} = \frac{F_B \cdot S_{Sp,B}}{2 \cdot \eta_{mech} \cdot C^*} \cdot \frac{r_{dyn}}{r_B} \Big|_{S_{Sp,B}} \quad (18.10)$$

Die Gleichungen ermöglichen einerseits die Bestimmung der Betätigungsarbeit am Wandler, zeigen andererseits aber auch die Abhängigkeiten und somit die bei der Bremsenauslegung nutzbaren Größen zur Reduzierung der benötigten mechanischen Wandlerenergie.

Es stehen folgende Auslegungsparameter zur Verfügung:

- Spannweg  $S_{Sp,B}$  der Reibungsbremse.
- Bremsenkennwert  $C^*$ .
- Quotient aus dynamischem Reifenhalbmesser und Bremsenreibradius  $r_{dyn}/r_B$ .
- mechanischer Wirkungsgrad  $\eta_G$ .

**Beispiel:** Bestimmung der Spannarbeit  $W_{Bet,B}$  und der mittleren Aktorleistung  $P_{Bet,B}$ .

- Fahrzeugmasse  $m_F = 2000 \text{ kg}$
- Abbremsung  $z = 100\%$
- Dynamischer Radhalbmesser  $r_{dyn} = 0,3 \text{ m}$
- Bremsenreibradius  $r_B = 0,15 \text{ m}$
- Bremsengesamtsteifigkeit  $c_{ges} = 20.000 \text{ N/mm}$
- Mindestbremsenkennwert  $C^* = 0,5$
- Bremsenschwellzeit  $\Delta t = 50 \text{ ms}$
- Mechanischer Wirkungsgrad der Bremsenbetätigung  $\eta_{mech} = 70\%$
- Bremskraftverteilung 66,6 %VA – 33,4 %HA

Mit (18.8) folgt eine Bremsenspannkraft  $F_{\text{Sp},B}$  für eine VA-Bremse:

$$\begin{aligned} F_{\text{Sp},B} &= \frac{F_B \cdot r_{\text{dyn}}}{r_B \cdot C^*} = \frac{\left(m_F \cdot g \cdot \frac{z}{100} \cdot 0,333\right) \cdot r_{\text{dyn}}}{r_B \cdot C_{\min}^*} \\ &= \frac{\left(2000 \cdot 9,81 \cdot \frac{100}{100} \cdot 0,333\right) \cdot 0,3}{0,15 \cdot 0,5} \\ &= 26.133,84 \text{ N} \end{aligned}$$

Mit (18.6) wird die benötigte Spannarbeit des elektromechanischen Wandlers bestimmt:

$$\begin{aligned} W_{\text{Bet},B} &= \frac{F_{\text{Sp},B} \cdot s_{\text{Sp},B}}{2 \cdot \eta_{\text{mech}}} \Big|_{s_{\text{Sp},B}} = \frac{F_{\text{Sp},B}^2}{2 \cdot \eta_{\text{mech}} \cdot c_{\text{ges}}} \\ &= \frac{26.133,84^2}{2 \cdot 0,7 \cdot 20.000} \\ &= 24.392 \text{ Nmm} = 24,392 \text{ Nm} \end{aligned}$$

## 18.7.4 Betrieb elektrisch betätigter Radbremsen

Der Betrieb elektrisch betätigter Radbremsen erfordert in der Regel weitaus mehr als nur die Komponenten Wandler, Getriebe und Reibungsbremse. Zur sinnvollen Funktion, für die Sicherheitsüberwachung und zur Gestaltung einer für das Bremsystem nutzbaren elektrischen Schnittstelle benötigt die Radbremse eine „lokale Intelligenz“ und eine zum gewählten Antriebskonzept der Bremse passende Sensorik. Nur bei sehr einfachen für einen Betrieb in modernen Pkw ungeeigneten elektromagnetisch betätigten Radbremsen kann die Bremskraft direkt über die Stromstärke am Wandler betrieben werden (s. hierzu z. B. [1, 7]).

### Bremsenansteuerung

Unter der Berücksichtigung einer kontrollierbaren Positionierbarkeit des Bremsbelages ist eine Lageregelung erforderlich, wodurch ebenso interne Krafthyteresen (Getriebewirkungsgrade) beherrscht werden können. Die Reibungsbremse stellt hierbei aus der Sicht des elektromechanischen Wandlers ein Federsystem dar. Es ist somit mindestens eine Lagerrückführung notwendig, z. B. mittels

■ Tabelle 18.4 Rückführungsgrößen

Rückführungsgröße	Quelle
Aktorstrom	Sensor
Wandlerverschiebung	Sensor
Spannkraft	Sensor oder Schätzung
Bremskraft	Sensor oder Schätzung
Raddrehzahl	Sensor

eines Drehwinkelgebers am elektromechanischen Wandler. Hierauf können überlagerte Spannkraft- oder Bremskraftregelkreise aufgesetzt werden, sofern die benötigten Rückführungen (Spannkraft, Bremsmoment) verfügbar sind oder geschätzt werden können [8].

Eine besondere und für den Bremsenbetrieb sehr wichtige Funktion einer lagegeregelten elektrisch betätigten Radbremse ist die Möglichkeit der sehr flexiblen situationsabhängigen Lüftspieleinstellung. ■ Tab.18.4 fasst die benötigten Rückführungsgrößen des in ■ Abb.18.12 gezeigten schematischen Aufbaus einer Radbremsenregelung zusammen.

Die Funktionsüberwachung der Radbremse und die Kommunikation mit der Übertragungseinrichtung können von einem „intelligenten“ Interface übernommen werden.

Diese Daten- und Energieschnittstelle muss einen direkten Zugriff auf den Bremskraft- und den Lageregler haben, so dass normale Abbremsungen (Bremskraftregler) und Serviceaufgaben (Bremsbelag definiert positionieren – z. B. Bremsbelagwechsel) sowohl autark als auch nach Vorgabe der Übertragungseinrichtung durchgeführt werden können.

Die Stromregelung sollte möglichst in direkter Nähe zum elektromechanischen Wandler erfolgen, damit bei den benötigten Spitzenleistungen von ca. 300–1000 W (s. ► Abschn.18.7.2) keine EMV-Probleme z. B. durch pulsweitenmodulierte Signale auftreten. Hieraus folgt, dass mindestens die notwendige Leistungselektronik ebenso Bestandteil einer elektrisch betätigten Bremse ist. Darüber hinaus ist die lokale Integration aller am reinen Bremsenbetrieb beteiligten Komponenten innerhalb des

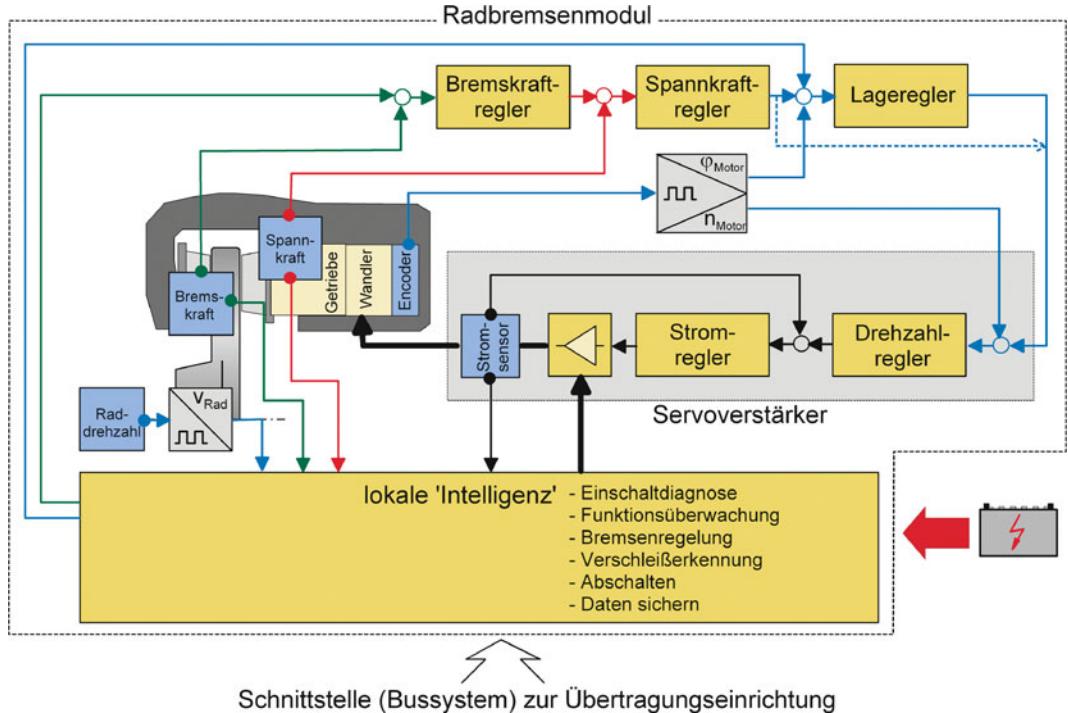


Abb. 18.12 Schematischer Aufbau einer Radbremsenregelung

Radbremsenmoduls sinnvoll. Die Radbremse wird durch ihre „lokale Intelligenz“ und eine eigenständige Funktionsüberwachung zu einem Subsystem innerhalb der Fahrzeugsbremsanlage. Die Übertragungseinrichtung ist nun nicht mehr an dem Transfer dosierter Bremsenbetätigungsenergie beteiligt, sondern übernimmt die radselektive Koordination der vom Fahrer und den Fahrzeugregelsystemen ausgehenden Bremskraft- oder Serviceanforderungen.

### Lüftspielerkennung

Funktionstüchtigkeit, Sicherheit und Betriebsdynamik einer elektromechanisch betätigten Radbremse hängen von der Einschalt-, Überwachungs- und Betriebsstrategie ab. Die Bremse ist auf eine sensorische Unterstützung angewiesen, so dass nur eine automatische Initialisierung und Kalibrierung einen störungsfreien Langzeitbetrieb gewährleisten können.

Eine besondere grundsätzliche Bedeutung kommt hierbei einer sicheren Erkennung der ak-

tuellen Reibbelagposition beim Einschalten der Radbremse zu, da einerseits das Lüftspiel eine entscheidende Größe für den Bremsenbetrieb darstellt und außerdem zur Kalibrierung eventuell vorhandener Kraftsensoren (z. B. Spannkraft) die Bremse nicht gespannt sein darf. Beim Einschalten der Bremse ist zunächst das aktuelle Lüftspiel unbekannt. Selbst bei Kenntnis des letzten Wertes (z. B. im Speicher der Bremsenelektronik) ist der vorangegangene Betriebszustand der Bremse nicht sicher bekannt:

- Eine lagegeregelte elektrisch betätigte Radbremse kann das Lüftspiel prinzipiell in Abhängigkeit von der aktuellen Betriebssituation variabel einstellen, so dass nicht von einem vorangegangenen Bremsenbetrieb auf das bestehende Lüftspiel rückgeschlossen werden kann.
- Die Bremsbeläge wurden gewechselt.
- Der letzte Bremsenbetrieb wurde fehlerhaft beendet.

- Die Bremse wurde in einem sehr heißen Zustand außer Betrieb genommen, so dass thermische Einflüsse das Lüftspiel verändert haben.

Zur Lageregelung mit unterlagerter Stromregelung ist der Bremsenantrieb mit einem Weg- oder Positionssensor (s. □ Abb. 18.12; Encoder) und einem Stromsensor ausgerüstet.

Der Lagesensor kann während der Einschaltphase der Bremse jedoch nur eine Wegänderung anzeigen; nicht jedoch eine absolute – für die Erkennung des Lüftspiels geeignete – Größe. Zur Festlegung der absoluten Position des Lüftspiels ist eine Kalibrierung erforderlich; z. B. die Berührung von Bremsbelag und Scheibe. Es müssen während der Bremsinitialisierungsphase hierfür somit weitere Signale zur Verfügung stehen oder geeignete Prozeduren zum Erhalt der gewünschten Information herangezogen werden. □ Tab. 18.5 zeigt in Anlehnung an □ Abb. 18.12 beispielhaft Möglichkeiten zur Erstinitialisierung des Lüftspiels.

Ein Strom- und ein Lagesensor sind zur Funktion der Bremse grundsätzlich erforderlich. Ein vorhandener Spannkraftsensor kann hierbei ebenso Informationen liefern. Darüber hinaus sind zusätzliche Sensoren zur Kontaktdetektion von Belag und Scheibe möglich. Eine erfolgreich durchgeführte Lüftspielerkennung kann im anschließenden Bremsenbetrieb (bis zum Abschalten der Bremse) kontinuierlich überprüft und falls notwendig korrigiert werden.

### Bremsumfangskraft

Für das Bremsverhalten eines Fahrzeugs ist die im Reifenlatsch wirksame Bremskraft entscheidend. Die von der Übertragungseinrichtung an die Radbremse übermittelte Führungsgröße muss daher die Bremsumfangskraft bzw. das Bremsmoment sein und von der Radbremse mit hoher Qualität ausgeregelt werden (z. B. Schieffziehen). Selbst bei einer Detektion der Bremsenspannkraft mittels eines integrierten Spannkraftsensors oder einer geeigneten Kraftschätzung kann infolge der üblichen z. T. erheblichen Reibwertschwankungen des Bremsbelages nur mit starken Einschränkungen auf die Bremsumfangskraft geschlossen werden. Neben einer direkten Umfangskraftmessung am Bremssat-

tel sind Sensorreifen (z. B. Seitenwandtorsionssensor (SWT) [9]) oder auch reifengestützte Sensoren (z. B. [10]) denkbar.

Umgekehrt ist zu berücksichtigen, dass – bezogen auf eine Spannkraftregelung der Bremse – bei einem stillstehenden Fahrzeug in der Ebene kein Zusammenhang mehr zwischen wirkender (messbarer) Bremskraft und Spannkraft besteht, weshalb das in modernen Fahrzeugen üblicherweise vorhandene Raddrehzahlsignal zusätzlich benötigt wird. Unter Zuhilfenahme der Reifenlängssteife (insbesondere Deformationsschlupf), der dynamischen Radaufstandschaft, der Massenträgheitsverhältnisse am rotierenden Rad und der Bremsenspannkraft lassen sich Modelle zur Bremskraftschätzung konstruieren. Bei angetriebenen Achsen kann der Schätzaufwand jedoch erheblich werden, da hier bei einem Schlupfansatz auch noch die antriebsseitigen Randbedingungen (aktuelle Gangwahl, Kupplung, Motormoment) berücksichtigt werden müssen.

### Betätigungs dynamik

Die Bremssystemdynamik spielt im Zusammenhang mit dem Anhalteweg und der Güte geregelter Bremsungen auf Niedrigreibwert eine große Rolle. Da man bei EMB-Systemen von einer quasi verzugsfreien Übertragungseinrichtung ausgehen kann, liegen die dynamischen Anforderungen alleine bei den Bremsen. Bei zukünftigen Bremskonzepten wird man sicherlich bei der Betätigungs dynamik keine Abstriche gegenüber hydraulisch betätigten Radbremsen machen. Beim dynamischen Verhalten der Radbremsen ist das Zuspann- und Löseverhalten gleichermaßen wichtig: Das Zuspannverhalten, insbesondere mit Blick auf kurze Schwellzeiten, das Löseverhalten unter Berücksichtigung eines spontanen Bremskraftabbaues zur Vermeidung von Radblockaden während geregelter Bremsungen (z. B. ABS) auf Niedrigreibwert (nasses Eis).

### Spannverhalten

Vergleicht man in einer ersten groben Abschätzung zunächst den mechanischen Aufwand und die hiermit verbundenen bewegten Massen bei der Bremsenbetätigung, so wird deutlich, dass hydraulisch betätigtes Radbremsen mit geringen beweg-

**Tabelle 18.5** Beispiele zur Erstinitialisierung des Lüftspiels

Sensor				Strategie
Kontakt	Spannkraft	Aktorlage	Strom	
		×	×	Bremsbelag in Richtung der Bremsscheibe mit geringem Moment (Strom) verfahren. Strom und Bewegung (Beschleunigung) des Antriebs beobachten: Der Aktorstrom und die Beschleunigung sind Indikatoren für die Berührung des Bremsbelages mit der Bremsscheibe.
	×	×	×	Der Spannkraftsensor detektiert den Kontakt von Belag und Scheibe. Falls der Kraftsensor bei der Initialisierung noch nicht kalibriert ist, müssen das Kraftsensorsignal und die Aktorbewegung beobachtet werden.
×		×	×	Der elektrische Kontakt detektiert die Berührung von Belag und Scheibe.

ten Massen auskommen (Kolben, Fluid, Bremsbeläge), während elektromechanisch betätigten Bremsen – bei gleichem Kennwert – durch den erforderlichen Anteil von Eisen für den elektromechanischen Wandler größere bewegte Massen erfordern. Eine zur konventionell betätigten Bremse vergleichbare Betätigungs dynamik hängt somit von der Bereitstellung ausreichender elektromechanischer Energie ab.

### Löseverhalten

Das Löseverhalten elektromechanisch betätigter Radbremsen kann – insbesondere wenn der Bremsbelag vom Aktor aktiv gelöst werden kann – die Fähigkeiten konventionell betätigter Bremsen weit übertreffen (s. auch in [11], S. 331, **Abb. 18.3**). Eine aktiv lösende elektromechanische Bremse wird beim Bremskraftabbau durch die maximal mögliche Aktorenergie und die von der gespannten Bremse ausgehenden Federkraft getrieben. Der Bremskraftabbau hydraulisch betätigter Bremsen hängt von der Bremsdruckabbaugeschwindigkeit ab. Da die Bremsfluidströmung von der treibenden Druckdifferenz bestimmt wird, sinkt mit abnehmender absoluter Druckdifferenz (Bremsdruck – Umgebungsdruck) der Druckabbaugradient und damit auch die Bremskraftabbaugeschwindigkeit. Der Druckabbau hängt vom Ausgangsdruckniveau  $p_0$  und einer durch die Dimensionierung der Bremssystemhydraulik beeinflussbaren Druck-

abbaukonstanten  $K_p$  exponentiell ab:

$$p_{\text{hyd}} = p_0 \cdot e^{-K_p \cdot t} \quad (18.11)$$

Betrachtet man eine Druckänderung von  $p_{\text{hyd}(1)}$  nach  $p_{\text{hyd}(2)}$  so gilt:

$$\frac{p_{\text{hyd}(1)}}{p_{\text{hyd}(2)}} = e^{K_p \cdot (t_{(2)} - t_{(1)})} = e^{K_p \cdot \Delta t} \quad (18.12)$$

$$\Rightarrow \Delta t = \frac{1}{K_p} \cdot \ln \left( \frac{p_{\text{hyd}(1)}}{p_{\text{hyd}(2)}} \right) \quad (18.13)$$

Es wird deutlich, dass mit abnehmender Druckdifferenz zwischen dem Bremsdruck und dem Umgebungsdruck die Druckabbauzeiten überproportional zunehmen. Elektromechanisch betätigtes Bremsen mit der Möglichkeit zum aktiven Lösen (hier ist eine auf Zug belastbare mechanische Kopplung zwischen Bremsbelag und Aktor erforderlich) sind daher auf Niedrigreibwert bei Bremseneingriffen (z. B. ESP) konventionellen Bremsen – somit auch EHB-Systemen – deutlich überlegen.

### Bremseneigenmasse

Der elektromechanische Wandler ist ein Bestandteil der Radbremse. Hydraulisch betätigtes Bremsen mit gleichem Betätigungsenergiebedarf bauen leichter, da diese über eine externe Energieversorgung verfügen. Bei vergleichbarer Betätigungs dynamik beim Spannen der Bremse muss zudem ein stärkerer elektromechanischer Wandler zur Kom-

pensation der größeren bewegten Massen installiert werden.

Diese Zunahme an Eigenmasse ist der Fahrsicherheit abträglich (reifengefederte Massen). Eine Verringerung der Bremsenmasse kann z. B. in der Wahl alternativer Werkstoffe gesucht oder auch durch eine Verringerung der Bremsenspannkräfte mit dem Effekt kleinerer mechanischer und elektromechanischer Komponenten erreicht werden.

Die Reduktion der inneren Bremsenkräfte erfordert bei gleicher Bremsleistung einen höheren Bremsenkennwert. Aus der Vergangenheit weiß man, dass die mit steigendem Bremsenkennwert ebenso steigende Reibwertempfindlichkeit ( $dC^*/d\mu$ ) bei konventionellen Bremsen aus Fahrsicherheits- und Komfortgründen nicht mehr akzeptiert werden kann. Der „intelligente“ mechanische Eingriff z. B. durch einen Eingriff in die innere Bremsenübersetzung [12] oder durch eine konstruktiv fest vorgegebene Bremsenselbstverstärkung mit einer starren Kopplung von Bremsbelag und Aktor [10] ermöglicht hier alternative Ansätze zu kleinen, leichten und leistungsfähigen elektrisch betätigten Radbremsen (s. ▶ Abschn. 18.8).

### 18.7.5 Bremssystemaufbau

■ Abb. 18.13 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines elektromechanischen Bremssystems. Die Betätigungsseinrichtung verfügt definitionsgemäß über eine rein elektrische Signalankopplung hin zur Übertragungseinrichtung. Zur Abbildung einer sinnvollen Charakteristik der Betätigungsseinrichtung wirkt das Stellglied (hier das Bremspedal) auf einen gedämpften Federmechanismus.

Das EMB-System bietet die Möglichkeit einer direkten Integration der Feststellbremse, sofern die elektromechanische Bremsenbetätigung ein stromloses mechanisches Halten der Spannkraft unterstützt – was insbesondere bei elektromotorisch gespannten Radbremsen in aller Regel erfüllt werden kann. Natürlich kann die Übertragungseinrichtung der Feststellbremse auch konventionell mechanisch ausgeführt werden.

Interne und externe Signale können analog zu ■ Abb. 18.1 ohne störende Rückwirkung am Bremspedal dem Fahrerwunsch überlagert werden. Eine

leichte Adaption von beliebigen Bremssystemassistentenfunktionen ist so möglich. Das elektromechanische Bremssystem bietet alle Möglichkeiten der systembedingten energetischen Entkopplung von Betätigungs- und Übertragungseinrichtung.

Die Übertragungseinrichtung besteht hier nur noch aus dem Steuergerät zur Koordination der radselektiven Bremsenfunktion und dem Bussystem für die Daten- und Energieversorgung der einzelnen Module. Das Steuergerät übernimmt die kontinuierliche Überwachung der Bremsanlage und initiiert eine erforderliche Fehleranzeige bzw. eine angepasste Systemreaktion. Der Bus muss redundant ausgeführt sein, um einer mechanischen oder elektrischen Beschädigung der Daten- und Energieversorgung z. B. durch Fremdeinwirkungen vorzubeugen.

Bei einer homogen redundanten Auslegung der Bremsanlage muss die Energieversorgung redundant ausgeführt sein. Dies entspricht analog zu pneumatischen Fremdkraftbremsanlagen bei Nutzfahrzeugen den üblichen Anforderungen. Für die Energieerzeugung (Generator) wird keine Redundanz gefordert. Die elektrische Belastung des Bordnetzes kann für ein Mittelklassefahrzeug beim Einsatz elektrisch betätigter Teilbelagscheibenbremsen mit ca. 1–1,5 kW abgeschätzt werden (s. Beispiel in ▶ Abschn. 18.7.2).

Die Radbremsmodule mit integrierter Leistungselektronik setzen den vom zentralen Steuergerät geforderten radselektiven Bremskraftwunsch um. Die Radbremsen stellen autarke Subsysteme in der Bremsanlage dar (integrierte Funktionsüberwachung). Die Kommunikation läuft zentral über das Steuergerät der Bremsanlage. Bei der Realisierung von EMB-Systemen stellen die Radbremsen und die zur Funktion benötigte Sensorik den Forschungs- und Entwicklungsschwerpunkt dar. Die restlichen Komponenten der Betätigungs- und Übertragungseinrichtung sind verfügbar. Im Gegensatz zum elektrohydraulischen und konventionellen Bremssystem werden keine hydraulischen, hydromechanischen oder elektrohydraulischen Komponenten benötigt. Die Übertragungseinrichtung besteht nunmehr nur noch aus elektrischen und elektromechanischen Komponenten. Trotz des notwendigen zweiten elektrischen Energiespeichers und größere-

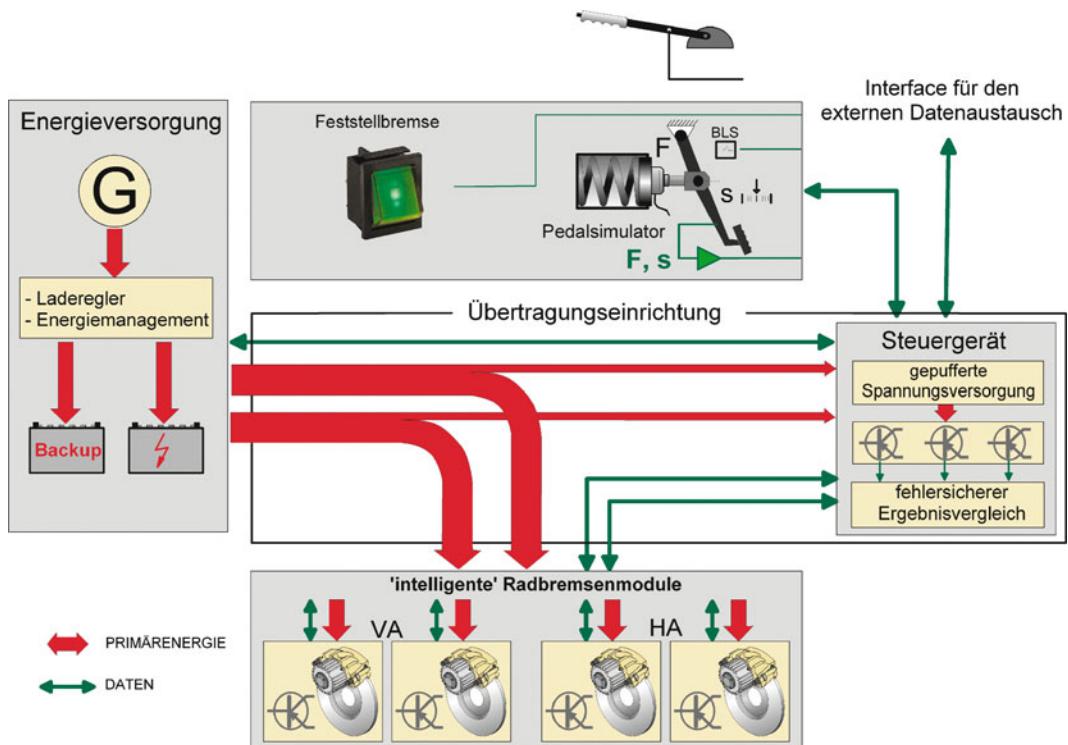


Abb. 18.13 Elektromechanisches Bremssystem

rer Massen der Radbremsen kann die Gesamtmasse der Bremsanlage reduziert werden, da auf alle elektrohydraulischen Komponenten verzichtet werden kann.

### 18.7.6 Fail-safe Konzept

Das Fail-safe-Konzept und der Systemaufbau sind sehr stark miteinander verknüpft, da die Art der gewählten Redundanz die im Fehlerfall erforderlichen Maßnahmen bestimmt. Da die Radbremsen definitionsgemäß mit elektromechanischen Wandlern ausgerüstet sind, lassen sich ohne erheblichen Zusatzaufwand in Form zusätzlicher Aktoren an den Bremsen (z. B. hydromechanische Wandler) keine diversitär redundanten Mechanismen in die Bremsanlage integrieren.

Die Betriebsbremse von Brake-by-wire arbeitet grundsätzlich als Fremdkraftbremsanlage. Während bei elektrohydraulischen Systemen beim Aus-

fall der Energie oder bei Fehlfunktionen der Elektronik mit der vorhandenen homogenen Redundanz auf eine muskelkraftbetriebene Bremsanlage zurückgeschaltet werden kann, ist dies bei einem vollständig elektrifizierten System nicht möglich. Eine Ausnahme hiervon bildet die Betätigung der Feststellbremsanlage, welche als diversitär redundantes System angesehen werden kann, sofern die geforderte Hilfsbremswirkung (dynamische Achslastverlagerung) hierdurch erbracht werden kann. Ein besonderer Vorteil von EMB-Systemen ist jedoch gerade die Möglichkeit einer elektrischen Feststellbremsbetätigung, so dass diese Art des Fail-safe Konzepts eine eher theoretische Möglichkeit darstellt.

Geht man von einer homogenen Redundanz bei EMB-Systemen aus, so lassen sich zahlreiche Analogien zu pneumatischen Bremssystemen von Nutzfahrzeugen erkennen. In Abhängigkeit von einem konkreten Bremssystemaufbau können sowohl geeignete Fail-safe Konzepte als auch gesetzliche Rah-

menbedingungen für den Betrieb von Brake-by-wire Systemen abgeleitet werden.

Die Radbremsen selbst müssen nicht gegen Ausfall gesichert werden, da an einem Pkw in aller Regel vier Bremsen vorhanden sind. Es ist jedoch sicherzustellen, dass die Radbremse im Fehlerfall nicht blockiert (mech. Wirkungsgrad des Getriebes, Motorrastmomente). Bei Ausfall der Regelung im Radbremsenmodul (z. B. Sensordefekt) ist eine reine Bremsensteuerung als Rückfallebene möglich. Wenn – wie üblich – für die Betriebs- und Hilfsbremsanlage nur eine Betätigungsseinrichtung zur Verfügung steht, so muss sichergestellt sein, dass diese ausfallsicher gestaltet wird. Verfügt die Bremsanlage über jeweils eine eigene Betätigungsseinrichtung für die Betriebs- und Hilfsbremsanlage, so ist zu beachten, dass sich die beiden Betätigungsseinrichtungen nicht gegenseitig mechanisch oder elektronisch blockieren können (Fuß- und Handbetätigung).

Die für den Betrieb bzw. die Betriebskoordination der Radbremsen verantwortliche Elektronik der Übertragungseinrichtung muss ausfallsicher gestaltet werden, was z. B. durch einen fehlersicheren

Ergebnisvergleich bei der Verwendung von drei Logikeinheiten möglich ist (s. z. B. auch [1], S. 23,

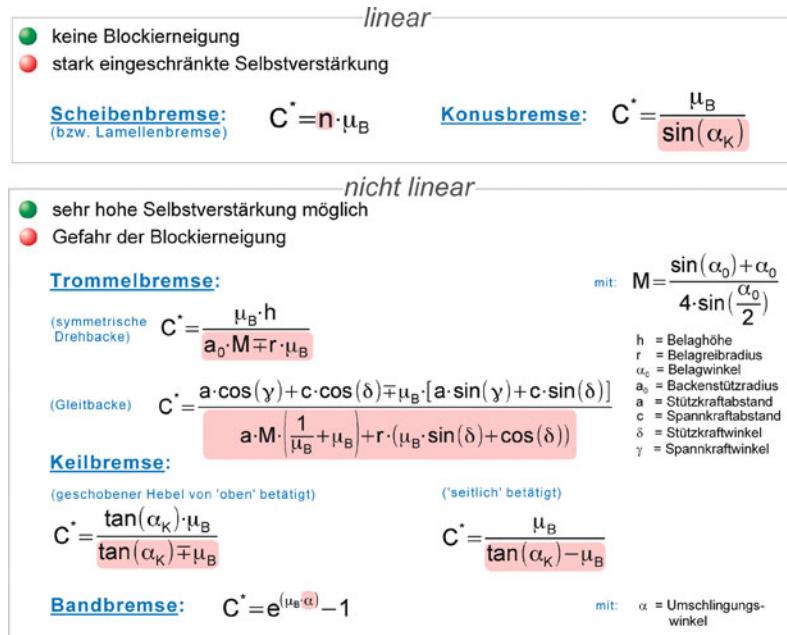
■ Abb. 18.2).

Ebenso muss die Energieversorgung ausfallsicher ausgelegt werden, was durch zwei unabhängige Energiespeicher (Batterien) möglich ist. Diese Bedingung kann durch Sekundärnetze oder ein Backup-Netz in Verbindung mit der Bordnetzversorgung leicht erfüllt werden.

## 18.8 Mechatronische Eingriffe in die Bremsenselbstverstärkung

Der Bremsenkennwert  $C^*$  ist ein hochwirksamer Parameter zur Reduzierung der Spannarbeit und hiermit verbunden zur Reduktion der Bremsenmasse, der Aktorgröße und des Energiebedarfs – s. (18.10). Für elektromechanisch betätigtes Bremsen kommen grundsätzlich alle denkbaren Möglichkeiten zur Nutzung der Bremsenselbstverstärkung in Frage:

- Passive Nutzung geringer nichtlinearer Kennwerte (konventionell).



■ Abb. 18.14 Kennwertcharakteristik verschiedener Bremsenbauarten

## 18.8 · Mechatronische Eingriffe in die Bremsenselbstverstärkung

- Passive Nutzung linearer Kennwerte mit linearer Abhängigkeit vom Bremsbelagreibwert.
- Aktive Belagführung => Belagrückziehmöglichkeiten.
- Aktiver Eingriff in den Kennwertmechanismus.

Die Kennwertcharakteristik (linear, nichtlinear) der verschiedenen Reibungsbremsen hängt von der Bremsenbauart ab, Abb. 18.14. Entscheidend hierbei ist der Zusammenhang zwischen dem Bremsbelagreibwert und dem selbstverstärkenden Mechanismus der Radbremse (s. hierzu auch [13, 14]).

Lineare Kennwerte (z. B. bei Lamellenbremsen oder üblichen Scheibenbremsen) können ohne besondere mechatronische Eingriffe genutzt werden, da der Kennwert  $C^*$  nicht über alle Grenzen anwachsen kann.

Die (passive) Nutzung von nichtlinearen Bremsenkennwerten (Trommelbremsen, Keilbremsen, Bandbremsen, selbstverstärkende Scheibenbremsen) ohne eine aktive Belagführung führt zu den historisch bekannten Problemen des Schieffziehens und birgt die Gefahr der Radselfblockade bei starken Belagreibwertschwankungen und ist daher nicht anwendbar.

### 18.8.1 Aktive Belagführung

Die Nutzung der Bremsenselbstverstärkung durch eine aktive Belagführung geht davon aus, dass der Bremsbelag bei der Gefahr einer Selbstblockade infolge betriebsbedingt steigender Belagreibwerte auch aktiv mit negativen Bremsenspannkräften zurückgezogen werden kann. Abb. 18.15 zeigt beispielhaft die aktive Belagführung einer Keilbremse. Im Gegensatz zu konventionellen hydromechanisch betätigten Radbremsen ist diese Eigenschaft bei einer elektromechanischen Bremsenbetätigung leichter zu realisieren, sofern der Aktor Zugkräfte aufbringen kann.

Für die progressive Selbstverstärkung mit Asymptote (Keilbremse, Trommelbremse) gilt vereinfachend mit den Geometriegrößen  $K_{(1)}$  und

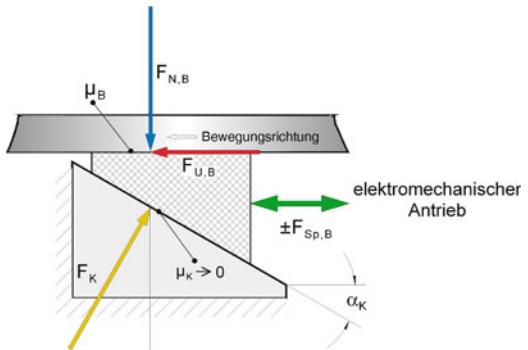


Abb. 18.15 Aktive Führung eines Keils

$$K_{(2)}:$$

$$C^* = \frac{F_{U,B}}{F_{S_p,B}} = K_{(1)} \cdot \frac{\mu_B}{K_{(2)} - \mu_B} \quad (18.14)$$

Betrachtet man nun den Spannkraftbedarf  $F_{S_p,B}$  bei konstanter Bremsumfangskraft  $F_{U,B}$  dann folgt mit (18.7):

$$F_{U,B} = F_{S_p,B} \cdot K_{(1)} \cdot \frac{\mu_B}{K_{(2)} - \mu_B} = \text{const.} \quad (18.15)$$

$$\Rightarrow F_{S_p,B} = \frac{F_{U,B}}{K_{(1)}} \cdot \frac{K_{(2)} - \mu_B}{\mu_B} \quad (18.16)$$

Für  $K_{(2)} = \mu_B$  (Asymptote) wächst  $C^*$  über alle Grenzen an, die zur Abbremsung benötigte Spannkraft wird Null. Zur Minimierung des elektrischen Bremsenantriebs wird ein Arbeitspunkt möglichst auf der Asymptote angestrebt. Von besonderem Interesse ist die Kenntnis des qualitativen Verlaufs der aufzubringenden Zugkraft (negative Spannkraft) am Aktor beim Überschreiten der Kennwertasymptoten ( $K_{(2)} - \mu_B = 0$ ).

Hierfür kann zur Betrachtung einer fiktiven Bremsung mit  $F_{U,B} = \text{const.}$  die Bremsumfangskraft  $F_{U,B}$  und die Geometriegröße  $K_{(1)}$  zu  $K_{(3)}$  zusammengefasst werden, so dass eine Proportionalitätsbeziehung abgeleitet werden kann:

$$\Rightarrow F_{S_p,B} = K_{(3)} \cdot \frac{K_{(2)} - \mu_B}{\mu_B} \quad (18.17)$$

$$\Rightarrow F_{S_p,B} \approx \frac{K_{(2)} - \mu_B}{\mu_B} \quad (18.18)$$

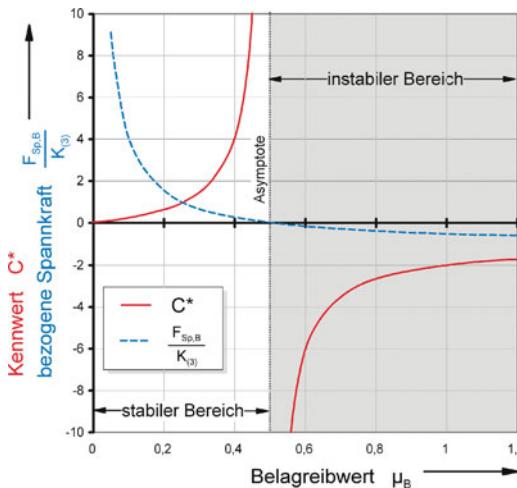


Abb. 18.16 Aktive Belagführung (Keilbremse, Trommelbremse)

Die qualitativen Zusammenhänge zwischen dem Bremsenkennwert  $C^*$  und der Bremsenspannkraft  $F_{Sp,B}$  als Funktion des Belagreibwertes  $\mu_B$  zeigt Abb. 18.16. Von hohen Spannkräften bei geringem  $C^*$  ausgehend wird die Spannkraft in der Asymptote zu Null. Bei steigendem Reibwert muss eine zunehmende negative Spannkraft von der Radbremsenbetätigung aufgebracht werden, welche gegen  $(-K_{(3)})$  konvergiert.

Ziel der aktiven Belagführung kann im Sinne eines kleinen und leichten Aktors der Bremsenbetrieb direkt auf der Asymptote sein. Da der Belagreibwert über der Abbremsung nicht konstant ist (s. ▶ Kap. 25, ▶ Kap. 26), muss folglich der Betriebspunkt kontinuierlich geregelt werden.

Es wird sichtbar, dass die positive Spannkraft bei einer geringen Ausnutzung von  $C^*$  deutlich höher ausfallen kann als die erforderliche negative Spannkraft der aktiven Belagführung zur Vermeidung der Bremsenselbsthemmung. Mit bidirektional arbeitenden Aktoren ist eine aktive Belagführung im Bereich der Asymptoten somit leicht realisierbar.

Ausgestaltungsbeispiele können z. B. [10, 15] oder [16] entnommen werden. Bei Bandbremsen ist eine aktive Belagführung infolge des elastischen Bremsbandes nicht in gleicher Weise möglich.

## 18.8.2 Aktiver Eingriff in den Kennwertmechanismus

Beim aktiven Eingriff in den Kennwertmechanismus wird mit elektromechanischen Stellgliedern die innere Kraftführung bzw. der Kennwertmechanismus der Radbremse modifiziert. Der aktive Eingriff in den Kennwertmechanismus erlaubt somit eine gezielte und konstante Nutzung der Brem senselbstverstärkung durch eine Veränderung geometrischer kennwertrelevanter Bremsenparameter (z. B. Keilwinkel bei Keilbremsen, Umschlingungswinkel bei Bandbremsen, Backenabstützung bei Trommelbremsen). Abb. 18.17 zeigt Eingriffsmöglichkeiten für den geschobenen Hebel (bzw. analog für eine Keilbremse) und eine Drehbacke. Bei einem Keilbremsenmechanismus kann dies beispielsweise die Veränderung des Keilwinkels während der Bremsung sein.

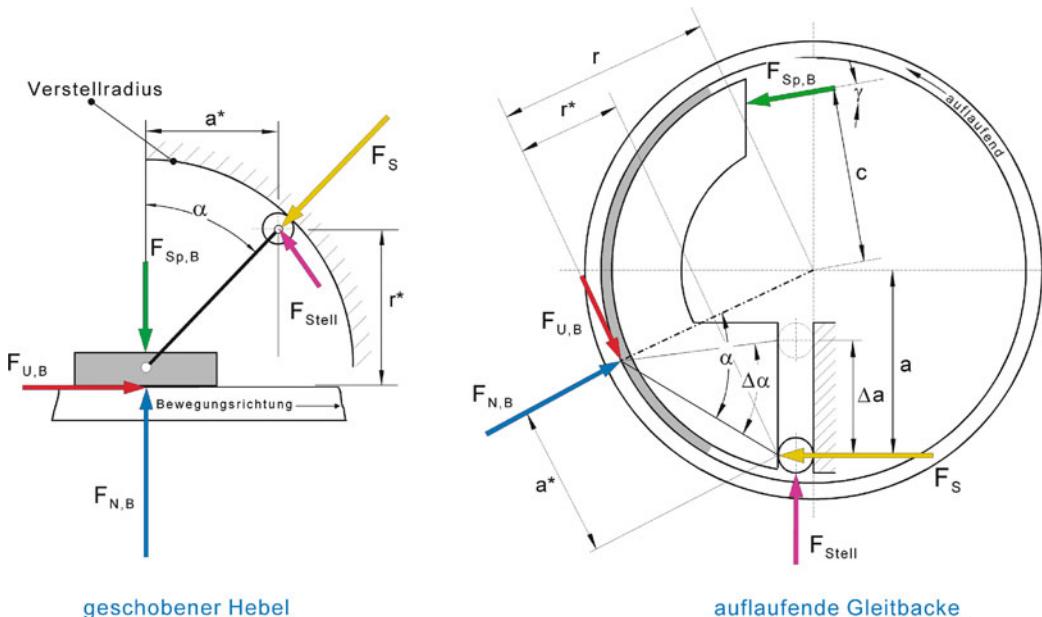
Die Bremsenselbstverstärkung wird somit gezielt dynamisch beeinflusst, indem die Rückkopplung der Bremsenumfangskraft ( $F_{U,B}$ ) – als Resultat der umgesetzten Bremsenergie (ausgekoppelte Fahrzeuggenergie) – auf die Normalkraft des Reibbelages ( $F_{N,B}$ ) dem gewünschten Bremsenkennwert  $C^*$  angepasst wird, Abb. 18.18. Die konkrete Eingriffsmaßnahme hängt von der speziellen Bremsenbauart und des hiermit verbundenen Kennwertmechanismus ab. Eine aktive Belagführung kann kombiniert werden, ist hierbei jedoch nicht Voraussetzung, da die Radbremse nicht in den instabilen Bereich hinter der Selbstverstärkungsasymptote gelangen kann.

Möglichkeiten für einen mechatronischen Kennwerteingriff bei Trommelbremsen sind [12] zu entnehmen.

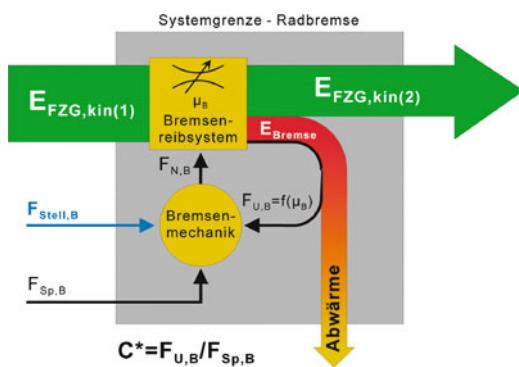
## 18.9 Konzeptvergleich

Trotz der Bezeichnung „Brake-by-wire“ sind EHB und EMB Systeme sehr unterschiedlich. Gemeinsam ist beiden Konzepten in erster Linie die flexible und rückwirkungsfreie Ankopplung des Fahrers. Bei der Konzeptauswahl eines Bremssystems gibt es

## 18.9 · Konzeptvergleich



■ Abb. 18.17 Aktiver Kennwerteingriff – Analogie Scheibenbremse/Trommelbremse



■ Abb. 18.18 Eingriff in den Bremsenkennwert

ein weites Spektrum von technischen, wirtschaftlichen und „emotionalen“ Kriterien.

■ Tab. 18.6 fasst die im Rahmen der vorangegangenen Grundlagenbetrachtungen angeführten technischen Bremssystemeigenschaften vergleichend zusammen.

Nach dem Stand der Technik ist die seriennahe Realisierung von EMB-Systemen im Ver-

gleich zu EHB-Systemen schwieriger. Zum Teil sind einzelne Vor- oder Nachteile eines Systems nicht allgemeingültig quantifizierbar, da oftmals nur die einer konkreten Umsetzung zu Grunde liegenden Randbedingungen hierüber Aufschluss geben können. Die technisch einfachste Umsetzung kann mit einem „aktiven Booster“ als eine spezielle Ausführungsform eines EHB-Systems (z. B. Zentralplungiersystem, s. auch ▶ Abschn. 18.6.2) gelingen, da dieses System direkt mit einer konventionellen Übertragungseinrichtung verwirklicht werden kann.

Nicht für einen direkten Vergleich geeignet, aber bei der Konzeptwahl ebenso wichtig, sind bei der Realisierung elektrisch betätigter Reibungsbremsen folgende zu lösende Probleme:

- Entwicklung angepasster bzw. geeigneter Getriebesysteme.
- Dauerhafte thermisch stabile Schmierung der bewegten Teile.
- Optimierung des mechanischen Wirkungsgrades der Bremsenbetätigung.
- Reduktion der Bremsenmasse.
- Reduktion der elektrischen Energieaufnahme.

**Tabelle 18.6** Vergleich technischer Eigenschaften von EHB- und EMB-Systemen

Eigenschaft		EHB		EMB
		„aktiver“ Booster		
Bremspedal	Charakteristik	+	+	+
	Rückwirkungen	+	+	+
Bremsenschwellzeit	spannen	0	+	-
	lösen	-	-	+
Gefahr des Schieffziehens (ohne erhöhten sensorischen Aufwand)		+	+	- (0)
Aktive Lüftspieleinstellung		0	0	+
Elektrische Leistung der Bremsanlage		+	+	- (0)
EMV Probleme		+	+	-
Reifengefederte Massen		+	+	-
Sicherheitskonzept		+	+	-
Bremsflüssigkeit – Wartungsaufwand		-	-	+
Verfügbarkeit von Radbremsen		+	+	-
Aktuell absehbare Kostensituation		0	0	-
Gesamtmasse der Bremsanlage		0	-	+

Legende:

- + positiv zu bewerten bzw. eher vorteilhaft
- 0 keine Aussage, neutral bzw. bedingt möglich
- negativ zu bewerten bzw. eher schwierig

## 18.10 Hybride elektrische Bremssysteme

EHB Systeme wurden in Serienfahrzeugen realisiert, jedoch konnte bislang nicht das gesamte Spektrum an Vorteilen elektrischer Bremssysteme ausgeschöpft werden. Dies betrifft insbesondere:

- Verzicht auf Bremsflüssigkeit.
- Aktives Lösen der Bremse.
- Integration der Feststellbremse.

Hiervom betroffen sind z. B. die gegenüber einer elektrischen Verdrahtung kostenaufwändigeren Verrohrung der Radbremsen, notwendiger Wartungsaufwand der hydromechanisch betätigten Radbremsen infolge hygroskopischer Bremsflüssigkeiten oder etwa Zusatzaufwand bei der Adaption elektrisch betätigter Feststellbremsen. Dafür ist der

elektronische Aufwand für den sicheren Anlagenbetrieb leicht handhabbar. Bei EMB Systemen können die genannten Probleme elektrohydraulischer Bremsanlagen gelöst werden, jedoch bestehen hier andere Defizite:

- Anlagensicherheit.
- Verfügbarkeit leistungsfähiger Radbremsen.
- Felderfahrungen.

Es muss ein erheblicher Aufwand zum Aufbau einer ausfallsicheren Fremdkraftanlage mit homogener Redundanz betrieben werden. Elektromechanisch betätigtes Radbremsen werden – insbesondere für die Vorderachse von größeren Pkw – infolge der notwendigen großen elektromechanischen Wandler beim derzeitigen technischen Stand, ohne die Nutzung von Bremsenselbstverstärkungsmechanismen, größer und schwerer als vergleichbare hydro-mechanische Radbremsen ausfallen.

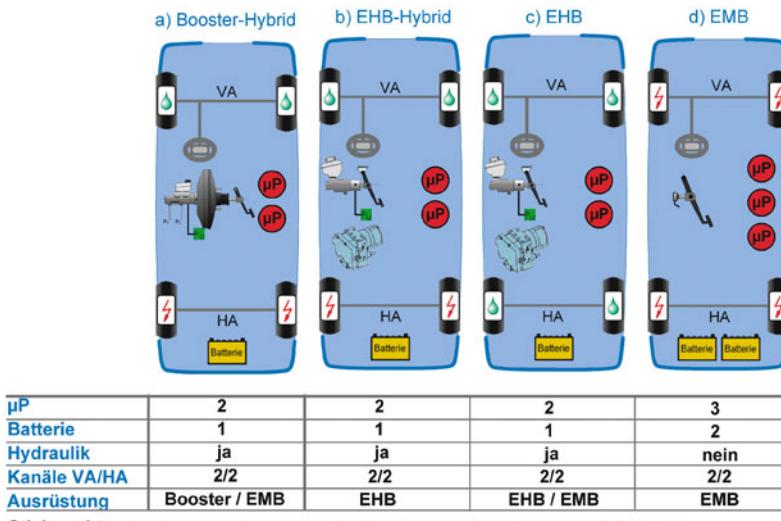


Abb. 18.19 Systemvergleich – hybrides Bremsystem

Auch sind derzeit noch keine elektrischen Hochleistungsbordnetze in Pkw üblich, auf die sich EMB Systeme stützen können.

Die sinnvolle Kombination aus beiden Technologien führt zu einem hybriden Aufbau. Hierbei kann die Sicherheit von EHB Systemen ermöglicht werden, die Ausrüstung des Fahrzeugs mit einer elektrischen Feststellbremse ist möglich und der hydraulische Aufwand wird auf eine Achse beschränkt, Abb. 18.19. Da bei einem hybriden Bremsensystem die elektrische Betriebsbremsanlage ausfallen darf (als Rückfallebene existiert wie bei EHB die Muskelkraftbremse auf eine Achse) bzw. eine funktionsfähige diversitäre Redundanz in Form einer hydromechanisch verstärkten gebremsten Achse, ist auch nur der bei EHB Systemen übliche Sicherheitsaufwand zu leisten. Es entfällt somit die Notwendigkeit einer zweiten elektrischen Energiequelle. Mit Rücksicht auf die dynamische Achslastverlagerung beim Bremsen ist es sinnvoll – oder auch notwendig –, die hydraulische Bremsenbetätigung auf die Vorderachse und die Elektromechanik auf die Hinterachse wirken zu lassen. Diese Auslegung ermöglicht eine Integration der elektrischen Feststellbremse an der Hinterachse, sofern die gesetzlich geforderte Bremswirkung der Feststellbremse an der Hinterachse erreicht werden kann. Für die Vorderachse sind hydraulisch betätig-

te Hochleistungsbremsen verfügbar. An der Hinterachse werden nur relativ geringe Spitzentremsmomente benötigt, welche mit vertretbarem Aufwand durch elektromechanisch betätigtes Radbremsen erbracht werden können. Die Integration elektrischer Parkbremsen in elektrisch betätigtes Radbremsen bietet sich zudem geradezu an.

Das Konzept eines Hybridsystems kann ebenso mit radselektiven zweikreisigen konventionellen Bremsenkomponenten realisiert werden. Hierbei wird auf den EHB-Systemanteil verzichtet und stattdessen ein konventioneller Bremskraftverstärker mit einer zweikanaligen (zweikreisigen) Bremsenausrüstung für eine Fahrzeugachse genutzt (Abb. 18.19a).

## 18.11 Perspektiven

Die Zeit der Brake-by-wire-Systeme hat mit der serienmäßigen Einführung erster elektrohydraulischer Bremsysteme bei modernen Personenkraftwagen begonnen [4]. Der Aufbau elektrohydraulischer Bremsysteme stellt aus rein technologischer Sicht keine besonderen Probleme dar. Zur Umsetzung von EMB-Systemen in der Fahrzeugserienentwicklung bedarf es jedoch erheblicher Anstrengungen. Zwar sind die Betätigungs- und die

Übertragungseinrichtung mit aktueller Technologie realisierbar; die serientaugliche und insbesondere kostengünstige Gestaltung geeigneter Radbremsen, speziell für sehr hohe Spitzentremsmomente, nimmt jedoch noch einige Forschungs- und Entwicklungsarbeit in Anspruch.

Als eine besondere technische Herausforderung kann hier die Lösung des Konfliktes von Bremseneigenmasse und Betätigungs dynamik bei elektrisch betätigten Radbremsen angesehen werden. Eine Möglichkeit besteht z. B. in einer sehr steifen Ausführung der Radbremse und der Bremsbeläge, wodurch die benötigte Bremsenspannenergie gezielt reduziert werden kann (s. ▶ Abschn. 18.7.2). Ebenso kann durch alternative Werkstoffe die Bremseneigenmasse gesenkt werden.

Eine weitere, jedoch noch mit einem erheblichen Forschungsaufwand verbundene Lösungsstrategie zur Erhöhung der Bremsenspannkraft stellt der geregelte Eingriff in die Bremsenselbstverstärkung mit mechatronischen Mitteln bzw. die aktive Belagführung dar. Eine ebenso interessante und serientaugliche Variante von elektrischen Pkw-Bremssystemen ist der Aufbau von hybriden Anlagen. Hier können die Vorteile von EMB mit integrierter Feststellbremse und die hohe Betriebssicherheit der EHB-Systeme bzw. konventioneller hydraulischer Komponenten sehr vorteilhaft kombiniert werden.

## Literatur

1. Bill, K.: Grundsatzuntersuchungen zum Einsatz elektrischer Radbremsen in Personenkraftfahrzeugen, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 166, S. 6 ff. VDI-Verlag, Düsseldorf (1992).
2. Bill, K., Balz, J., Böhm, J., Semsch, M., Rieth, P.: Smart booster – new key element for brake systems with enhanced function potential, 1995 SAE International Congress and Exposition, Detroit, Advancements in ABS/TCS and Brake Technology SP-1075, SAE-Paper 950760
3. Bill, K.: Forschungsansätze zur experimentellen Untersuchung von „Bremspedalgefühl“ mit Blick auf kommende Brake-by-Wire-Systeme, XVIII.  $\mu$ -Symposium, 23. Oktober 1998, Bad Neuenahr, in Fortschritt-Berichte VDI, VDI-Verlag, Reihe 12, Nr. 373, ISBN 3-18-337312-2, Düsseldorf, S. 1–20
4. Achenbach, W., Stoll, U.: Weltneuheit bei den Bremsen: Die Sensotronic Brake Control (SBC); Der neue Mercedes SL, Sonderausgabe von TZ und MTZ, 10, (2001)
5. StVZO § 41, § 41b, Loseblattausgabe, Bonn-Bad Godesberg: Kirschbaumverlag, Stand (2000)
6. Bill, K., Semsch, M.: „Translationsgetriebe für elektrisch betätigtes Fahrzeugbremsen“ Automobiltechnische Zeitschrift – ATZ, 100 (1), 36–41 (1998)
7. Warner Electric Brake System, Produktkatalog elektrische Trommelbremsen, Warner Electric Brake and Clutch Company, Illinois, P-628 Rev. 9/82
8. Schwarz, R.: Rekonstruktion der Bremskraft bei Fahrzeugen mit elektromechanisch betätigten Radbremsen, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 393, ISBN 3-18-339312-3. VDI-Verlag, Düsseldorf (1999)
9. Beller H.A., Rieth, P.: Mit „Total Chassis Management“ auf dem Weg zum intelligenten Fahrwerk. In: XX Internationales  $\mu$ -Symposium, Bremsen Fachtagung, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 440, ISBN 3-18-344012-1, S. 48 ff. VDI Verlag, Düsseldorf (2000)
10. Breuer, B., Barz, M., Bill, K., Gruber, S., Semsch, M., Strothjohann, T., Xie, Ch.: The Mechatronic Vehicle Corner of Darmstadt University of Technology – Interaction and Cooperation of a Sensor Tire, New Low-Energy Disc Brake and Smart Wheel Suspension, Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress June 12–15, Seoul, Korea, Paper F2000G281 (2000)
11. Balz, J., Bill, K., Böhm, J., Scheerer, P., Semsch, M.: Konzept für eine elektromechanische Fahrzeugbremse, Automobiltechnische Zeitschrift – ATZ 98(6), 328–333. (1996)
12. Leber, M.: Radbremse mit mechatronischer Kennwertregelung – Untersuchung von Betriebsverhalten und Fahreranbindungsproblematik hinsichtlich Brake-by-Wire-Systemen, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 358, ISBN 3-18-335812-3. VDI-Verlag, Düsseldorf (1998)
13. Strien, H.: Auslegung und Berechnung von Pkw-Bremsanlagen, Broschüre der Alfred Teves GmbH, Frankfurt am Main, ohne Datum
14. Buschmann und Koessler: Handbuch der Kraftfahrzeugtechnik, Bd. 2, Wilhelm Heyne Verlag, München, Kompaktwissen Nr. 101/2, ISBN 3-453-53126-4, (1976)
15. brems.tech: Bremsenfachtagung, 9.-10.12.2004. München (2004)
16. Patent DE 101 64 317 C1: Selbstverstärkende elektromechanische Teilbelagscheibenbremse mit verbesselter Belagführung (2001)

# Regenerative Bremssysteme

*Michael Kunz, Rachad Mahmoud, Andreas van de Sand und  
Ralph Michalski*

- 19.1 Einleitung/Motivation – 464**
- 19.2 Anforderungen des regenerativen Bremsens – 464**
  - 19.2.1 Volumenverblendung – 466
  - 19.2.2 Pedalkraftsimulation – 467
- 19.3 Beschreibung Systemkonzepte – 467**
  - 19.3.1 Konzepte ohne Volumenverblendung/Pedalkraftsimulation – 467
  - 19.3.2 Konzepte mit Volumenverblendung/ohne Pedalkraftsimulation – 470
  - 19.3.3 Konzepte mit Volumenverblendung/Pedalkraftsimulation – 473
- 19.4 Zusammenfassung – 475**

## 19.1 Einleitung/Motivation

Zukünftige Fahrzeugkonzepte zeigen vermehrt eine Elektrifizierung des Triebstrangs. Bei diesen Elektro- oder Hybridfahrzeugen werden die elektrischen Maschinen zum elektrischen Fahren oder zum elektrischen „Boosten“ (d. h. die Bereitstellung eines zusätzlichen elektrischen Antriebsmoments) eingesetzt. Zusätzlich werden diese Maschinen aber auch im generatorischen Betrieb zum Verzögern des Fahrzeugs verwendet. Das generatorische Bremsen hat den Vorteil, dass Teile der Schwungenergie des Fahrzeugs wieder in elektrische Energie umgewandelt und in einer Hochvoltbatterie gespeichert werden können. Die zurück gewonnene Energie kann dann wieder zum Antrieben des Fahrzeugs benutzt werden. Daher wird generatorisches Bremsen auch als „regeneratives Bremsen“ bezeichnet. Dieser Begriff wird im Weiteren verwendet.

Ziele des regenerativen Bremsens sind reduzierte CO<sub>2</sub>-Emissionen und erhöhte Energieeffizienz beziehungsweise Reichweite. Um die Energierückgewinnung zu ermöglichen, sind Anpassungen am Bremssystem nötig, die im Folgenden erläutert werden.

## 19.2 Anforderungen des regenerativen Bremsens

Heutige nicht-regenerative Bremssysteme sind dadurch gekennzeichnet, dass eine direkte hydraulische Kopplung zwischen Betätigungsseinheit und Radbremse existiert. Durch die Betätigung des Bremspedals wird ein Bremsflüssigkeitsvolumen aus dem Hauptbremszylinder in die Radbremsen verschoben und dadurch hydraulischer Bremsdruck aufgebaut. Dieser Druck wirkt dann wiederum zurück als Kraft am Bremspedal. Der sich ergebende Pedalweg-Pedalkraft-Zusammenhang wird über die Charakteristik des Bremskraftverstärkers, die Auslegung des Hauptbremszylinders und die Auslegung der Radbremsen bestimmt. Dieser Zusammenhang wird bereits bei der Bremsenauslegung festgelegt und ist dann im Fahrzeug eindeutig und nicht mehr veränderbar. In Abb. 19.1 ist eine

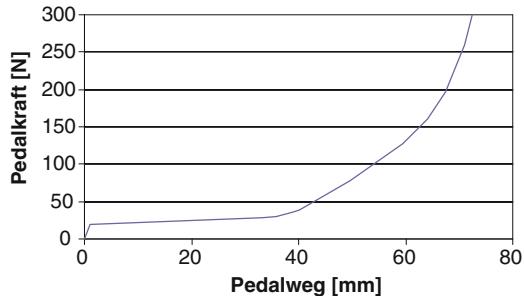


Abb. 19.1 Typische Pedalweg-Pedalkraft-Charakteristik

typische Pedalcharakteristik eines Fahrzeugs skizziert.

Der Bremsdruck in den Bremszylindern wirkt über die Radbremse als Bremsmoment am Rad. Dieses Bremsmoment führt zu einer Verzögerung des Fahrzeugs. Bei herkömmlichen Fahrzeugen wird, bei Vernachlässigung weiterer Fahrwiderstände und einem ausreichend hohen Kraftschlusspotential zwischen Reifen und Fahrbahn, die Verzögerung des Fahrzeugs im Wesentlichen durch den Bremsdruck in der Radbremse bestimmt. Eine typische Pedalweg-Verzögerung-Charakteristik ist in Abb. 19.2 dargestellt.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass bei herkömmlichen Fahrzeugen der Pedalweg durch das verschobene Bremsflüssigkeitsvolumen bestimmt wird. Die Pedalkraft korreliert mit dem in der Radbremse aufgebauten hydraulischen Druck. Die resultierende Fahrzeugverzögerung folgt dem hydraulischen Druck in der Radbremse.

Bei zukünftigen Fahrzeugkonzepten mit regenerativer Bremsfähigkeit kann neben der hydrauli-

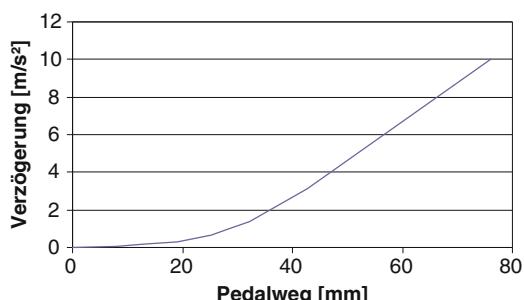


Abb. 19.2 Typische Pedalweg-Verzögerung-Charakteristik

## 19.2 · Anforderungen des regenerativen Bremsens

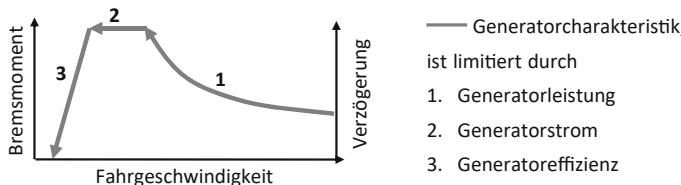


Abb. 19.3 Prinzipielle Generatorkennlinie über der Fahrgeschwindigkeit

schen Bremse nun auch der elektrische Triebstrang zur Verzögerung beitragen und wird damit Teil des Gesamtbremssystems. Das Gesamtbremsmoment ergibt sich in diesem Fall aus einem hydraulischen und einem elektrischen Anteil. Bei diesen Fahrzeugen besteht grundsätzlich das Ziel, ein Maximum an kinetischer Energie über den Generator zurückzugewinnen, um diese dann in der Hochvoltbatterie zu speichern. Das hydraulische Bremssystem soll hierbei idealerweise nur verwendet werden, falls die Verzögerungsanforderung das regenerative Bremspotential übersteigt.

Während des regenerativen Bremsens wird der Elektromotor als Generator betrieben. Das Rekuperationspotential ergibt sich hierbei vor allem durch das verfügbare Bremsmoment der E-Maschine. Wie Abb. 19.3 zeigt, hängt dieses generatorische Moment von der Generatordrehzahl und damit von der momentanen Fahrgeschwindigkeit ab.

Regenerative Bremssysteme müssen natürlich neben den neuen Anforderungen auch die eingangs beschriebenen Anforderungen herkömmlicher Bremssysteme erfüllen. Das bedeutet, dass die Antiblockierfunktion (ABS), die Antriebschlupfregelung (ASR), die Fahrzeugstabilisierung (ESP) und die Darstellung von Mehrwertfunktionen wie z. B. der Berganfahrrassistent ebenfalls dargestellt werden müssen. Je nach Ausstattungsgrad der Fahrzeuge müssen darüber hinaus autonome Verzögerungsanforderungen z. B. für Abstandsregelsysteme (ACC) abgedeckt werden.

Das durch die regenerative Bremse aufgebrachte elektrische Bremsmoment kann prinzipiell den Stabilitätszustand des Fahrzeugs beeinflussen. In der Regel sind daher Funktionen notwendig, um diesen Stabilitätszustand zu erfassen. Ggf. müssen Bremsmomente dann so reduziert werden, dass ein stabiler Fahrzustand erhalten bleibt.

Zur Ableitung weiterer Anforderungen werden einige grundsätzliche Betrachtungen durchge-

führt. Im Fahrbetrieb wird bei betätigtem Bremspedal zunächst das hydraulische Bremsmoment gestellt, dies geschieht in gleicher Weise wie bei einem Fahrzeug mit konventioneller Bremse. Zusätzlich wird aber durch geeignete Vorgabegrößen ein Sollgeneratormoment berechnet, was zusätzlich zur Fahrzeugverzögerung beiträgt. Dies bedeutet, dass das Fahrzeug durch die Addition der beiden Bremsmomente bei gleichem Pedalweg und gleicher Pedalkraft eine höhere Verzögerung erfährt. Die Pedalweg-Verzögerung-Charakteristik wird dadurch gegenüber einem Standardfahrzeug verschoben, s. Abb. 19.4.

Auswirkungen auf die Pedalcharakteristik ergeben sich auch, wenn das regenerative Bremsmoment entfällt. Dies geschieht z. B. bei Bremsungen in den Stillstand, da die elektrische Maschine hier kein regeneratives Bremsmoment mehr aufbauen kann, s. Abb. 19.3. Ein anderer Grund für ein entfallendes regeneratives Bremsmoment kann z. B. auch ein voller elektrischer Energiespeicher sein.

Durch das entfallende regenerative Bremsmoment wirkt wieder nur ein vorhandenes hydraulisches Bremsmoment auf das Fahrzeug, dadurch verringert sich die Verzögerung des Fahrzeugs. Das bedeutet aber auch, dass die bisherige

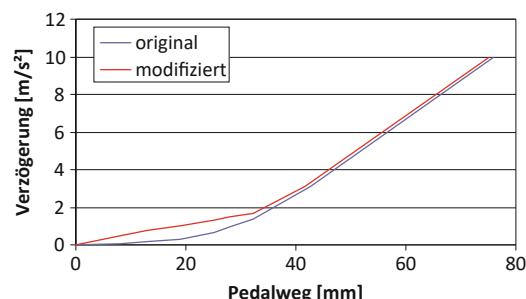


Abb. 19.4 Verschobene Pedalweg-Verzögerung-Charakteristik durch Generatorbremsung

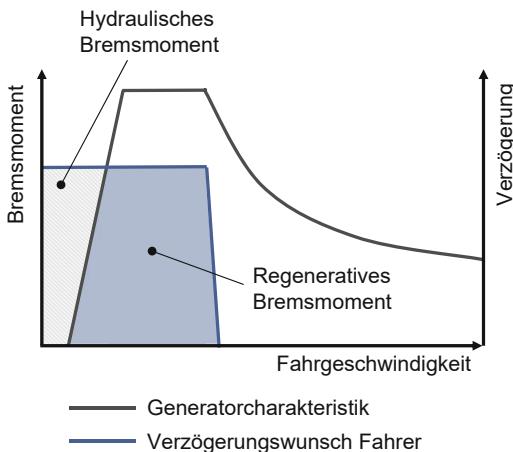


Abb. 19.5 Bremsung in Stillstand

Pedalweg-Verzögerung-Charakteristik (mit regenerativem Bremsmoment) zu geringeren Pedalwegen verschoben wird.

Beispielhaft ist in Abb. 19.5 ein Verzögerungsvorgang in den Stillstand gezeigt, bei dem der Generator zunächst ein Bremsmoment generiert, das aber bei geringen Geschwindigkeiten wieder entfällt.

Aus den oben beschriebenen Gegebenheiten in elektrifizierten Antriebssträngen können nun grundsätzliche Anforderungen an Bremssysteme abgeleitet werden, die das regenerative Bremsen unterstützen sollen:

- Um das hydraulische Bremsmoment variieren zu können, sollte das System idealerweise in der Lage sein, Bremsflüssigkeitsvolumen aus dem Bremskreis zu entnehmen und auch wieder zuzuführen zu können. Diese Eigenschaft erlaubt es, Bremsmoment zwischen der hydraulischen Bremse und der regenerativen Bremse zu verschieben. Diese Funktion wird als Volumenverblendung bezeichnet.
- Um bei sehr hohen Volumenverschiebungen im Bremssystem (d. h. hohe Fahrzeugverzögerung) Auswirkungen auf das Pedalgefühl zu vermeiden, sollte das System idealerweise in der Lage sein, die Pedalkraft unabhängig vom hydraulischen Bremsmoment einzustellen. Diese Funktion wird als Pedalkraftsimulation bezeichnet.

Die Anforderungen und Hintergründe hinsichtlich „Volumenverblendung“ und hinsichtlich „Pedalkraftsimulation“ werden in den folgenden Kapiteln erläutert. Die Qualität der Erfüllung dieser Anforderungen bestimmt über den Komfort und die Leistungsfähigkeit des regenerativen Bremssystems.

### 19.2.1 Volumenverblendung

Wie einleitend beschrieben, wird durch das regenerative Bremsen ein zusätzliches Bremsmoment auf das Fahrzeug ausgeübt. Das hydraulische Bremsmoment der Reibbremse wirkt ebenfalls auf das Fahrzeug. Die beiden Bremsmomente addieren sich und führen zur Gesamtverzögerung des Fahrzeugs.

Der Fahrer verschiebt über das Pedal lediglich das Volumen für die hydraulische Bremsanlage und erzeugt damit das hydraulische Bremsmoment. Der Pedalweg stellt sich entsprechend dieses Volumens ein. Bei einem konstanten Pedalweg ist aber die Verzögerung des Fahrzeugs höher als bei einer rein hydraulischen Bremse, da zusätzlich ein regeneratives Bremsmoment wirkt. Ohne weitere Maßnahmen wirkt das Pedal bzw. der erforderliche Pedalweg für den Fahrer „kürzer“ als bei einer rein hydraulischen Bremse.

Beim Entfallen des regenerativen Bremsmoments drehen sich dann die Verhältnisse um. Durch den Entfall des regenerativen Bremsmoments nimmt die Verzögerung des Fahrzeugs bei unverändertem Pedalweg ab. Das Pedal wirkt daher „länger“ als im Falle der kombinierten regenerativen und hydraulischen Bremsung.

An komfortable regenerative Bremssysteme kann man aus dieser Tatsache die Anforderung ableiten, dass das System Bremsflüssigkeitsvolumen aus der hydraulischen Bremse entnehmen, zwischenspeichern und anschließend wieder zuführen können sollte.

Im Falle einer kombinierten regenerativen und hydraulischen Bremsung kann dann aus dem hydraulischen Bremssystem so viel Volumen entnommen werden, dass der Pedalweg für die gewünschte Verzögerung wieder der dem Fahrer bekannten Pedalcharakteristik entspricht. Durch das entnommene Volumen wird das hydraulische Bremsmo-

### 19.3 · Beschreibung Systemkonzepte

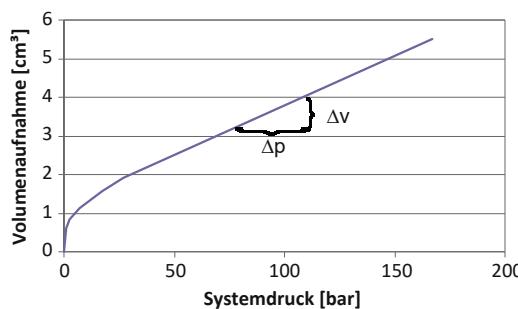
ment reduziert und entsprechend des Fahrerwunsches durch das regenerative Bremsmoment des Antriebstrangs ersetzt. Durch diese Vorgehensweise ist die Pedalweg-Verzögerung-Charakteristik unverändert zur rein hydraulischen Bremsung.

Beim Entfall des regenerativen Bremsmoments wird dann das vorher entnommene Bremsflüssigkeitsvolumen wieder zurück in die hydraulische Bremse gefördert. Dadurch erhöht sich der hydraulische Bremsdruck bzw. das hydraulische Bremsmoment entsprechend. Durch eine geeignete Regelung kann dann das wegfallende regenerative Bremsmoment kompensiert werden, die Verzögerung bleibt bei gleichem Pedalweg konstant.

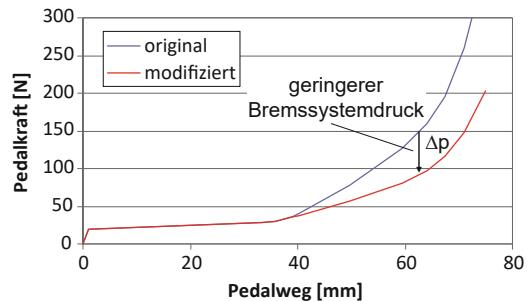
#### 19.2.2 Pedalkraftsimulation

Durch die in ► Abschn. 19.2.1 beschriebene Volumenverblendung wird Bremsflüssigkeitsvolumen aus dem Bremssystem entnommen, um den hydraulischen Bremsdruck und damit das hydraulische Bremsmoment zu reduzieren. Die durch die Entnahme von Bremsflüssigkeit verursachte Reduzierung des Bremsdrucks ist mittels der Druck-Volumenkennline eines Bremskreises einer Bremsanlage einfach nachzu vollziehen, s. □ Abb. 19.6.

Dieser dadurch verursachte geringere Bremsdruck liegt nun in der gesamten Bremsanlage an und würde bei einem konventionellen System ohne Pedalkraftsimulation auch auf den Hauptbremszylinder wirken. Es ergibt sich eine geringere Hauptbremszylinder Eingangskraft und damit eine geringere Pedalkraft. Dieser Zusammenhang ist im



□ Abb. 19.6 Typische Druckvolumenkennlinie einer Bremsanlage (pro Kreis)



□ Abb. 19.7 Pedalweg-Pedalkraft-Zusammenhang einer typischen Bremsanlage

Pedalweg-Pedalkraft-Diagramm in □ Abb. 19.7 dargestellt.

Um für den Fahrer auch bei variierenden Anteilen aus regenerativem und hydraulischem Moment weiterhin eine konstante Pedalkraft zu Pedalweg Charakteristik darzustellen, ist es notwendig, die Pedalkraft so zu simulieren, dass diese der Charakteristik beim rein hydraulischen Bremsen entspricht. Diese Eigenschaft wird im Folgenden als „Pedalkraftsimulation“ bezeichnet.

### 19.3 Beschreibung Systemkonzepte

In den folgenden Abschnitten werden verschiedene regenerative Bremssystemkonzepte erklärt und anhand von Ausführungsbeispielen erläutert.

#### 19.3.1 Konzepte ohne Volumenverblendung/Pedalkraftsimulation

Einfachste regenerative Bremssysteme wenden weder das Volumenverblenden noch die Pedalkraftsimulation an. Bei diesen rein überlagernden Systemen kommt es dann bei unveränderter Pedalkraft bzw. bei unverändertem Pedalweg zu Verzögerungsschwankungen. Diese Verzögerungsschwankungen muss der Fahrer über das Bremspedal ausgleichen. Bei einem zusätzlichen regenerativen Bremsmoment muss der Fahrer das Bremspedal teilweise lösen, um das hydraulische Bremsmoment entsprechend zu verringern und damit die gewünschte Verzögerung wieder einzustellen. Bei

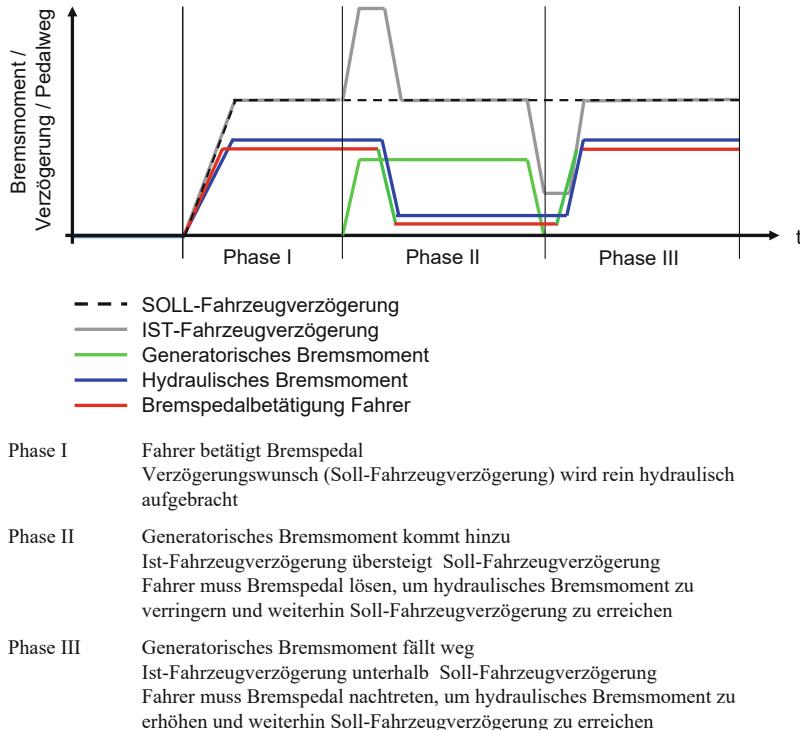


Abb. 19.8 Bremsmomentenkompensation durch den Fahrer (schematisch)

einem wegfällenden regenerativen Bremsmoment, wie es z. B. bei Bremsungen in den Stillstand vorkommen kann, muss der Fahrer am Bremspedal nachbremsen, um das hydraulische Bremsmoment entsprechend zu erhöhen und damit die gewünschte Verzögerung einzuhalten. Dieser Ablauf wird anhand von Abb. 19.8 schematisch dargestellt:

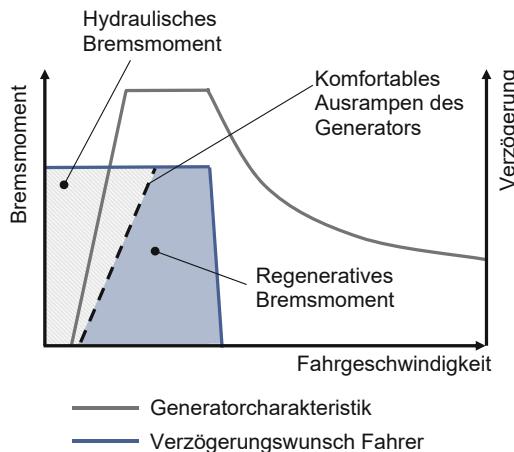
Theoretisch können Aufbau (Einrampen) und Abbau (Ausrampen) des Generatormoments sehr schnell erfolgen, da die elektrischen Maschinen in der Regel eine hohe Dynamik aufweisen. Praktisch müssen aber bei den hier betrachteten Systemen ohne Volumen- und Pedalkraftverblendung diese Einrampvorgänge und vor allem die Ausrampvorgänge vom Momentengradienten stark beschränkt werden. Diese Beschränkungen sind im Bremskomfort begründet. Der Fahrer muss immer in der Lage sein, die notwendigen Anpassungen am Bremspedal intuitiv durchführen zu können. Dem Fahrer kann daher nur ein beschränkter Kompressionsgradient des Bremsmoments und ein be-

schränktes absolutes Bremsmoment zur Kompensation über das Bremspedal zugemutet werden. Diese Beschränkung ist in Abb. 19.9 beispielhaft für das Ausrampen des regenerativen Bremsmoments bei kleinen Geschwindigkeiten aufgezeigt.

Aus Abb. 19.9 ist auch erkennbar, dass durch das komfortable Ausrampen des regenerativen Bremsmomentes und durch die Begrenzung des maximalen regenerativen Moments das vom Generator bereitgestellte Potential nicht vollständig ausgenutzt wird. Dadurch ergibt sich bei diesen Systemen eine eingeschränkte regenerative Effizienz. Vor allem bei größeren elektrischen Maschinen kann das Potenzial durch ein derartiges Bremssystem nicht genutzt werden.

Das regenerative Bremssystem hat in diesen Konfigurationen typischerweise die Aufgabe, den Fahrerbremswunsch zu erkennen und das regenerative Bremsmoment entsprechend dem ermittelten Fahrerbremswunsch von der elektrischen Maschine anzufordern.

### 19.3 · Beschreibung Systemkonzepte



**Abb. 19.9** Generatorkennlinie und komfortabler Ausrampengradient des regenerativen Bremsmoments

Darüber hinaus muss das Bremsystem den aktuellen Stabilitätszustands des Fahrzeugs überwachen. In Abhängigkeit vom Stabilitätszustand kann das Bremsystem das aktuell angeforderte regenerative Bremsmoment reduzieren. Dadurch wird die „Störgröße regeneratives Bremsmoment“ reduziert und ggf. eine radindividuelle Bremsmomentenregelung (z. B. für einen stabilisierenden Eingriff des ESP) begünstigt.

### Ausführungsbeispiel RBC System

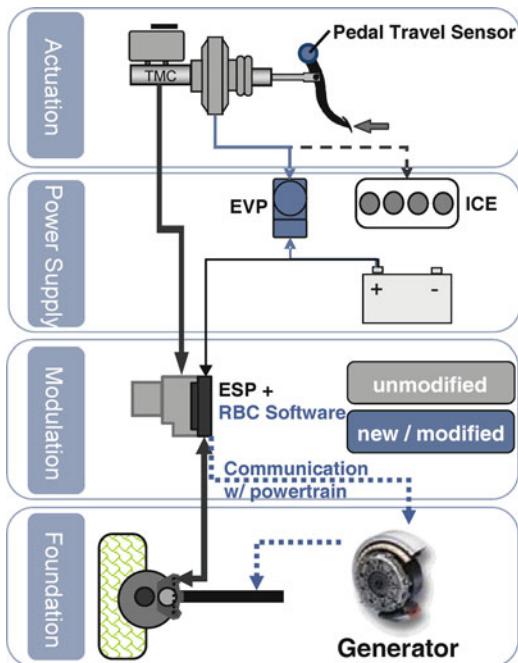
Ein Ausführungsbeispiel für ein Bremsystemkonzept ohne Volumenverblendung und ohne Pedalkraftsimulation ist das „Regenerative Brake Control (RBC)“ System als Erweiterung eines konventionellen Bremsystems.

Das System besteht aus folgenden Hardwarekomponenten:

- konventioneller Vakuumbremszylinder
- konventioneller Hauptbremszylinder mit verlängertem Leerweg
- Pedalwegsensor
- konventionelles ESP Aggregat
- konventionelle Radbremsen

Das System wird um folgende Softwarekomponenten erweitert:

- Fahrerbremswunscherfassung
- Koordination regenerativer Bremsen



**Abb. 19.10** Aufbau eines RBC Systems

- Stabilitätsüberwachung für regenerative Bremsen
- ggf. elektrische Vakuumpumpe (EVP)

Ein Ausführungsbeispiel des RBC Systems ist in **Abb. 19.10** dargestellt.

Beim Betätigen des Bremspedals wird mittels der Fahrerbremswunscherfassung der aktuelle Bremswunsch des Fahrers erfasst. Dies geschieht im ESP durch die Auswertung des Pedalwegsensors und des Drucksensors für den Hauptbremszylinderdruck. Aus dem Fahrerbremswunsch wird dann unter Berücksichtigung des aktuellen hydraulischen Bremsmoments das zusätzliche regenerative Bremsmoment berechnet. Dieses wird dann durch das aktuell mögliche regenerative Bremsmoment des Generators limitiert und entsprechend als regeneratives Bremsmoment vom Generator angefordert.

Ein Spezialfall stellen Bremsungen im Leerwegbereich des Hauptbremszylinders dar. Im Leerwegbereich wird kein hydraulischer Druck aufgebaut, es wird aber über die Fahrerbremswunscherfassung

bereits ein Fahrerbremswunsch und damit ein Soll-Bremsmoment ermittelt. Dieses wird dann regenerativ vom Generator angefordert, falls das aktuelle Potential des Generators dies zulässt. In diesem Fall kann das RBC System das komplette Bremsmoment rekuperieren, die Effizienz ist maximal.

Wie bereits beschrieben, muss der Fahrer bei solchen Systemen ein sich änderndes regeneratives Bremsmoment über die hydraulische Bremse, d. h. über das Bremspedal kompensieren. Dadurch ergeben sich aus Komfortgründen Limitierungen beim nutzbaren Gradienten des regenerativen Bremsmoments und beim Maximalwert des regenerativen Bremsmoments.

Ein möglicher Anwendungsfall für diese Bremssysteme sind kostengünstige Mild-Hybride. Mild-Hybride haben eine geringe installierte elektrische Leistung und daher auch nur geringe Anforderungen an die regenerative Bremse.

### 19.3.2 Konzepte mit Volumenverblendung/ohne Pedalkraftsimulation

Bei komplexeren regenerativen Bremssystemen kommt die Volumenverblendung zum Einsatz. Eine Pedalkraftsimulation ist hier noch nicht vorgesehen.

Diese Systeme sind in der Lage, das in die Bremsanlage verschobene Volumen wieder abzuführen und auch wieder aufzubauen. Ein hydraulisch aufgebrachtes Bremsmoment kann dadurch wieder reduziert werden. Durch diese Funktion kann trotz Volumenverschiebung durch den Fahrer ein hydraulischer Bremsmomentenaufbau verhindert werden. Das durch das Volumenverblenden bedingte fehlende Bremsmoment wird nun als regeneratives Bremsmoment über den Generator aufgebracht.

Wenn das regenerative Bremsmoment wieder entfällt, wird durch Volumenverblenden das entsprechende Bremsflüssigkeitsvolumen wieder in die Bremsanlage zurückgeschoben. Das entfallende regenerative Bremsmoment wird dadurch wieder durch ein hydraulisches Bremsmoment kompensiert.

Das Pedalweg-Verzögerungsverhalten bleibt dadurch ungestört, der Fahrer kann keine Änderung in dieser Charakteristik feststellen. Das geregelte Austauschen von hydraulischen und regenerativen Bremsmomenten führt zu keinen Verzögerungsschwankungen und damit zu keinen Kompensationsbedarf durch den Fahrer, s. auch ▶ Abb. 19.11.

Dadurch ist die mögliche Verblenddynamik für das regenerative Bremsmoment und auch das maximale regenerative Bremsmoment nicht mehr vom Fahrer bzw. dessen Komfortanforderungen abhängig. Die Limitierungen bezüglich Dynamik liegen bei derartigen Systemen häufig an den Triebstrangeigenschaften, z. B. führen momentenbedingte Verspannungen im Triebstrang zur Limitierung. Auch der Triebstrang selbst kann zu Limitierungen führen, z. B. ist bei einem elektrisch heckgetriebenen Fahrzeug das regenerative Bremsmoment an der Hinterachse durch die Fahrzeugstabilität beschränkt. Weitere Limitierungen ergeben sich durch die Bremssystemdynamik, d. h. die Dynamik der Volumenverschiebung aus dem Bremssystem heraus und in das Bremssystem hinein. Die hier aufgeführten Einschränkungen sind aber deutlich geringer als die Limitierungen durch die Komforteinschränkungen der rein überlagernden Systeme, die in ▶ Abschn. 19.3.1 beschrieben sind.

In ▶ Abb. 19.12 ist das beschriebene Verhalten in einer Generatorkennlinie dargestellt.

Durch die nur geringen Beschränkungen bei den regenerativen Bremsmomentengradienten und den geringen Beschränkungen beim maximalen regenerativen Bremsmoment können sehr hohe regenerative Effizienzen erzielt werden. Für den „Normalfahrer“ sind mit diesen Systemen nahezu ideale Rekuperationseffizienzen darstellbar.

Bei den hier beschriebenen Systemen wird die Pedalkraft nicht aktiv beeinflusst. Durch die Beschränkung der Rekuperation auf einen bestimmten Wert können die Pedalkrafteinflüsse minimal und damit für den Fahrer nicht spürbar dargestellt werden. Typischerweise liegt diese Begrenzung der Rekuperation bei Werten, die von einem Normalfahrer nur selten überschritten werden.

Das Bremssystem hat in diesen Konfigurationen natürlich ebenfalls die Aufgabe, den Fahrerbremswunsch zu erkennen und das regenerative Bremsmoment entsprechend dem ermittelten Fahr-

### 19.3 · Beschreibung Systemkonzepte

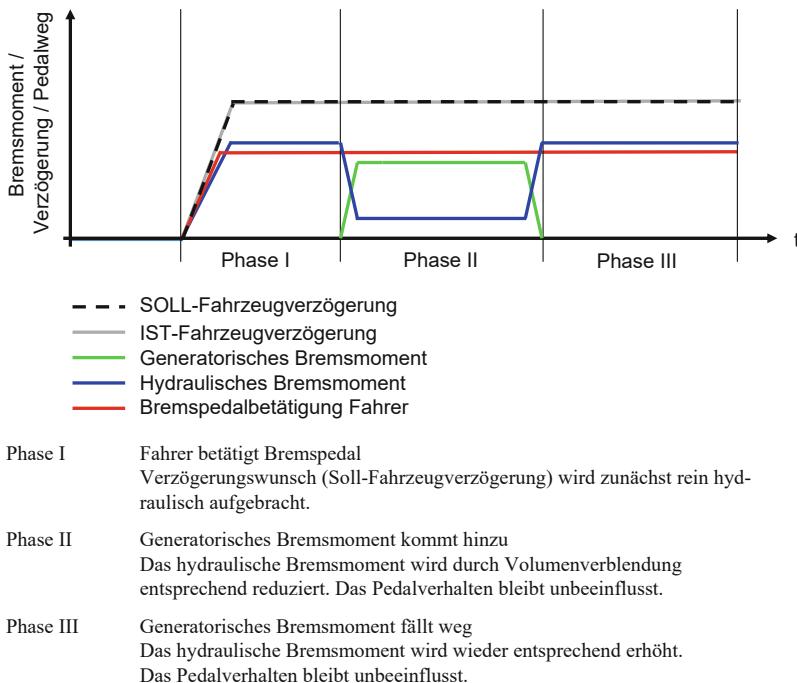


Abb. 19.11 Bremsmomentenkompensation durch das Bremssystem

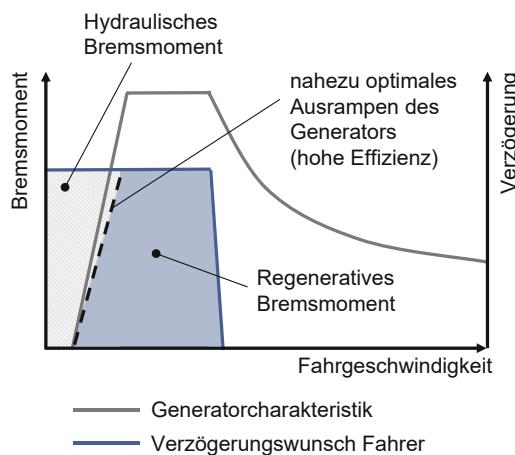


Abb. 19.12 Generatorkennlinie und Ausrampgradient eines verblendfähigen Systems

erbremswunsch von der elektrischen Maschine anzufordern. Auch die Überwachung des aktuellen Stabilitätszustands des Fahrzeugs ist entsprechend  
 ▶ Abschn. 19.3.1 vorzuhalten.

Die erweiterte Funktionalität der „Volumenverblendung“ ist ebenfalls im Bremssystem vorzuhalten. In der Regel sind durch diese Funktionalität auch erweiterte Diagnosefunktionen notwendig, welche die hydraulische Funktion des Bremssystems überwachen und sicherstellen.

#### Ausführungsbeispiel ESP hev

Das Bremssystem „ESP hev“ basiert auf einem konventionellen Bremssystem mit ESP. Dabei wird das Bremssystem so modifiziert, dass eine Achse, im hier verwendeten Ausführungsbeispiel die Hinterachse, in einem „by-wire“ Betrieb betrieben werden kann, d. h. vom Fahrer entkoppelt wird.

Das System besteht aus folgenden Hardwarekomponenten:

- konventioneller Vakuumbooster oder elektromechanischer Booster
- konventioneller Hauptbremszylinder mit verlängertem Leerweg
- Pedalwegsensor
- ESP hev Aggregat
- konventionelle Radbremsen

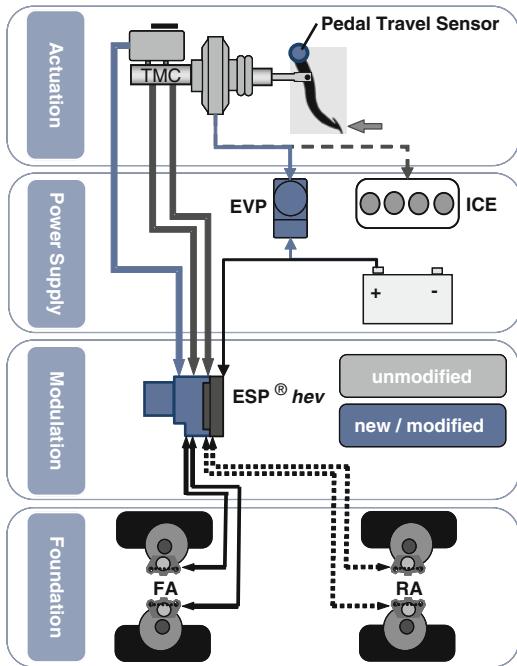


Abb. 19.13 Aufbau eines ESP hev Systems

Das System wird um folgende Softwarekomponenten erweitert:

- Fahrerbremswunscherfassung
- Regenerative Bremsfunktion, bestehend aus
  - Koordination regeneratives Bremsmoment
  - Verblassen von Volumen
  - Stabilitätsüberwachung für regeneratives Bremsen
  - Diagnosefunktionen zur Überwachung des Systems
- ggf. elektrische Vakuumpumpe (EVP)

Ein Ausführungsbeispiel des ESP hev Systems ist in Abb. 19.13 dargestellt.

Beim Betätigen des Bremspedals wird der aktuelle Fahrerbremswunscherfasst. Dies geschieht durch die Auswertung des Pedalwegsensors und des Drucksensors für den Hauptbremszylinderdruck. Dieser Fahrerbremswunsch wird der Verblendfunktion zur Verfügung gestellt. Des Weiteren wird der Verblendfunktion das aktuelle regenerative Potential des Generators übermittelt.

Die Verblendfunktion berechnet nun unter Berücksichtigung des Generatorpotentials, des Fahrzustandes (z. B. Stabilität) und der ggf. schon anstehenden hydraulischen Drücke, das vom Generator bereitzustellende regenerative Bremsmoment. Dieses berechnete Bremsmoment wird dann vom Generator angefordert. Aus dem Gesamtbremswunsch, dem Bremsmomentanteil, der durch den Generator regenerativ abgedeckt wird, und dem bereits an der Vorderachse gestellten hydraulischen Druck wird dann das noch notwendige hydraulische Bremsmoment an der Hinterachse berechnet. Dieses wird ebenfalls von der Verblendfunktion an der Hinterachse angefordert und vom hydraulischen Treiber des Bremsystems gestellt.

Schon im Leerweg des Hauptbremszylinders wird ein Bremswunsch berechnet. Dieses Bremsmoment wird auch entweder regenerativ über den Generator oder über die by-wire Funktion der Hydraulik gestellt. Die rekuperative Effizienz ist hier lediglich durch den Generator beschränkt, das ESP hev System hat hier keinen limitierenden Einfluss auf die Effizienz. Damit lassen sich sehr hohe regenerative Effizienzen erzielen.

Auch bei höheren Verzögerungen lässt sich durch eine geeignete Bremskraftverteilung, der Bremsdruck an der Vorderachse gering halten. Dadurch sind hier sehr hohe Effizienzwerte zu erreichen

Grundsätzlich wird durch das System ein sich änderndes regeneratives Moment aktiv ausgeglichen. Das bedeutet, dass das System ein wegfallendes regeneratives Moment selbstständig hydraulisch kompensiert. Im Bereich konstanter Generatorleistung kann bei abnehmender Fahrzeuggeschwindigkeit ein höheres regeneratives Bremsmoment erzeugt werden, siehe Leistungshyperbel in Abb. 19.3. Dieses regenerative Bremsmoment kann ausgenutzt werden und durch einen hydraulischen Druckabbau kompensiert werden. Dadurch lässt sich die Effizienz des Gesamtsystems weiter erhöhen.

Der Fahrer spürt diese Verblendvorgänge nicht. Sowohl Pedalweg, Pedalkraft als auch Fahrzeugverzögerung ändern sich durch das regenerative Bremsen nicht.

Das System ist sowohl für Mild-Hybride, Strong-Hybride als auch für Elektrofahrzeuge

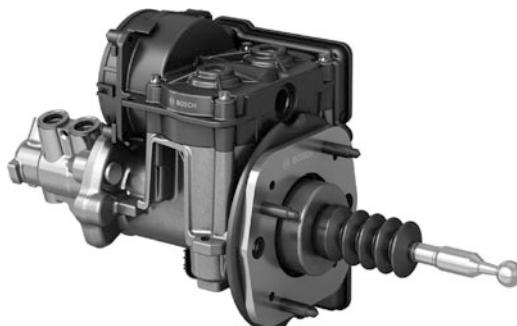
geeignet. Es zeichnet sich durch eine sehr hohe regenerative Effizienz im Normalbetrieb aus. Das bedeutet, dass das Kosten-Nutzen Verhältnis bei diesem System sehr gut ist.

### Systeme ohne Vakuumverstärker

Insbesondere bei Elektrofahrzeugen muss die Bremskraftverstärkung beachtet werden, da hier das Vakuum als Energiequelle für die Bremskraftverstärkung entfällt. Es muss daher beim Einsatz eines Vakuumboosters zusätzlich eine elektrische Vakuumpumpe verbaut werden.

Eine weitere Möglichkeit ist der Einsatz einer vakuumfreien Verstärkung, z. B. eine elektromechanische Verstärkung durch den sogenannten iBooster, s. □ Abb. 19.14.

Der iBooster stellt eine elektromechanische Bremskraftverstärkung dar und ist damit unabhängig von der Vakuumverfügbarkeit im Fahrzeug. Er bietet die Möglichkeit die Pedalcharakteristik per Software zu applizieren. Es können darüber hinaus sehr hohe Druckaufbaudynamiken selbstständig dargestellt werden, z. B. für automatisierte Notbremsfunktionen. Das System benötigt nur dann Energie, wenn auch eine Bremskraftverstärkung angefordert wird. Diese „Power on demand“ Eigenschaft führt zu einer Verringerung der Energieaufnahme für die Bremskraftverstärkung und damit zu einer Verbesserung der CO<sub>2</sub> Bilanz. Durch Verwendung des iBoosters ist keine Vakuumversorgung für die Bremskraftverstärkung notwendig. Damit entfällt ggf. eine elektrische Vakuumpumpe (EVP).



□ Abb. 19.14 Elektromechanischer Bremskraftverstärker: iBooster

### 19.3.3 Konzepte mit Volumenverblendung/Pedalkraftsimulation

Bei der Vollausbaustufe der regenerativen Bremsysteme kommt sowohl die Volumenverblendung als auch die Pedalkraftsimulation zum Einsatz.

Analog zu dem in ▶ Abschn. 19.3.2 beschriebenen System erfolgt die Volumenverblendung innerhalb des Bremssystems, so dass trotz Volumenverschiebung durch den Fahrer ein hydraulischer Bremsmomentenaufbau reduziert oder ggf. vollständig verhindert wird.

Zusätzlich wird in diesem System eine „Pedalkraftsimulation“ eingesetzt, die die in Kap. 19.2 dargestellte Beschränkung der Volumenverblendung der regenerativen Bremse aufhebt. Dadurch kann die Pedalkraft vollkommen unabhängig vom aktuellen hydraulischen Druck im Bremssystem eingestellt werden. Das bedeutet, dass eine beliebige Entnahme von Bremsflüssigkeitsvolumen aus dem Bremssystem („Volumenverblendung“) ohne Pedalrückwirkung erfolgen kann.

Damit können auch sehr hohe Verzögerungen weitgehend regenerativ abgedeckt werden, ohne dass es zu Rückwirkungen auf die Pedalkraft kommt.

Die mögliche Verblenddynamik für das regenerative Bremsmoment ist nicht mehr vom Fahrer abhängig, s. □ Abb. 19.8. Das maximale regenerative Bremsmoment ist ebenfalls nicht mehr vom Fahrer abhängig und im Vergleich zu den vorhergehend beschriebenen Systemen höher.

Da es sowohl bei den regenerativen Bremsmomentengradienten als auch bei den maximalen regenerativen Bremsmomenten kaum Einschränkungen gibt, sind für alle Verzögerungsbereiche und somit für alle Fahrertypen (Normalfahrer, Sportfahrer) maximale Rekuperationseffizienzen erzielbar.

Das Bremssystem hat in dieser Konfiguration die Aufgabe, den Fahrerbremswunsch zu erkennen und das regenerative Bremsmoment entsprechend dem ermittelten Fahrerbremswunsch von der elektrischen Maschine anzufordern. Auch die Überwachung des aktuellen Stabilitätszustands des Fahrzeugs ist entsprechend ▶ Abschn. 19.3.2 vorzuhalten.

Die erweiterte Funktionalitäten „Volumenverblendung“ und „Pedalkraftsimulation“ sind im Bremssystem vorzuhalten. Die Entkopplung des Fahrers vom Bremssystem erfordert aber stark erweiterte Diagnosefunktionen, welche die Funktion des Bremssystems überwachen und sicherstellen.

### Ausführungsbeispiel HAS hev

Im Folgenden wird ein Ausführungsbeispiel für ein Bremssystemkonzept mit Volumenverblendung und mit Pedalkraftsimulation beschrieben.

Beim Bremssystem „HAS hev“ kommen neben einem konventionellen ESP noch eine hydraulische Druckversorgungseinheit und eine Bremsbetätigungsseinheit zum Einsatz. Das System entkoppelt dabei im Aktivbetrieb den Fahrer von der Radbremse, es handelt sich hierbei um ein „Brake-by-Wire“ System.

Das System besteht aus folgenden Hardwarekomponenten:

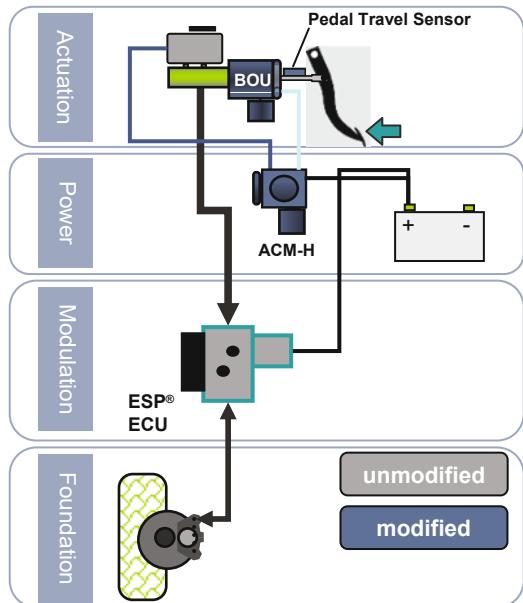
- Betätigungsseinheit (BOU) mit Pedalgefühlssimulator und integriertem Pedalwegsensor
- Druckversorgungseinheit mit Hochdruckspeicher (ACM-H)
- konventionelles ESP Aggregat
- konventionelle Radbremsen

Das System wird um folgende Softwarekomponenten erweitert:

- Fahrerbremswunscherfassung
- Regenerative Bremsfunktion, bestehend aus
  - Koordination regeneratives Bremsmoment
  - Verblenden von Volumen
  - Raddruckregelung
  - Druckregelung für Hochdruckspeicher
  - Stabilitätsüberwachung für regeneratives Bremsen
  - Umfangreiche Diagnosefunktionen zur Überwachung des Systems

Ein Ausführungsbeispiel des HAS hev Systems ist in **Abb. 19.15** dargestellt.

Beim Betätigen des Bremspedals verschiebt der Fahrer über einen Geberzylinder in der Betätigungsseinheit Volumen in den Pedalgefühlssimulator. Sowohl Pedalkraft als auch Pedalweg sind nur noch durch diesen Simulator bestimmt. Die Pedalcharakteristik ist dadurch nicht mehr von der



**Abb. 19.15** Aufbau eines HAS hev Systems

Charakteristik der Radbremse und dem hydraulischen Bremsdruck bestimmt.

Mittels der Fahrerbremswunscherfassung wird aus Simulatordruck und Pedalweg der aktuelle Bremswunsch des Fahrers erfasst. Dieser Fahrerbremswunsch wird der Verblendfunktion zur Verfügung gestellt. Des Weiteren wird der Verblendfunktion das aktuelle regenerative Potential des Generators zur Verfügung gestellt.

Die Verblendfunktion berechnet unter Berücksichtigung des Generatorpotentials und des Fahrzustandes (z. B. Stabilität) das vom Generator bereitzustellende regenerative Bremsmoment. Dieses berechnete Bremsmoment wird dann vom Generator als regeneratives Bremsmoment angefordert. Aus dem Gesamtbremswunsch und dem Bremsmomentanteil, der durch den Generator regenerativ abgedeckt wird, berechnet das System das notwendige hydraulische Bremsmoment der Reibbremse. Der hierfür notwendige Druck wird dann über geeignete Druckregelventile aus der Druckversorgungseinheit (ACM-H) in die Radbremse gestellt.

Durch die Entkopplung von Fahrer und Radbremse ist dabei zu jeder Zeit ein beliebiger Druck in der Radbremse stellbar. Eine geeignete konstruk-

tive Ausführung erlaubt es aber, dass Pedalrückwirkungen im ABS-Fall ähnlich einem konventionellen System spürbar bleiben.

Grundsätzlich wird durch das System ein sich änderndes regeneratives Moment aktiv ausgeglichen. Das bedeutet, dass das System ein wegfallendes regeneratives Moment selbstständig hydraulisch kompensiert. Im Bereich konstanter Generatorleistung kann bei abnehmender Fahrzeuggeschwindigkeit ein höheres regeneratives Bremsmoment erzeugt werden, siehe Leistungshyperbel in Abb.19.3. Dieses regenerative Bremsmoment kann ausgenutzt werden und durch einen hydraulischen Druckabbau kompensiert werden. Dadurch lässt sich die Effizienz des Gesamtsystems weiter erhöhen.

Das HAS *hev* System ermöglicht eine vollständige Verblendung des hydraulischen Bremsmoments und kann so das regenerativen Potenzials des Generators in allen Fahrzyklen nahezu komplett ausnutzen. Dadurch kann im Rahmen der Fahrzeugstabilität eine nahezu optimale Effizienz dargestellt werden.

Das System ist sowohl für Mild-Hybride, Strong-Hybride als auch für Elektrofahrzeuge geeignet. Es zeichnet sich durch die Unabhängigkeit von einer Vakuumversorgung und durch eine nahezu optimale regenerative Effizienz aus.

## 19.4 Zusammenfassung

Mit den oben beschriebenen Bremssystemansätzen können zukünftige hybride und elektrische Fahrzeugkonzepte abgedeckt werden.

Bevor diese Systeme abschließend zusammenfassend gegenübergestellt werden, sind zunächst weitere für den Endkunden relevante Kriterien zu nennen. Diese, in Abb.19.16 vergleichend dargestellten Kriterien, gehen über den Aspekt der Rekuperation hinaus, beeinflussen jedoch die Wahl des für das betreffende Fahrzeug geeigneten Bremsregelsystems.

Das Pedalgefühl ist ein wesentliches Kriterium aller Bremssysteme. Wie bereits beschrieben, ist in rekuperativen Bremssystemen mit Volumenverblendung und/oder Pedalkraftsimulation eine feste Zuordnung vom Pedalweg zur Verzögerung

gewährleistbar. Bei Systemen ohne Volumenverblendung mag der Fahrer durch das hinzukommende bzw. wegfallende generatorische Bremsmoment den Eindruck eines temporär über- bzw. unterbremsenden Fahrzeugs gewinnen. Dieser Effekt und der mitunter zwecks Rekuperationseffizienzerhöhung installierte verlängerte Leerweg im Hauptbremszylinder wirken sich negativ auf das Bremspedalgefühl aus. Bei Systemen mit Volumenverblendung, aber ohne Pedalkraftsimulation führt die Entkopplung einer Achse zu einem verkürzten Pedalweg. Dieses kann ein gewollter Effekt sein um kürzere Pedalcharakteristiken darzustellen. Durch eine Anpassung im Hauptbremszylinder (Kolbendurchmesser) kann aber auch das konventionelle Pedalgefühl erzielt werden.

Der versierte Autofahrer schließt aus der haptischen Pedalrückwirkung während der ABS-Regelung auf den Straßenreibwert. Sofern vom Automobilhersteller gewünscht, muss diese Rückmeldung in Systemen mit Pedalkraftsimulation aufwändig synthetisch generiert werden. Im Falle des HAS *hev* ist dieses bereits konstruktiv sichergestellt.

Volumenverblendung und Pedalkraftsimulation wirken sich durch den technischen Mehraufwand negativ auf die Kosten und das Gewicht des jeweiligen rekuperativen Bremssystems aus. Entsprechend sind Automobilhersteller und Lieferanten bestrebt, die rekuperativen Bremssysteme durch Zusatzfunktionen zu attraktivieren. So verfügen Systeme wie ESP *hev* und insbesondere iBooster und HAS *hev* über erhebliche hydraulische Leistung und können damit sehr hohe Druckdynamikanforderungen abdecken. Diese können z. B. für Assistenzsysteme zur Kollisionsminderung genutzt werden. Bei den Simulatorsystemen wirkt sich der Entfall der elektrischen Vakuumpumpe positiv auf das Gewicht, Packaging und Kosten aus.

Eine Darstellung und Empfehlung zum Einsatz der verschiedenen Bremssysteme fokussierend auf den Aspekt der Rekuperation ist in Abb.19.17 dargestellt.

Die Systeme ohne Volumenverblendung und ohne Pedalkraftsimulation haben den Vorteil, dass sie eine geringe Komplexität aufweisen. Da sie direkt vom ESP abgeleitet sind, ist der Änderungsumfang zum herkömmlichen Bremssystem gering. Das

Systemansatz	ohne Volumenverblendung ohne Pedalkraftsimulation	mit Volumenverblendung ohne Pedalkraftsimulation	mit Volumenverblendung mit Pedalkraftsimulation
Ausführungsbeispiel	RBC	ESP <i>hev</i>	HAS <i>hev</i>
Unmittelbarer Endkundennutzen			
Pedalgefühl	⊕	●	●
Pedalrückwirkung (z.B im ABS-Fall)	●	●	●
Hohe Druckdynamik für Assistenzsysteme	⊕/● *	⊕/● *	●
Mittelbarer Endkundennutzen			
Gewicht	●	●	●
Kosten	●	⊕	⊕
Vakuum-unabhängigkeit	⊕/● *	⊕/● *	●
<span>● Optimale Erfüllung der Anforderung</span> <span>⊕ Gute Erfüllung der Anforderung</span>		<span>● Sehr gute Erfüllung der Anforderung</span> <span>⊕ Geringe Erfüllung der Anforderung</span>	

\*) mit iBooster

Abb. 19.16 Vergleich Regenerativer Bremssysteme

regenerative Potential dieser Systeme ist dadurch jedoch beschränkt. Vorzugsweise werden diese Systeme in Mild-Hybriden eingesetzt.

Die Systeme mit Volumenverblendung, aber ohne Pedalkraftsimulation weisen einen mittleren Komplexitätsgrad auf. Da sie ebenfalls direkt vom ESP abgeleitet sind, ist der Änderungsumfang zum herkömmlichen Bremssystem ebenfalls noch überschaubar. Das regenerative Potential dieser Systeme deckt den Verzögerungsbereich, in dem sich ein Normalfahrer typischerweise bewegt, vollständig ab; bei sehr sportlichen Fahrern bzw. hohen Verzögerungsanforderungen muss mit leichten Einschränkungen in der regenerativen Effizienz

gerechnet werden. Vorzugsweise werden diese Systeme in Mild-Hybriden, Strong-Hybriden und Elektrofahrzeugen eingesetzt.

Die Systeme mit Volumenverblendung und Pedalkraftsimulation weisen einen hohen Komplexitätsgrad auf. Beim Einsatz in Mischplattformen sind in der Regel größere Änderungen im Fahrzeug vorzusehen. Als Mischplattformen werden hierbei Fahrzeugplattformen bezeichnet, die sowohl Fahrzeuge mit konventionellem Antrieb und konventionellem Bremssystem als auch Fahrzeuge mit Hybrid- und/oder Elektroantrieb und regenerativem Bremssystem enthalten. Das regenerative Potential dieser Sys-

## 19.4 · Zusammenfassung

Systemansatz	ohne Volumenverblendung ohne Pedalkraftsimulation	mit Volumenverblendung ohne Pedalkraftsimulation	mit Volumenverblendung mit Pedalkraftsimulation
Ausführungsbeispiel	RBC	ESP <i>hev</i>	HAS <i>hev</i>
Erfüllung der Anforderung an geringe Komplexität des Systems	●	◐	◑
Kompatibilität in Mischplattformen	●	●	◑
Rekuperationspotential »Normalfahrer« (normale Verzögerungen)	◐	●	●
Rekuperationspotential »Sportfahrer« (sehr hohe Verzögerungen)	⊕	◐	●
Eignung für Fahrzeuge	Mild-Hybride	Mild-Hybride, Strong-Hybride E-Fahrzeuge	Mild-Hybride, Strong-Hybride E-Fahrzeuge
● Optimale Erfüllung der Anforderung	◐ Sehr gute Erfüllung der Anforderung	⊕ Geringe Erfüllung der Anforderung	
◐ Gute Erfüllung der Anforderung			

■ Abb. 19.17 Zusammenfassende Darstellung und Empfehlung fokussierend auf Rekuperation

teme deckt alle Anforderungen vollständig ab, die regenerative Effizienz ist immer optimal. Vorzugsweise werden diese Systeme in Mild-Hybriden, Strong-Hybriden und Elektrofahrzeugen eingesetzt.

Zusammenfassend ist davon auszugehen, dass sich durch den Entfall der Vakuumversorgung für Hybrid- und Elektrofahrzeuge mittelfristig vom Motorvakuum unabhängige rekuperative Bremsysteme durchsetzen werden.

# Integrierte Bremssysteme

*Hans-Jörg Feigel, Jochen Zimmermann, Anton van Zanten, Heinz Leiber,  
Thomas Leiber, Christian Köglspurger und Valentin Unterfrauner*

- 20.1 Motivation für neue Bremssysteme – 480**
- 20.2 Technik der integrierten Bremssysteme – 480**
- 20.3 Integriertes Bremssystem MK C1 – 483**
- 20.4 Integriertes Bremssystem IBS – 486**
  - 20.4.1 Systemfunktion – 486
  - 20.4.2 Druckmodulation – 489
  - 20.4.3 Aufbau und Modularität – 492
  - 20.4.4 Anforderungen an das zukünftige Bremsenmanagement – 492
- 20.5 Zusammenfassung und Ausblick – 493**
- Literatur – 494**

## 20.1 Motivation für neue Bremssysteme

Seit der Markteinführung von ABS im Jahre 1978 beruhen Druckmodulationssysteme für die Bremse auf überwiegend dezentral aufgebauten Systemen. In einer Baueinheit sind Ventilblock, Elektromotor, Pumpe, 8–12 Magnetventile, Speicher und Druckgeber mit dem elektronischen Steuergerät (ECU) zusammengefasst und separat zum Bremskraftverstärker (BKV) im Motorraum platziert [1, 2]. Weiterhin benötigen konventionelle Bremssysteme eine leistungsfähige Unterdruckversorgung des Bremskraftverstärkers. Durch die Optimierungen an den Verbrennungsmotoren benötigen heute nicht nur Fahrzeuge mit Dieselmotoren eine Vakuumpumpe für den Bremskraftverstärker. Bei Hybridfahrzeugen muss diese elektrisch angetrieben sein.

Konzepte, bei denen die gesamte Hydraulikfunktion inkl. Bremskraftverstärker integriert ist, waren bereits in den 1980er Jahren am Markt, konnten sich aber aus Kostengründen nicht durchsetzen.

Der zunehmende Bedarf an rekuperationsfähigen Bremssystemen für Elektro- und Hybridfahrzeuge, der wachsende Markt für immer vielfältigere Assistenzfunktionen auf der Basis der Bremsregelsysteme als auch die immer aufwendiger werdende Vakuumenergieversorgung der klassischen Unterdruckbremskraftverstärker fördern die Entwicklung einer neuen Gattung von Bremssystemen, die integrierten Bremssysteme. Anstelle der bisher etablierten modularen Funktionserweiterung der Bremsanlage, bei der die evolutionäre Weiterentwicklung der Funktionsumfänge zu einer schrittweisen Hardwareerweiterung führte, kommt bei den integrierten Bremssystemen eine konsequent auf eine umfangreiche Basisfähigkeit optimierte und weitgehend neue Bremssystem-Architektur zur Anwendung. Darüber hinaus gewinnen Funktionen des hochautomatisierten Fahrens mehr und mehr an Bedeutung. Der Bedarf an „Fail-Operational Systemen“, erwartet auch seitens des Bremssystems eine entsprechende Unterstützung, was zwangsläufig eine Anpassung der Bremssystemarchitektur erforderlich macht.

Das technische Hauptmerkmal integrierter Bremssysteme ist die Zusammenführung der

Bremsbetätigung, deren vakuumunabhängige Energieversorgung und der Komponenten des Stabilitätsregelsystems in einer Baugruppe. Das integrierte Bremssystem wird an der Stelle im Fahrzeug angeordnet, an der heute üblicherweise der Vakuumbremsskraftverstärker installiert ist. Die Integration macht sich auch im Gesamtgewicht solcher Anlagen bemerkbar, wobei im Vergleich zu konventionellen Bremssystemen eine Reduzierung von bis zu 4 kg erreichbar ist.

Wie bei allen Neuentwicklungen sind Kosten- und Gewichtseinsparpotentiale die Haupttreiber für derartig signifikante Veränderungen der Bremssystem-Architektur. Auch tragen die systembedingten Funktionsverbesserungspotentiale (z. B. die hochdynamische Fremdbremsfähigkeit für den aktiven Fußgängerschutz) dazu bei, die Attraktivität dieses Ansatzes zu erhöhen.

Als wesentliche Voraussetzung für die breite erfolgreiche Einführung dieser Technologie ist die inzwischen in den relevanten Märkten nahezu vollständig erreichte Vollausstattung der Fahrzeuge mit einem Stabilitätsregelsystem zu nennen. Dadurch ist die kommerzielle Basis gegeben. Die Einführung eines integrierten Bremssystems wird weiterhin besonders dort interessant, wo der Einsatz einer teureren elektrisch angetriebenen Vakuumpumpe erforderlich ist und/oder eine effiziente Rekuperationsfähigkeit angestrebt wird. Beide Randbedingungen werden durch die zunehmende Verbreitung der neuen Antriebskonzepte (Ausschalten des Verbrennungsmotors während der Fahrt, Hybrid- und Elektrofahrzeuge) unterstützt. Die Kosteneinsparpotentiale ergeben sich zum einen aus dem Integrationsansatz, bei dem weniger Komponenten benötigt werden (Anzahl Energieversorgungen/Motoren, ECUs, Gehäusen, etc.) und zum anderen aus den Vorteilen einer einfacheren Installation ins Fahrzeug (weniger Halterungen, Verbindungsleitungen, etc.).

## 20.2 Technik der integrierten Bremssysteme

Derzeitig sind zwei integrierte Bremssysteme bekannt, deren Funktionsweise sich insbesondere bzgl. der Realisierung der Bremsdruckregelfunktio-

## 20.2 · Technik der integrierten Bremssysteme



Abb. 20.1 Integriertes Bremssystem MK C1 (Fa. Continental)

nen unterscheiden, die aber Gemeinsamkeiten bei der Bremsdruckbereitstellung und der Rückfallebene haben.

Unter der Bezeichnung MK C1, Abb. 20.1, wurde von der Firma Continental auf der IAA 2011 ein integriertes Bremssystem vorgestellt, bei dem der Tandem-Hauptbremszylinder (THz), der zugehörige Simulator, der Bremsdruckaktuator und die Regelventile des ESC-Systems zusammen in einem Gehäuse integriert sind [3].

Die Fa. LSP entwickelt unter der Bezeichnung „IBS“ ein integriertes Bremssystem, das im Juni 2010 auf einem Fachkongress erstmalig vorgestellt wurde [4]. Hierbei ist ebenso ein hydraulisches Ventilsystem, eine ECU, ein elektromechanischer Antrieb in Verbindung mit einem Pedalsimulator zusammengefasst, Abb. 20.2, (s. auch [5]).

Beiden Systemen gemeinsam ist, dass die Normalbremsfunktion mittels eines elektrischen Zentraldruckaktuators realisiert wird, der aus einem hochdynamischen elektrisch kommutierten (bürstenlosen) DC-Motor und einem über einen Kugelgewindetrieb linear angetriebenen Kolbenverdränger besteht. Mit diesem technischen Grundkonzept wird ein absolut pulsationsfreier Druckaufbau möglich, der auch bei fremdangesteuerten Assistenzfunktionen, wie z. B. Stauassistent, eine völlig vibrations- und geräuscharme Druckmodulation gewährleistet. Diese NVH-Eigenschaften sind die Grundvoraussetzung für integrierte Brems-



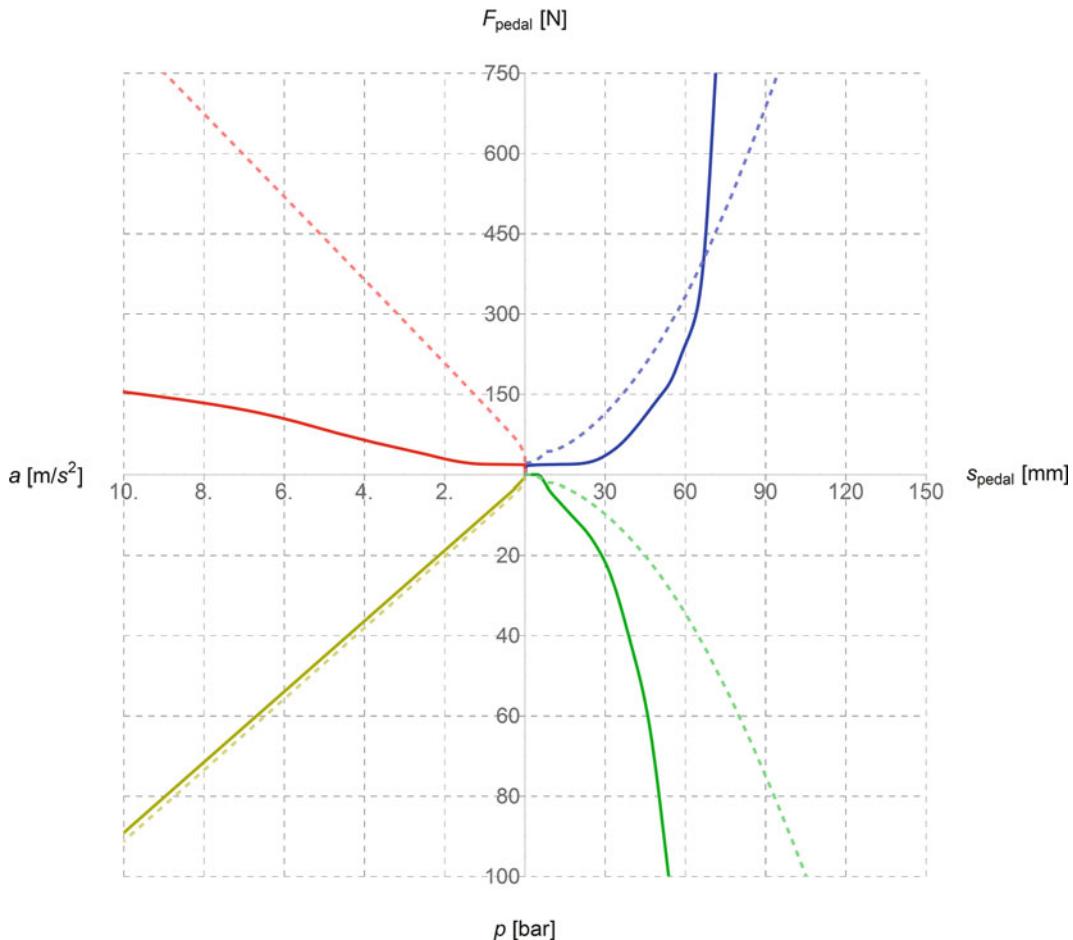
Abb. 20.2 Integriertes Bremssystem IBS (Fa. LSP)

systeme, denn sie werden unmittelbar an die Spritzwand des Fahrzeugs montiert, wo häufig günstige Voraussetzungen für die Übertragung von Körperschall gegeben sind.

Im Unterschied zu Hochdruckspeicher-Bremssystemen (z. B. EHB) sind die hier beschriebenen Integrierten Bremssysteme Power-On-Demand-Systeme, das heißt, es wird immer nur so viel Energie aus dem Bordnetz entnommen, wie es für den jeweiligen Bremsvorgang erforderlich ist. Die Wirkungsgrade sind zudem recht hoch, wozu auch der Einsatz der Kugelgewindetriebe erheblich beiträgt.

Beide Systeme zählen zu den elektrohydraulischen Brake-by-Wire Systemen, bei denen das Pedalgefühl mittels Simulator dargestellt wird.

Durch die hydraulische Trennung von Fahrer-Pedalsimulatorbetätigung und Aktuator-Radbremsenbetätigung wird es ermöglicht, dass jegliche Raddruckmodulationsaktivitäten, wie sie



**Abb. 20.3** Vergleich der Pedalkraft-Pedalweg-Fahrzeugverzögerungs-Kennlinie für Normalbetrieb (durchgezogene Linie) und hydraulischer Rückfallebene (gestrichelte Linie) für ein Beispieldfahrzeug mit einem Gewicht > 2 t

zum Beispiel bei ABS-Regeleingriffen erforderlich sind, für den Fahrer nicht durch eine Pedalmodulation spürbar werden. Diese prinzipielle Isolation der Raddruckmodulation ist eine sehr gute Voraussetzung für die Darstellung einer besonders effektiven Rekuperationsfähigkeit, bei der für den Fahrer nicht transparent werden soll, ob der elektrische Fahrantrieb im Generatorbetrieb bremst und damit die Batterie lädt oder die Reibungsbremse. Ebenso bleiben Schaltvorgänge während einer Generatorbremsung, bei denen die Reibungsbremse hochdynamisch die kurzzeitigen Bremsmomenteinbrüche kompensieren muss, für den Fahrer unbemerkt.

Vorteilhaft ist der Einsatz eines Pedalsimulators auch immer dann, wenn es zu einer Überlagerung eines autonomen Bremseneingriffs mit der Bremsbetätigung des Fahrers kommt. Bei Komforteingriffen wie ACC oder Seitenwindkompensation bleiben die automatischen Aktivitäten des Bremsaktuators für den Fahrer unsichtbar und führen damit nicht zur Irritation.

Für den Fahrzeugherrsteller eröffnet sich zudem noch ein gern genutzter Freiheitsgrad bezüglich der weitgehend freieren Gestaltung des statischen und dynamischen Pedalweg-Pedalkraft-Fahrzeugverzögerungs-Zusammenhangs (Pedalgefühl). Durch die größere Unabhängigkeit von der

### 20.3 · Integriertes Bremssystem MK C1

Volumenaufnahme der Radbremse, die stark auch durch die Gewichtsklasse des Fahrzeugs beeinflusst wird, kann der Fahrzeug-Hersteller nun wesentlich leichter und besser über alle Fahrzeugklassen hinweg für seine Marke dieses wichtige Mensch-Maschine-Interface gemäß seiner Vorstellungen einheitlich prägen. Die Grenzen in der Freiheit der Auslegung des Simulators liegen im Wesentlichen im Zusammenspiel mit der hydraulischen Rückfallebene begründet.

Die Charakteristik der hydraulischen Rückfallebene stellt eine weitere Gemeinsamkeit der vorgestellten integrierten Bremssysteme dar. Um bei Ausfall der elektrischen Energieversorgung dem Fahrer weiterhin einen gut beherrschbaren Notbetrieb der Bremsanlage zu ermöglichen, ist eine unmittelbare Druckbeaufschlagung der Radbremsen mittels pedalbetätigten Tandemhauptbremszylindern vorgesehen. Der Durchmesser des Hauptbremszylinders ist im Vergleich zu denen der konventionellen Vakuumbremskraftverstärker deutlich kleiner gewählt, wodurch mit vergleichsweise geringen Pedalkräften auch ohne Verstärkung nennenswert hohe Verzögerungswerte erreicht werden können. Ein häufig gewähltes Auslegungsziel ist hierbei mit 500 N Pedalkraft eine Fahrzeugverzögerung von  $6,4 \text{ m/s}^2$  zu

erreichen. Damit würde dann sogar die gesetzliche Mindestverzögerung einer Betriebsbremsanlage erreicht werden, was dazu führt, dass in einigen Ländern eine Warnung mittels gelber Warnlampe ausreichend wäre.

Abb. 20.3 zeigt eine Messung der Verzögerung als Funktion der Pedalkraft in einem Fahrzeug der gehobenen Fahrzeugklasse mit einem Gewicht von  $> 2 \text{ t}$ . Es zeigt beispielhaft, dass hier mit der in der MK C1 gewählten Auslegung eine Verzögerung von 0,7 g mit 500 N Fußkraft und einem Pedalweg von ca. 100 mm erzielbar ist.

## 20.3 Integriertes Bremssystem MK C1

Die Funktionsweise der MK C1 wird im Folgenden anhand des Schaltplans im Abb. 20.4 erläutert.

Die Pedalbetätigung durch den Fahrer bewirkt eine Verschiebung des Primär-Kolbens des THzs. Diese Bewegung wird von einem redundant ausgebildeten Pedalwegsensor erfasst. Sobald eine Bewegung detektiert wird, werden zwei stromlos offene Trennventile, die den Fahrer hydraulisch von den Radbremsen abtrennen, geschlossenen, zwei stromlos geschlossene Verbindungventile, die

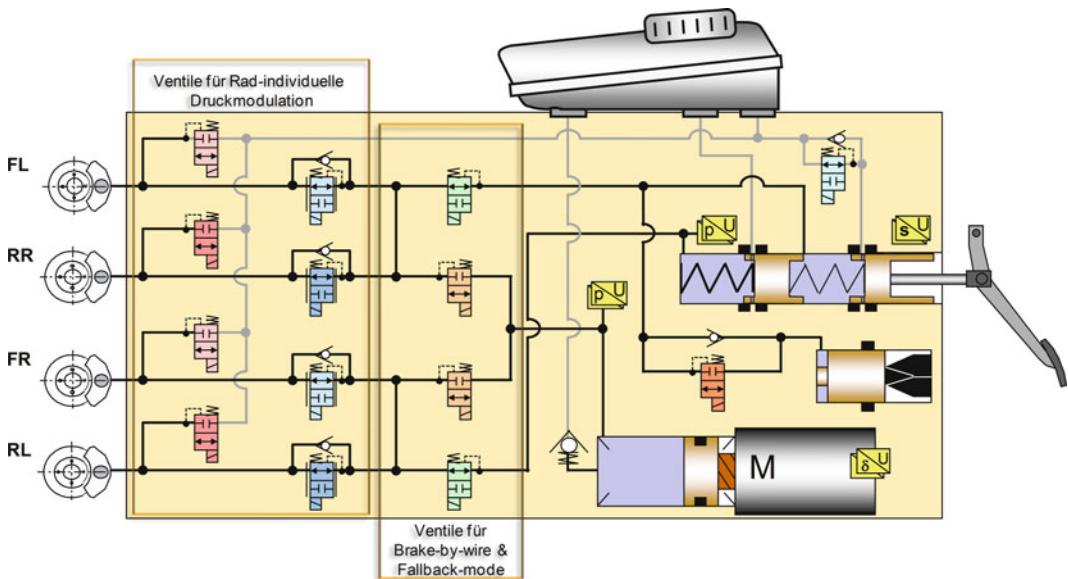


Abb. 20.4 Hydraulischer Schaltplan der MK C1

den Zentralaktuator mit den Radbremsen verbinden, geöffnet und das stromlos geschlossene Simulatorventil geöffnet. Die weitere Bewegung des THz-Kolbens führt zu einer Verdrängung der Bremsflüssigkeit durch das Simulatorventil in die Simulatorkammer. Das Federelement auf der Rückseite des Simulatorkolbens ist so ausgebildet, dass die Pedalkraft-Pedalwegkennlinie in etwa der üblichen Charakteristik einer konventionellen Bremsanlage entspricht. Zur Ermittlung des Fahrer-Verzögerungswunsches wird neben der Position des Primärkolbens auch noch das Signal eines Drucksensors im Sekundärkreis herangezogen. Entsprechend des gewünschten Bremskraftverstärkungsfaktors wird daraus ein Sollwert für die Aktuator-Druckregelung errechnet. Der Ist-Druck in den Radbremsen wird mit einem zweiten Drucksensor gemessen. Die Druckstellung erfolgt mit der Ansteuerung des BL-Motors, dessen Rotationsbewegung mittels einer Gewindespindel in eine lineare Kolbenbewegung umgesetzt wird. Die hohe Stellgenauigkeit dieses Aktuators ermöglicht eine präzise Druckstellung des Radbremsdruckes. Der Druckabbau innerhalb der Normalbremsfunktion erfolgt durch das Rückstellen des Aktuatkolbens.

Dann kann z. B. auch die sehr kurze Gesamtbaulänge des Gerätes ausgenutzt werden, die im Einzelfall das Potential einer Verkürzung der Fahrzeuglänge beinhalten kann,  Abb. 20.6.

Die Auslegung des Aktuators erfolgt in der Regel mit der Zielsetzung mindestens die Bremsdruckaufbaudynamik einer konventionellen Bremsbetätigung zu erreichen. Mit einer Dimensionierung des Antriebs für ein Betriebsspannungsniveau von 10,8 V und den vergrößerten Ventilquerschnitten werden daher selbst für Fahrzeuge der Luxusklasse Bremsdruckaufbauzeiten von rund 150 ms erreicht. Da diese auch ohne Fahrerenergie im Fremdbremsmodus abrufbar sind, eignet sich die MK C1 ebenfalls für alle autonomen hochdynamischen Notbremsfunktionen, wie sie z. B. für die Erfüllung des „EURO-NCAP“ geforderten Fußgängerschutzes Verwendung finden sollen.

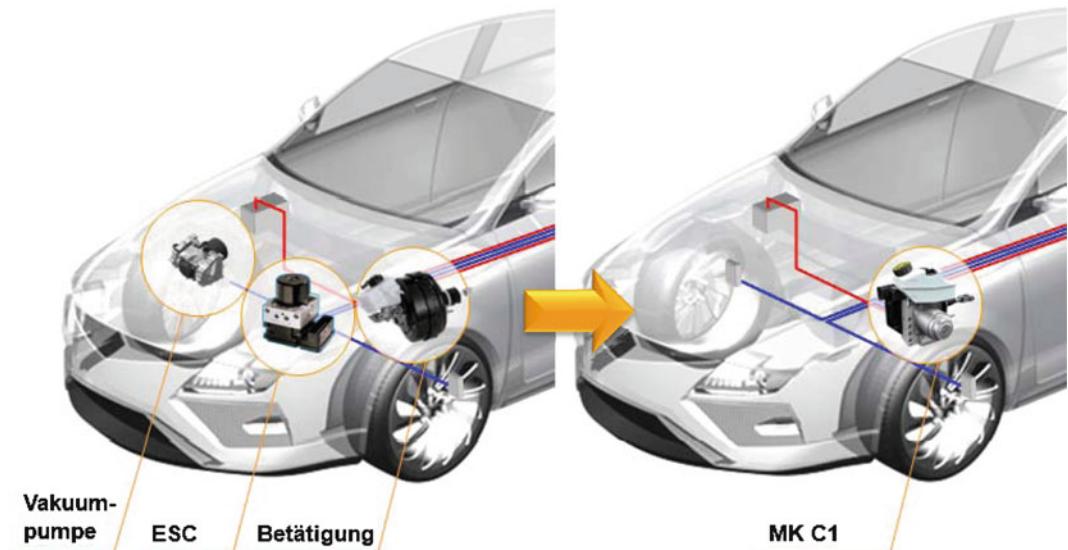
Die radindividuellen Bremsdruckregelungen, wie sie z. B. für die Schlupfregelfunktionen ABS, ESC und TCS erforderlich sind, erfolgen in der MK C1 mittels je einem Einlassventil und einem

Auslassventil pro Rad-kreis, so wie sie sich grundsätzlich in konventionellen ESC-System bewährt haben. Damit ist weiterhin gewährleistet, dass ohne zeitlichen Verzug entsprechend der Anforderungen uneingeschränkt an beliebigen Radkreisen Bremsdruck gleichzeitig abgebaut als auch aufgebaut werden kann. Dadurch werden insbesondere auch die in kürzerer Vergangenheit entwickelten verbesserten Regelungsalgorithmen wie beispielsweise ABS<sup>3</sup> unterstützt, die nochmals eine Bremswegreduzierung bewirken. Vorteile gegenüber den konventionellen Systemen ergeben sich u.a. aus der direkten Anbindung der Auslassventile an den Behälter. Hierdurch kann der Bremsdruck noch schneller abgesenkt werden, was eine optimale Regelung auf Niedrig-Reibwerten (z. B. Eis) erlaubt. Sollte insgesamt ein extrem hoher Druckabbauvorgang anstehen, wie er bei besonders hohen Reibwertsprüngen vorkommen könnte, so kann das ohnehin schon sehr gute Druckabbauverhalten zusätzlich noch durch ein sehr schnelles Zurückfahren des Aktuator-Kolbens unterstützt werden, indem über die Einlassventile Bremsflüssigkeitsvolumen aus den Radkreisen abgesaugt wird. Dies ist bei konventionellen Bremssystemen nicht möglich, da hier die Einlassventile eingangsseitig direkt mit dem Fahrer hydraulisch in Verbindung stehen. Bei einem erneuten Bremsdruckaufbaubedarf werden die Einlassventile geöffnet und Bremsflüssigkeitsvolumen wird vom Bremsdruckaktuator bereitgestellt. Sollte im Laufe eines sehr langen Regelvorgangs das im Aktuator-Kolbenraum gespeicherte Volumen sich einer Erschöpfung nähern, so wird der Raum mit einem sehr schnellen Nachsaugvorgang wieder gefüllt und die Regelung wird ohne Verzögerungsverlust entsprechend der Bedarfe fortgesetzt.

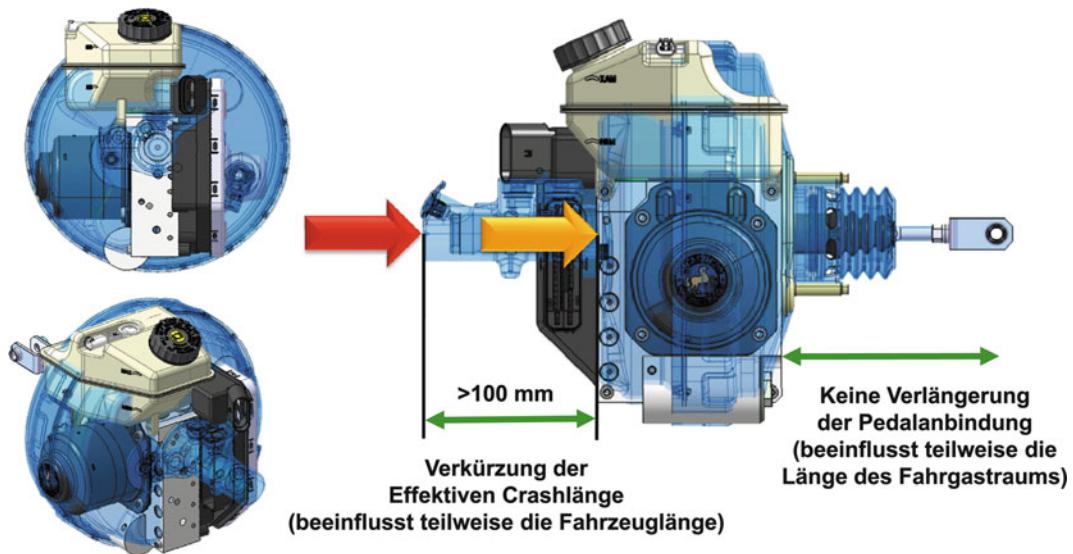
Gegenüber den bisher bekannten Brake by Wire Systemen (EHB/SBC) besitzt die MK C1 eine präzise Diagnosefähigkeit hinsichtlich Leckagen und Lufteinschlüsse.

Mit ihren äußereren Abmessungen ist die MK C1 einbaukompatibel zu konventionellen Bremskraftverstärkern und eignet sich daher grundsätzlich auch für den Mischverbau innerhalb einer Fahrzeugplattform. Die Vorteile ihrer kompakten Bauart werden aber erst bei einer 100 % Ausrüstung nutzbar, wenn nicht auch der Bauraum für die verschie-

## 20.3 · Integriertes Bremsystem MK C1



■ Abb. 20.5 Reduzierungen der Einbaukomplexität mit Integrierten Bremsystemen



■ Abb. 20.6 Bauraum-Bedarf der MK C1 (blau) im Vergleich zur konventionellen 8"/9"-Tandem-Vakuumbremskraftverstärker-Betätigungs (grau) und die verkürzte relevante Crash-Länge

denen Komponenten des konventionellen Systems (inkl. ESC-Gerät und EVP) vorgehalten werden muss, ■ Abb. 20.5. MKC1 bietet die Voraussetzung mittels einer Erweiterungseinheit auch Bremssystemanforderungen für den „Fail-Operational Betrieb“ in hochautomatisierten Anwendungen zu un-

terstützen. Damit können einerseits die Bremsfunktionen mit höchstem Komfort und Performance durch MKC1 realisiert werden und andererseits sind auch im Fehlerfall über die Erweiterungseinheit noch autonome Notbremseigenschaften erzielbar.

## 20.4 Integriertes Bremssystem IBS

Abb. 20.7 zeigt im Vergleich zum heutigen System die erheblichen Fortschritte in Bauvolumen, Gewicht und Einbauaufwand. Dabei deckt das integrierte Bremssystem IBS alle Anforderungen eines zukünftigen Bremssystems ab.

### 20.4.1 Systemfunktion

#### Systemkonzept

Kern des IBS ist ein hochdynamischer EC-Motor welcher über einen Kugel-Gewinde-Trieb (KGT) den Druckstangenkolben eines Tandem-Hauptbremszylinders (THz) antreibt und die BKV-Funktion übernimmt (Abb. 20.8). Zum Druckhalten ist zwischen dem Hauptzylinder (HZ) und dem Radzyylinder (RZ) für jedes Rad ein elektromagnetisches Schaltventil (SV) angeordnet.

An dieser Stelle sei bereits erwähnt, dass dieses Ventil keine Regelfunktion bei der Druckmodulation übernimmt. Aus diesem Grund ist es ungekennzeichnet und ermöglicht eine sehr hohe Anbremsdynamik (Abb. 20.9). Bei der BKV-Funktion wird in einer Vorsteuerung der Druckstangenkolben über den KGT vom EC-Motor entsprechend der

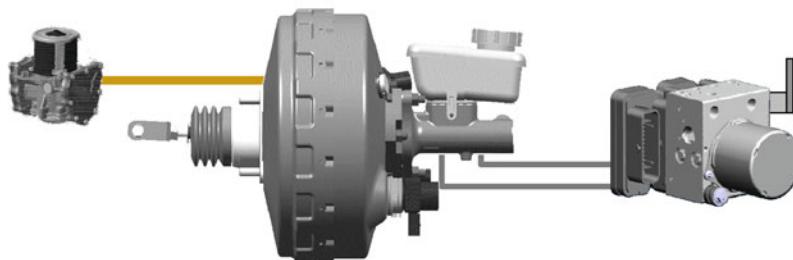
Druck-Volumen-Kennlinie des Bremssystems definiert vorgeschoben. Für der Rückführung die eingestellten Drucks in der BKV-Funktion wird der Druck im Hauptzylinder mittels Druckgeber (DG) gemessen. Die Position des Druckstangenkolbens wird mit Hilfe eines redundanten Drehwinkelgebers am EC-Motor berechnet.

#### Pedalcharakteristik

Entsprechend dem Fahrerwunsch wird vom Bremskraftverstärker der Druck im THz, wie oben beschrieben, eingestellt. Mittels eines Wegsimulators (WS), welcher auch das Pedalgefühl liefert, wird der Fahrerwunsch aus der Pedalbetätigung durch den Fahrer abgeleitet. Dabei sind bei der Auslegung der Bremse die Vorteile der Trennung der Pedalbetätigung von der Bremse bekannt.

Abb. 20.10 zeigt unterschiedliche Pedalcharakteristiken heutiger Fahrzeuge, die im Allgemeinen vom Fahrzeuggewicht abhängig sind. Dies ist damit begründet, dass das Volumen zum Betätigen der RZ in der Regel mit dem Fahrzeuggewicht ansteigt, da mit dem Fahrzeuggewicht auch die Anpresskraft der RZ-Kolben wächst. Mit vorgegebenem Pedalweg, Pedalübersetzung und Volumen ergibt sich die Dimensionierung des THz. Die fette Kurve entspricht der Pedalcharakteristik von IBS. Mit einem Wegsimulator kann bekanntlich unabhängig

Konventionelles Bremssystem



IBS



Abb. 20.7 Vergleich Umfang konventionelles Bremssystem mit IBS

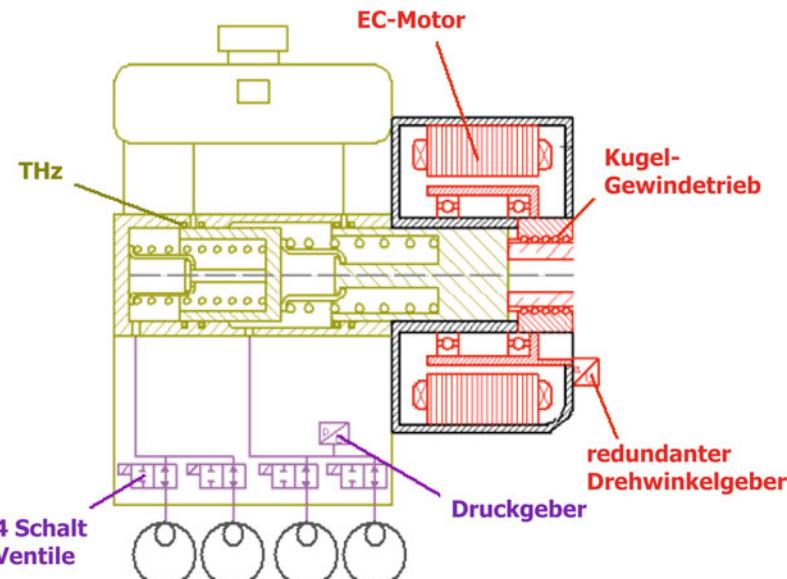


Abb. 20.8 Grundlagen der hochdynamischen Drucksteuerung (HDS)

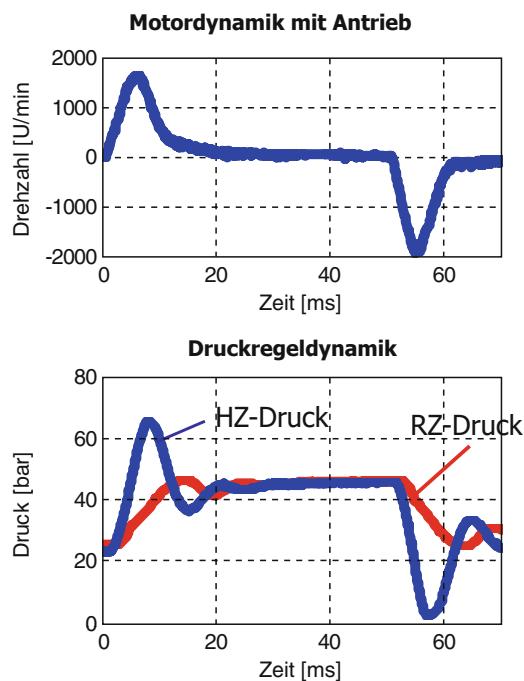


Abb. 20.9 Beispiel der hochdynamischen Drucksteuerung (HDS)

vom Fahrzeuggewicht eine ideale Pedalcharakteristik realisiert werden.

Wegen der Gesetzesvorschriften für den BKV-Ausfall kann der Pedalweg beim schweren Fahrzeug C nicht kürzer gewählt werden. Hier schreibt die UN/ECE Regelung Nr. 13-H bei 500 N Fußkraft eine Mindestabbremsung von  $2,44 \text{ m/s}^2$  vor. Danach richten sich z. Zt. alle Dimensionierungen, so dass die Fahrzeuge größer der Klasse B um die 0,3 g erreichen.

Auf dem Markt sind bereits Fahrzeuge mit deutlich steiferen Radbremsen und entsprechend kleineren Pedalwegen was sich z. B. in einem Gewinn an Fahrgasträumnutzung oder Fahrzeulgänge umsetzen lässt.

### BKV mit Wegsimulator

Ein Vergleich zwischen einem konventionellem BKV mit sogenanntem Folgeverstärker und Brake-by-Wire BKV mit koaxialem Wegsimulator zeigt die Unterschiede, wobei die Rückfallebene bei BKV-Ausfall besonders hervorspringt (Abb. 20.11). Die für den Fachmann bekannten Fakten sind auch dar-

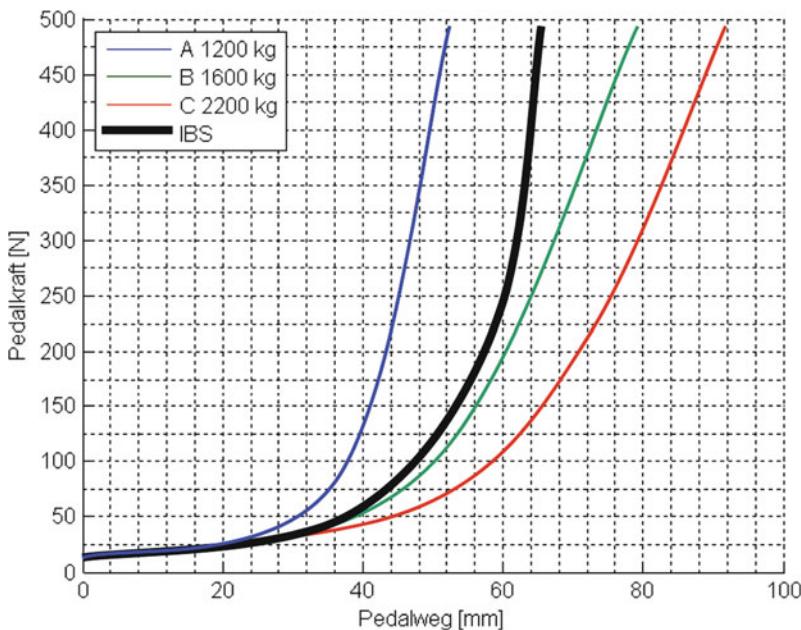


Abb. 20.10 Pedalcharakteristik unterschiedlicher Fahrzeuge

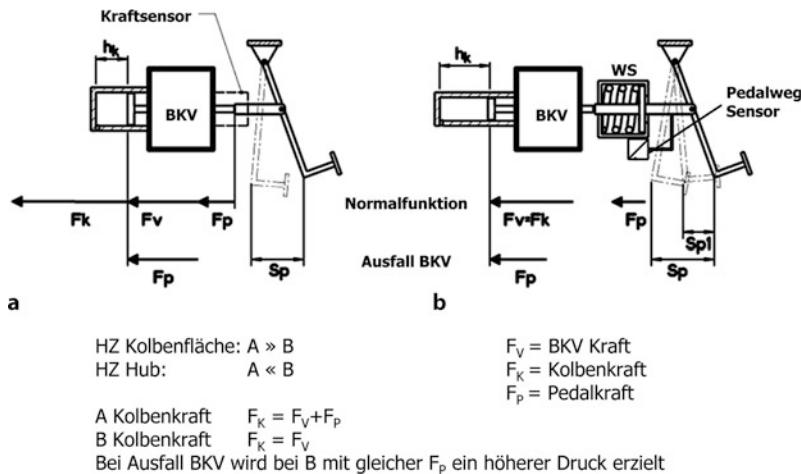


Abb. 20.11 Vergleich konventioneller BKV (a) und BKV mit Wegsimulator (WS) (b)

gestellt. Bei BKV A fehlt die erwähnte Trennung der Pedalbetätigung von der Bremse, sodass die Dimensionierung von THz und BKV nicht optimiert werden kann.

Der BKV B mit Wegsimulator hat für die Dimensionierung des THz den großen Vorteil der Entkopplung von Pedalweg und HZ-Kolbenweg.

Deshalb können nennenswert kleinere THz-Kolbendurchmesser eingesetzt werden, was unter Berücksichtigung der Rückfallebene bei BKV-Ausfall ein entscheidender Vorteil ist. Das entsprechende Volumen wird über einen größeren THz-Hub oder über Nachförderseinrichtungen bereit gestellt. Somit lassen sich für die Rückfall-

## 20.4 · Integriertes Bremssystem IBS

ebene abhängig von der gewählten HZ-Dimension mit der vorgeschriebenen 500 N Fußkraft weit über 0,5 g (> Faktor 2) Verzögerung erzielen (UN/ECE-Forderung:  $\geq 2,44 \text{ m/s}^2$ ), was vom Fahrer sehr positiv bewertet wird.

Hinzu kommt, dass im Gegensatz zum konventionellen Unterdruck-BKV A die zusätzlichen Rückstellfedern und die Reibung beim Typ B entfallen, so dass der Pedalstößel in der Rückfallebene direkt auf den HZ wirkt. Die Kraft-Weg-Charakteristik bei Typ B ist mit und ohne Rückfallebene ähnlich, was für den Fahrer entscheidend ist. Nur die Zuordnung von Pedalkraft zu Fahrzeugverzögerung ist verändert, an die sich der Fahrer leicht anpassen wird. Es wird ihm ohnehin im Display angezeigt, dass ein Service fällig ist.

Es sind elektrohydraulische Bremssysteme bekannt [6], bei denen bei Pedalbetätigung Bremsflüssigkeit aus einem Bremskreis in den Wegsimulator verschoben wird. Fällt der Wegsimulator während der Bremsung aus, so fehlt die Bremsflüssigkeitsmenge die in den Wegsimulator verschoben wurde bei der Bremsung in der Rückfallebene. Die Folge ist ein Teilausfall des entsprechenden Bremskreises und eine verminderte Abbremsung in der Rückfallebene. Dieses Problem besteht nicht beim IBS. Durch die koaxiale Anordnung wird der Wegsimulator direkt mechanisch vom Pedalstößel betätigt, und es geht kein Bremsflüssigkeitsvolumen in der Rückfallebene verloren.

Die folgende Gegenüberstellung zeigt die Vorteile beider BKV-Typen.

Vorteile BKV A:

- gewohnt gutes Pedalgefühl mit BKV
- der geübte Fahrer erkennt den Zustand der Bremse am Pedalweg

Vorteile BKV B:

- kürzere Pedalwege, schnellerer Druckaufbau
- variabler, adaptiver Drucksprung bei Bremsbeginn (Optimierung für die einzelnen Baureihen)
- bessere Rückfallebene bei Ausfall BKV (gewohnte Pedalcharakteristik und kleinere Pedalkräfte)
- unveränderte Pedalcharakteristik bei Fading
- ideal für Hybridfahrzeuge mit Rekuperation
- kein Pedaldurchfall bei Bremskreisausfall

- automatische Diagnose des Entlüftungszustandes

Bisherige Brake-by-Wire-Systeme mit Wegsimulator zeigen noch in Teilbereichen ein unerwünschtes synthetisches Pedalgefühl, was sich sicherlich bei der intensiven Weiterentwicklung erheblich verbessern lässt, da u. A. hochdynamische EC-Motoren weitere Potenziale bieten.

Bekanntlich sind BKV mit EC-Motor als Typ A mit Folgeverstärker neuerdings auf dem Markt oder werden entwickelt, um unabhängig vom Vakuum zu sein [7, 8]. Hier kann die Rückfallebene durch den Einsatz der ESP-Pumpe zur Bremskraftverstärkung eingesetzt werden. Allerdings sind dann Kompromisse bei der gewohnten Pedalcharakteristik notwendig. Diese Verstärkerwirkung ist beim Ausfall des Bordnetzes u. a. beim Abschleppen nicht vorhanden.

IBS verfügt über einen redundanten Pedalstößelwegsensor. Durch die spezielle Ausgestaltung der Sensoren ist eine Berechnung der Pedalkraft möglich. Somit kann bei Ausfall des Wegsimulators die Bremskraftverstärkung durch Umschaltung auf einen Folgeverstärker weiter aufrecht erhalten werden, was deutlich vorteilhafter ist als Umschaltung auf eine Rückfallebene ohne Verstärkung.

### 20.4.2 Druckmodulation

#### Konzept der Druckmodulation

Bei den Rückfördersystemen wird bei ABS der Druck in den Radzylinern mittels Regelventile eingestellt (Einlass- und Auslassventil). Bei IBS geschieht dies gänzlich anders, nämlich durch eine Verschiebung des DK-Kolbens. Abb. 20.12 zeigt im Vergleich einen Überblick der Druckeinstellung zwischen konventionellem ABS/ESP, auch EHB, zu IBS. Konventionell werden je Radbremse ein Einlass- (EV, häufig als lineares Magnetventil, LMV) und ein Auslassventil (AV, häufig als schaltendes Magnetventil, MV) zur Druckmodulation verwendet.

Der Druckabbau erfolgt in die Speicherkammer. Die Rückförderpumpe fördert das entsprechende Volumen zum Hauptzylinder zurück, was zum bekannten pulsierenden Pedal führt. Die Ventilsteu-

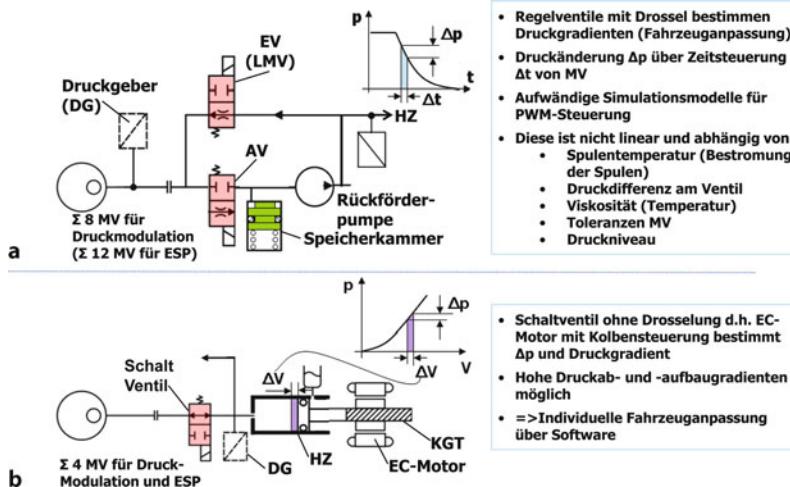


Abb. 20.12 Vergleich der hydraulischen Druckeinstellung. a Rückfödersystem, b IBS

nung geschieht über eine aufwändige und eingeschränkt genaue Zeitsteuerung, wie in der oberen Bildhälfte erläutert ist. Damit ist die Druckeinstellung, vor allem bei Aktiveingriffen (bei ASR und ESP), sehr ungenau, außer bei der EHB, bei der es eine Rückführung gemessener Radzylinderdrücke gibt.

Dagegen bewegt beim IBS der EC-Motor über eine Spindel den HZ-Kolben, welcher das Volumen zum Druckaufbau und -abbau zu den Radzylindern fördert. Zwischen HZ und jedem RZ ist ein Schaltventil angeordnet, welches zum Druckhalten geschaltet wird. Hierbei können die RZ-Drücke nacheinander (sequentiell), aber bei IBS auch gleichzeitig (simultan) geregelt werden. Der große Unterschied in der Druckeinstellung zu konventionellen Systemen besteht darin, dass die vom ABS-Regler vorgegebene Druckänderung über eine Druck-Volumen-Kennlinie geregelte Positionsregelung des HZ-Kolbens vorgesteuert wird. Durch eine spezielle Ansteuerung des EC-Motors ist es möglich, mit dem Druckgeber die Radbremsdrücke zu messen, und eine Druckregelung umzusetzen. So mit ist eine sehr genaue Druckeinstellung möglich, bei der zusätzlich der Druckgradient um Faktoren größer gewählt werden kann als bei konventionellen Systemen (durch die hohe Motordynamik und die geringe Drosselung der SV's).

### Druckregelung bei ABS

Wie bereits oben beschrieben, bewegt der hoch dynamische EC-Motor des IBS den HZ-Kolben für die sequentielle radindividuelle Druckregelung. Dieses sogenannte hydraulische Multiplex-Verfahren wurde in den 1980er Jahren mit hydraulischen und pneumatischen Verstärkern untersucht. Geräuschprobleme, nicht ausreichende Dynamik und die fehlende Möglichkeit des simultanen Druckabbaus ließen beide Ansätze scheitern. Abb. 20.9 oben zeigt die Systemdynamik in dem der Motor in weniger als 4 ms 2000 U/min und in wenigen Millisekunden die Drehzahlumkehr erreicht. Die Drücke in HZ und RZ zeigen die entsprechend hohe Drucksteuerdynamik. Vom ABS-Regler erhält der Motor einen Sollwert für den RZ-Druck. Über ein Druckmodell regelt der Motor die entsprechende Kolbenposition mit definiertem Zeitverhalten an. Hierbei entstehen im Vergleich zum konventionellen System erheblich geringere Druckschwingungen.

Die genaue Druckregelung ermöglicht weiter eine präzise Umsetzung der Solldrücke und damit auch eine ABS-Regelung mit geringen Regelabweichungen im Reifenschlupf.

Wie bereits oben kurz beschrieben, sind die heutigen EV's und AV's Regelventile die mit Drosseln ausgestattet sind, die fahrzeugspezifisch die Druckgradienten festlegen. Bei IBS sind die Ventile

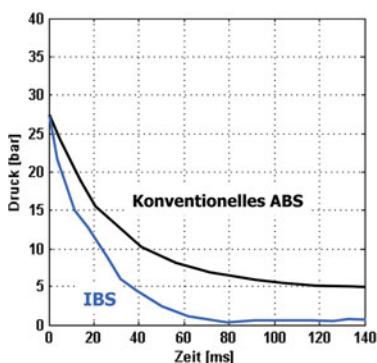
ungedrosselt. Somit bestimmt die Kolbengeschwindigkeit den Druckgradienten, der für jede Druckänderung bedarfsgerecht gewählt werden kann.

### ABS-Regelung

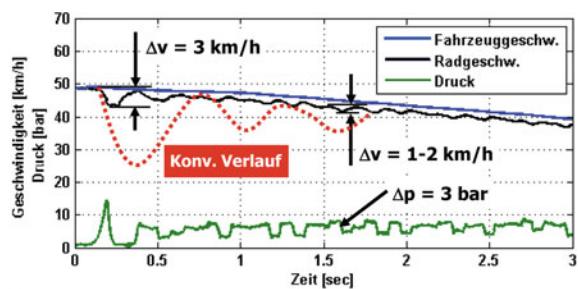
Die geringe Drosselwirkung der Schaltventile bei IBS erlaubt einen großen Druckabbaugradienten bei low- $\mu$ - und bei Tieftemperaturbremsungen. Ein Vergleich zeigt den Druckabbau der repräsentativ für eine Geradeausbremsung auf Eis ist (Abb. 20.13a). Dabei ist die Druckabbauzzeit bei IBS von 10 bar auf 5 bar von heute 60 ms mit einem Rückförderungssystem ohne Geräuschnachteile um den Faktor 4 verkürzt. Dies äußert sich auch vorteilhaft beim schnellen Anbremsen auf Eis.

Abb. 20.13b zeigt exemplarisch eine IBS-Regelung an einem Vorderrad mit rein sequentieller Ansteuerung des hydraulischen Multiplexers beim schnellen Anbremsen auf Eis mit einem mittleren Blockierdruck von ca. 6 bar. Bei IBS entsteht durch die höheren Druckabbaugradienten, anfänglich

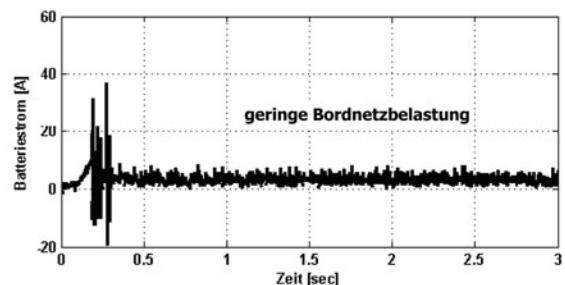
ein  $\Delta v$  von nur 3 km/h. Der nachfolgende Ablauf zeigt noch kleinere Regelabweichungen  $\Delta v$  von nur 1,3 km/h, was mit kleinen Druckänderungen von 3 bar korrespondiert. Gestrichelt ist der typische Ablauf beim konventionellen ABS qualitativ eingezeichnet. Verglichen mit dem konventionellen ABS wurden Bremswegverkürzungen von bis zu 20 % mit zusätzlich verbesserter Fahrstabilität gemessen. Dabei sind Geräusch und Pedalrückwirkung kaum wahrnehmbar. Die hochdynamische Druckregelung ist sehr schnell und genau, was sich auch in den kleinen Radbeschleunigungen ausdrückt. Von der EMB oder der Keilbremse (voll elektrische Bremse) die ohne Bremsflüssigkeit und deshalb ohne die Viskositätsprobleme bei Tieftemperaturen auskommen, sind keine besseren Ergebnisse bekannt. Abb. 20.13c zeigt die Bordnetzbelastung die unabhängig von der Pedalkraft ist. Im Vergleich dazu zieht das konventionelle ABS mit steigenden Pedalkräften immer höhere Ströme bis auf mehr als das 5-fache.



a Druckabbau ist bei IBS deutlich schneller



b Regelung auf Eis an einem Vorderrad



c Batteriestrom bei Regelung auf Eis ( $U_{DC} = 12V$ )

Abb. 20.13 Vollbremsung geradeaus auf Eis mit IBS

### 20.4.3 Aufbau und Modularität

Das modulare System in einer möglichen Grundstruktur zeigt Abb. 20.14:

Modul I: THz mit Ventilblock (HCU) und ECU

Modul II: EC-Motor und Spindel vorzugsweise mit KGT

Modul III: Pedalinterface mit Übertragung zum Pedal-Wegsimulator und Sensoren. Hier ist auch ein Stößel untergebracht, welcher den Pedalstößel bei Ausfall der BKV mit den THz-Kolben verbindet als Basis für eine Rückfallebene.

Von der ECU kann auch das Flüssigkeitsniveau vom Vorratsbehälter erfasst werden, so dass außer dem Leitungssatz zum Bordnetz (Stromversorgung, Bus und Raddrehzahlensensoren) keine weiteren externen Leitungssätze mehr notwendig sind.

Diese Module lassen sich zu einem kompakten Packaging, kleiner als der konventionelle BKV mit THz, mit guter Zugänglichkeit zum Radzyylinder und z. B. Austausch der ECU gestalten.

### 20.4.4 Anforderungen an das zukünftige Bremsenmanagement

IBS ist im Hinblick auf Fehlersicherheit optimiert. Bei allen bisher bekannten Bremssystemen erfolgt bei der Druckmodulation zum Druckabbau ei-

ne Öffnung des Bremskreises mit Verbindung zur Speicherkammer (bei dem bereits erwähnten Rückförderprinzip von ABS und ESP) oder fehlerkritisch in den Vorratsbehälter (offenes Bremssystem). Beim offenen Bremssystem hat ein AV-Fehler den Ausfall des Bremskreises zur Folge. Aus diesem Grund haben sich offene Bremssysteme nicht durchsetzen können. Bei IBS erfolgt die Druckmodulation über die HZ-Kolben im geschlossenen Bremskreis. Dadurch ist auch die Bremskreisausfallerkennung unmittelbar auswertbar. Hierzu wird der Kolbenweg mit der Druck-Volumen-Kennlinie des Bremssystems, unter Verwendung des DG-Signals, korreliert. Ähnliches gilt für die Erkennung des Ausfalls einer Radbremse: da der Radbremsdruck gemessen wird (auch bei ABS, wie oben erklärt), kann auch hier der Kolbenweg mit der Druck-Volumen-Kennlinie jeder einzelnen Radbremse korreliert werden. Bei einem Ausfall durch Undichtheit außerhalb der HCU, kann das Schaltventil zum ausgefallenen Radzyylinder geschlossen werden, und, wie bei der EHB, mit 3 RZ statt mit 2 weiter gebremst werden. Dies ist ein deutlicher Sicherheitsgewinn.

Die geringe Anzahl von Komponenten lassen eine hohe Zuverlässigkeit erwarten. Dabei verwendet IBS Komponenten, die sich bereits millionenfach in Sicherheitssysteme bewährt haben. Unter Verwendung der vorhandenen Sensorik und des EC-Motorstroms ist eine lückenlose Überwachung

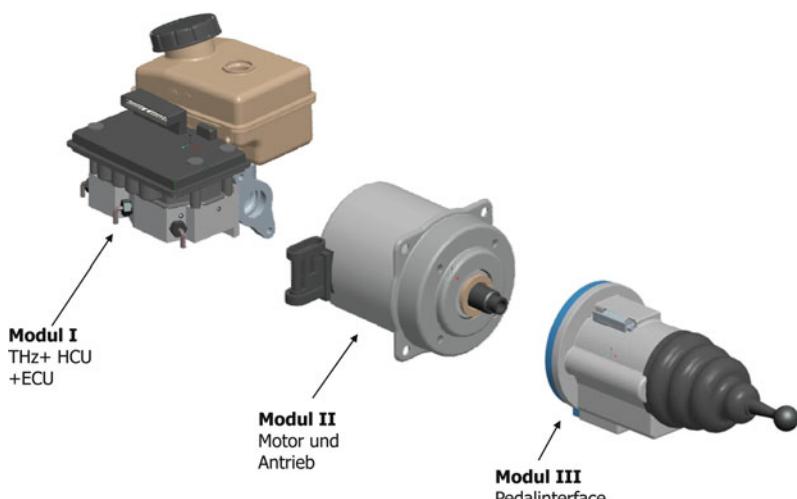
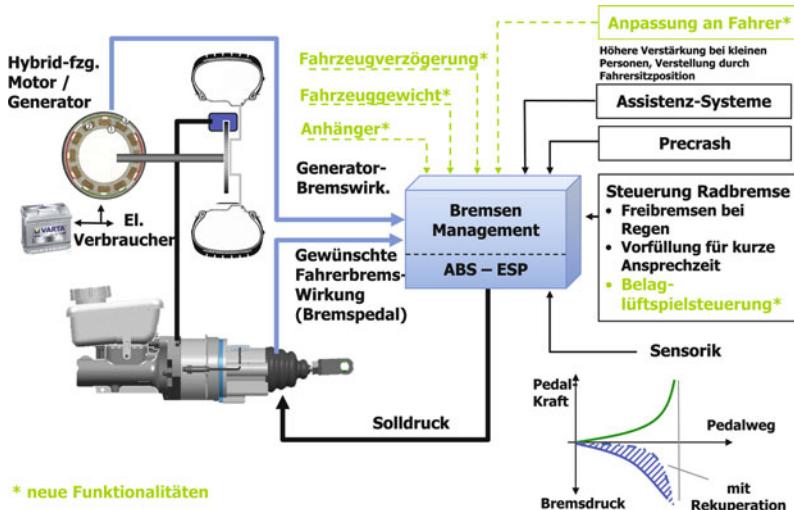


Abb. 20.14 Aufbau des modularen IBS



■ Abb. 20.15 Zukünftiges Bremsenmanagement

aller Komponenten möglich. Wie bereits erwähnt, wird bei Ausfall des Wegsimulators auf eine Bremskraftverstärkung mit Folgeverstärker umgeschaltet. Bei Ausfall der BKV ist in der Rückfallebene eine hohe Fahrzeugverzögerung bei einer Fußkraft von 500 N möglich (weit über 0,5 g).

Seit 2011 ist ESP in Europa und in den USA als Serienausstattung für neue Fahrzeugmodelle Pflicht. Diese Funktionalität erfüllt das IBS bereits (■ Abb. 20.15). Das zukünftige Bremsenmanagement wird deshalb durch den Einfluss von Hybirdfahrzeugen und Assistenzsystemen geprägt. Bei Hybirdfahrzeugen erzeugt zur Rekuperation der Bremsenergie der Generator ein Bremsmoment, das stark schwankend und begrenzt ist, wobei das Bremsenmanagement entsprechend des Fahrerwunsches dem IBS einen komplementären Solldruck vorgibt [6, 8].

Dabei gibt der Fahrer durch Pedalweg und -kraft den Sollwert der Fahrzeugverzögerung vor. Grün gezeichnet sind zusätzliche Potenziale, z. B. dass Fahrzeugverzögerung, Fahrzeuggewicht und Anhängerlast mitgerechnet werden, so dass der Fahrer seine Pedalkraft und -weg nicht mehr z. B. der unterschiedlichen Bremwirkung bei Fading anpassen muss. Auch kann für kleinere Menschen mit in der Regel kleinerer Fußkraft die Verstärkung variabel angepasst werden.

Bekanntlich lösen sich die Bremsbeläge im Normalfall, z. B. ohne forcierte Kurvenfahrt, nicht voll von der Brems Scheibe und erzeugen ein nicht vernachlässigbares Restreibmoment, was einen höheren CO<sub>2</sub>-Ausstoß zur Folge hat. Beim IBS kann durch entsprechende Kolben- und Ventilsteuerung ein kleines Lüftspiel erzeugt werden, was das Restmoment nennenswert reduziert.

Ein vergrößertes Lüftspiel kann bekanntlich auch durch einen verstärkten Rollback im Radzyliner erzeugt werden, wie auch anfangs bei der EHB eingesetzt. Nachteilig sind die vergrößerten Pedalwege in der Rückfallebene, welche bei IBS nicht auftreten.

Die schnelle, präzise und geräuscharme Druckregelung des IBS lässt sich auch für eine druckunterstützte elektrische Parkbremse (EPB) einsetzen.

## 20.5 Zusammenfassung und Ausblick

Die herausragenden Merkmale von „integrierten Bremsystemen“ sind:

- hohe Funktionalität auch für alle bekannten Assistenzsysteme und mindestens gleich EHB oder EMB
- Gewichts- und Bauraumersparnis

- kompaktes Packaging für alle Fahrzeuge
- relativ geringe Komplexität und Aufbau mit bekannten Standardkomponenten
- hohe Fehlersicherheit und ausgezeichnete Rückfallebene. Diagnose aller sicherheitsrelevanten Funktionen ist möglich
- Potenzial für Zusatzfunktionen wie vereinfachte elektrische Parkbremse und Belaglüftspielsteuerung

### Ausblick

- Zukünftige Fahrzeugkonzepte brauchen eine sehr kompakte und sehr kurze Bauweise, was an das Packaging sehr hohe Anforderungen stellt
- Ebenfalls werden beim Betrieb des Bremskraftverstärkers sehr hohe Anforderungen an das Geräuschniveau und an das Pedalgefühl gestellt
- Die Konzeption für automatisiertes Fahren fordert bereits für den Automatisierungsgrad in Stufe 3 (hochautomatisiertes Fahren) eine hohe Fehlersicherheit, z. B. eine redundante Druckversorgung, was entsprechende innovative Systemkonzepte und Systemdiagnose erfordert

### Literatur

---

1. Leiber, H.: ABS – Vergleich separate und integrierte Systeme. VDI-ATG-Tagung, Wolfsburg, Dez (1984)
2. van Zanten, A.T., Erhardt, R., Pfaff, G.: FDR – Die Fahrdynamikregelung von Bosch. ATZ 11, 674–689 (1994)
3. „Brake System Concepts for Hybrid Vehicles“, Dr. Hans-Jörg Feigel, Scott Ross, Stefan Linkenbach, IQPC 6th International Congress „Intelligent Braking 2011“ 28.–30.09.2011, Köln
4. Modulares integriertes ESP mit hochdynamischer Drucksteuerung, Dr. Thomas Leiber, 14. Internationaler Fachkongress „Fortschritte in der Automobil-Elektronik“, 15./16.Juni 2010, Ludwigsburg
5. Leiber, T., Köglspurger, C., Unterfrauner, V.: Modulares Bremssystem mit integrierten Funktionen. ATZ 06, 466–472 (2011)
6. Soga, M., Obuchi, Y., Sakai, A., Niwa, S.: Development of Toyota's Hybrid Brake System. In XXV. Internationales  $\mu$ -Symposium, 17–18. Juni, 2005, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 597, S. 1–15
7. Barthenheimer, T., Witte, B.: eBKV – der Elektromechanische Bremskraftverstärker. VDI-Berichte (2014, 2007)
8. Pickenhahn, J., Gilles, L., Höning, Th., Thomas, P.: Concepts for Regenerative Braking in Vehicles with Hybrid Propulsion Drive. In: XXVI. International  $\mu$ -Symposium, Bad Neuenahr (2006)

# Elektromechanisch betätigte Bremse

*Martin Semsch, Hans-Jörg Feigel und Jens Hoffmann*

- 21.1     **Zielsetzung elektromechanisch betätigter Radbremsen – 496**
- 21.2     **Historie – 496**
- 21.3     **Systemaufbau – Zusammenwirken der Komponenten – 498**
  - 21.3.1    Betätigungsseinrichtung – 498
  - 21.3.2    Elektromechanische Radbremse – 498
  - 21.3.3    Regelkonzepte – 500
  - 21.3.4    Energieversorgung – 501
  - 21.3.5    Gesamtbetrachtung für Hybrid- und Elektrofahrzeuge – 501
  - 21.3.6    Aspekte der aktiven und passiven Sicherheit – 502
- Literatur – 502**

## 21.1 Zielsetzung elektromechanisch betätigter Radbremsen

Ein bedeutender Schritt bei der Weiterentwicklung von Bremsystemen ist die Entwicklung einer elektromechanisch betätigten Radbremse (EMB). Da sie ohne Bremsflüssigkeit arbeitet, wird sie auch „trockenes Brake-by-wire“ genannt. Die EMB verwendet das aus der Hydraulik bekannte Prinzip der Teilbelagscheibenbremse mit einem Faustsattel. Die für das Erzeugen der Spannkraft benötigte Energie wird elektro-mechanisch am Rad bereitgestellt und von einer übergeordneten Kontrolleinheit gesteuert. Die realisierte Entkopplung von Fahrerwunsch und Radbremse eignet sich insbesondere für Fahrzeugkonzepte mit alternativen Antrieben.

Bei der Verzögerung von Hybrid- oder Elektrofahrzeugen wird ein großer Rekuperationsanteil zum Aufladen des elektrischen Energiespeichers angestrebt. Durch eine übergeordnete Regelung der Bremsen kann eine maximale Rekuperation erzielt werden. Der fehlende Anteil der Fahrzeugverzögerung wird bedarfsgerecht an die Radbremsen verteilt, wie dies auch bei hydraulischen Bremsystemen möglich ist. Der Fachbegriff dafür: Blending.

Im Fokus der modernen Bremsenentwicklung steht ferner eine Bremse mit geringem Restbremsmoment. Das Restbremsmoment ist das Bremsmoment am Rad bei nicht betätigter Bremse. Ein hohes Restbremsmoment erhöht den Energiebedarf des Fahrzeugs. Bei Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor steigt nachteilig der CO<sub>2</sub>-Ausstoß. Die EMB ist eine Radbremse, die den Belag aktiv von der Scheibe entfernt. Bereits kurz nach der Betätigung ist sie frei von Restbremsmomenten.

## 21.2 Historie

Die Entwicklung einer elektro-mechanischen Radbremse reicht bis in die Ende der 80er Jahre zurück. In Ansätzen der Forschung wird eine Trommelbremse als voll elektrische Radbremse erstellt. Elektromechanisch betätigtes Trommelbremsen einschließlich einer Regelung des C\*-Werts dieser Bremsen wurden eingehend am Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD) der TU Darmstadt (TUD) von Leber in [1] untersucht.

Bei der Entwicklung der elektromechanisch betätigten Scheibenbremse ist eine wichtige Erkenntnis, dass sowohl die maximale Spannkraft als auch die Betätigungs- und Lösezeiten zueinander passen müssen. Um die maximale Leistungsaufnahme aus dem Fahrzeugbordnetz zu verringern, existieren Forschungsansätze zur Erhöhung der inneren Übersetzung C\* der Bremse.

Greift man auf Standard-Reibpaarungen zwischen Belag und Bremsscheibe zurück, lässt sich der Forschungsansatz über die Erhöhung der Anzahl der Reibflächen erreichen. Ein Beispiel ist die Maximum Torque Brake (MTB) von Delphi, aufgebaut aus zwei schwimmend gelagerten Bremsscheiben und drei Belägen, die von einem Sattel betätigt werden [2]. Es existieren vier Reibflächen. Bei gegebener Spannkraft verdoppelt sich im Vergleich zur herkömmlichen Radbremse die Umfangskraft beziehungsweise wird für die gleiche Umfangskraft nur die halbe Spannkraft benötigt.

Eine weitere Möglichkeit zur Erhöhung der inneren Übersetzung ist die Nutzung der kinetischen Energie des fahrenden Fahrzeugs mithilfe der Selbstverstärkung. Aufgrund der Geometrie einer Trommelbremse entsteht an der auflaufenden Backe, zwischen dem Angriffspunkt der Umfangskraft und der Abstützung der Bremsbacke, ein Abstüzmoment, das die Betätigungs Kraft verstärkt und damit den Kennwert C\* erhöht. Je nach Bauart und Belagreibwert liegen die C\*-Werte solcher Bremsen zwischen 1,5 und 10.

In Analogie dazu entsteht die gleiche unterstützende Kraft bei einer Scheibenbremse, falls sich die Umfangskraft am Belag nicht senkrecht zur Wirkrichtung im Halter abstützt sondern unter einem Winkel  $\alpha < 90^\circ$ . Mit abnehmendem Abstüzwinkel und zunehmendem Belagreibwert erhöht sich die Zusatzkraft aus der Selbstverstärkung.

Der Wunsch, die kinetische Fahrzeugenergie zu nutzen und mit der Teilbelagscheibenbremse zu kombinieren, um einen Vorteil der Trommel mit den Vorteilen der Scheibenbremse zu verknüpfen, ist nicht neu. Viele Patente aus den fünfziger und sechziger Jahren beschäftigen sich mit diesem Thema. Die stark progressive Kennung solcher Bremsen in Bezug auf Reibwertschwankungen und den damit verbundenen Bremsmomentschwankungen machten einen sicheren Ein-

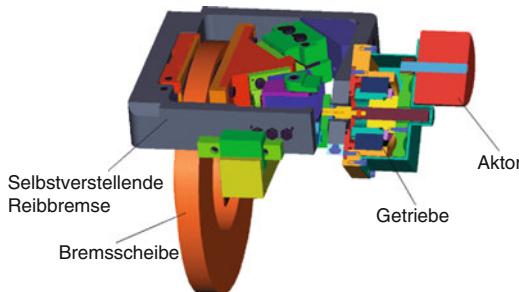


Abb. 21.1 FZD-Forschungsbremse

satz solcher selbstverstärkenden Teilbelagscheibenbremsen äußerst schwer bis nahezu unmöglich. Insbesondere der Belagverschleiß und dessen Nachstellung bereiten diesen Konstruktionen große Schwierigkeiten, da – abhängig von der konstruktiven Ausführung – die Kennung über dem Spannweg und dem Verschleiß variiert. Diese Systeme sind nur sehr schwer beherrschbar.

Mit den heutigen Möglichkeiten der Mechatronik werden Anstrengungen unternommen, die Nachteile dieser Systeme zu kontrollieren, sie zu beseitigen. Speziell die Möglichkeit mit moderner Mechatronik in wenigen Millisekunden die Bremse auf die Spannkraft oder wahlweise auch das Bremsmoment zu regeln, in Kombination mit der Möglichkeit, den selbstverstärkenden Belag mit dem Aktor aktiv zurückziehen zu können, eröffnet völlig neue Wege die im Fahrzeug gespeicherte kinetische Energie zur Bremsenbetätigung zu nutzen.

Abb. 21.1 zeigt das 3D-Schnittmodell einer Forschungsbremse des Fachgebietes Fahrzeugtechnik (FZD) der TU-Darmstadt (TUD).

Entwickelt wurde hier eine Schwimmrahmenbremse mit einem selbstverstärkenden Belag der sowohl in Zuspann- als auch in Löserichtung aktiv vom Aktor betätigt wird. Auf der Faustseite besitzt er einen Standardbelag. Die Selbstverstärkung erfolgt durch Abstützung des aktiven Belags in einem Keil. Die Reibbremse ist so konstruiert, dass Abstützeinheit und Krafteinleitungseinheit austauschbar sind. Dadurch ist die Selbstverstärkung in sinnvollen Grenzen variabel. Auch die einzelnen Baugruppen wie Aktor, Getriebe und Reibbremse sind so aufgebaut, dass einzelne Komponenten leicht austauschbar und modifizierbar sind. Gebaut

wurde die Forschungsbremse für ein Fahrzeug der gehobenen Mittelklasse. Sie benutzt dessen serienmäßige, belüftete Bremsscheibe. Außerdem beinhaltet die Radbremse die notwendige Sensorik zum Betrieb auf einem Rollenprüfstand und zur Erforschung wichtiger Fragestellungen rund um die Selbstverstärkung.

Für einen Reibwert  $\mu = \tan \alpha$  ergibt sich eine Asymptote, an der  $C^*$  gegen unendlich geht, die Betätigungsleistung wird Null. Der kleinste Keilwinkel, den [3] mit der FZD-Forschungsbremse untersucht hat, beträgt  $\alpha = 40^\circ$ , sodass sich rechnerisch bei einem Reibwert von  $\mu = 0,8$  – der bei allgemein verwendeten Reibmaterialien nicht erreicht wird – die Asymptote ergibt. Es ist gewährleistet, dass die Bremse auch bei einem Ausfall der Betätigungsenergie selbsttätig löst und das Rad momentenfrei wird. Mit dieser Bremse reduziert sich der mittlere Leistungsbedarf während einer Vollverzögerung eines Mittelklasse-Pkw im eingeschwungenen Zustand auf rund 25 W.

Trommelbremsen erfüllen wegen der hohen inneren Übersetzung zwar die Voraussetzung einer geringen Leistungsaufnahme, können aber in heutigen Fahrzeugen auf der Vorderachse kaum die thermischen Anforderungen befriedigen. Um  $C^*$  bei der Scheibenbremse zu erhöhen, bietet sich zum einen die Erhöhung der Anzahl der Reibflächen und zum anderen die Selbstverstärkung an. Während die Verdoppelung der Reibflächen in erster Näherung doppelt so gut ist wie die konventionelle Scheibenbremse, bietet die Selbstverstärkung eine reibwertabhängige Verbesserung, die im Einzelfall theoretisch unendlich hoch ansteigen kann. Dabei werden verschiedene Ansätze verfolgt, um die Selbstverstärkung unterschiedlich stark zu nutzen und gleichzeitig die Betätigungsenergie zu reduzieren.

Die zuletzt angesprochenen Systeme bedürfen eines höheren konstruktiven Aufwands, da sie auf eine Verschleißnachstellung nicht verzichten können. Auch Fragen nach der fail-safe Eigenschaft bei hoher Selbstverstärkung sind bisher noch ungeklärt.

Ein weiterer Ansatz zur Nutzung der Selbstverstärkung beim Bremsen ist die elektronische Keilbremse (EWB) der Siemens AG. Dafür wurde ein Ansatz mit einer sehr hohen Selbstverstärkung ge-

wählt. Nicht zuletzt der enorme konstruktive Aufwand und einem damit einhergehendem hohen Gewicht und Kosten haben einen erfolgreichen Einsatz in einem Serienfahrzeug verhindert.

In der Vergangenheit bestanden Einschränkungen bei der Verwendung der EMB durch eine ungenügende Energiebereitstellung aus dem Bordnetz. Diskutiert wurde über die Verwendung von 36/42 V-Bordnetzen, jedoch ohne ein Ergebnis. Speziell die Bordnetze von Hybrid- oder Elektrofahrzeugen bieten zurzeit die Möglichkeit höhere Spannungen einzusetzen, falls dies erforderlich sein sollte.

## 21.3 Systemaufbau – Zusammenwirken der Komponenten

Wie bei der elektrohydraulisch betätigten Bremse (EHB) besteht das Grundprinzip der EMB in der rückwirkungsfreien Kopplung des Pedals (Sollwertvorgabe) mit den Bremsen. Im Gegensatz zur EHB erzeugt die EMB die Betätigungs Kräfte direkt an den Rädern über rein elektromechanisch betriebene Radbremsen statt der konventionellen hydraulisch betätigten Bremssättel. Die Bremsbeläge werden von einem Elektromotor durch ein Getriebesystem an die Bremsscheibe gepresst. Daher existiert bei der EMB keine hydraulische, mit Muskelkraft betätigbare Rückfallebene. Um die Bremsbarkeit des Fahrzeugs zu gewährleisten, benötigt die EMB ein redundantes Signal- und Energienetz mit einem ausgefeilten Energiemanagement zur Sicherstellung der Bremsbarkeit auch bei Ausfall der primären Energieversorgung. Dazu bieten neue Fahrzeugantriebskonzepte, wie Hybrid- oder Elektrofahrzeuge, die Möglichkeit die gegenüber einer Starterbatterie deutlich verbesserte Verfügbarkeit von elektrischer Energie zu nutzen.

### 21.3.1 Betätigungsseinrichtung

Für die Umsetzung eines Fahrzeugs mit EMBs an allen Rädern besteht die Betätigung der EMB aus einem „elektronischen“ Bremspedal als Bestandteil eines verstellbaren Pedalmoduls, das neben dem

Brems- auch das Fahrpedal und die zentrale ECU (Electronic Controller Unit = elektronische Regeleinheit) enthält. Zum elektronischen Bremspedal gehören der Pedalgefühlsimulator und die Sensoren zur Fahrerwunscherfassung. Von der zentralen ECU werden die Pedalweg- bzw. Pedalkraftsignale von der mit weiteren, den Fahrzustand und Fremdbremseingriffe beschreibenden externen Signalen (zum Beispiel Raddrehzahlen, Gierrate, Querbeschleunigung) verarbeitet und hinsichtlich Bremsverhalten und Fahrstabilität in optimale radindividuelle Bremsenzuspannkräfte umgerechnet. Ein zweikreisiges Bussystem (by wire) überträgt die entsprechenden elektrischen Informationen an die Radbremsmodule.

Die Pedalcharakteristik (Zusammenhang zwischen Pedalkraft, Pedalweg und Fahrzeugverzögerung) spielt neben den nicht bremssystemspezifischen Gegebenheiten wie z. B. Stellung des Pedals (Neigung) und relative Position zum Sitz (Ergonomie) eine wesentliche Rolle für das sich ergebende „Pedalgefühl“. Das Empfinden, wie Betätigungs Kraft und Betätigungs weg sowohl statisch als auch dynamisch miteinander zusätzlich in Relation zur Verzögerung harmonieren, ist entscheidend für die sichere, effiziente und comfortable Bedienbarkeit der Bremse. Bei der EMB lässt sich das Pedalgefühl weitestgehend einstellen. Erweiterungen zu einer aktiven oder veränderlichen (adaptiven) Pedalcharakteristik (z. B. vom Beladungszustand unabhängige Pedalkräfte) sind mit relativ geringem Aufwand softwareseitig darstellbar. Darüber hinaus sind durch die rein sensorische Erfassung des Fahrerwunsches auch andere Stellglieder (z. B. Joystick) denkbar, die die Schnittstelle zum Fahrer völlig neu definieren.

### 21.3.2 Elektromechanische Radbremse

Jedes der Radbremsmodule besteht aus den Grundkomponenten Reibungsbremse, elektromechanischer Aktor und Leistungselektronik (Radbremsen-ECU). Die Reibungsbremse wird in ihrer Grundfunktion als bekannt und ausgereift vorausgesetzt, als Standardkomponente von der hydraulisch betätigten Radbremse übernommen. Der elektromechanische Aktor ersetzt den Bremskolben. Ähnlich



Abb. 21.2 Elektromechanische Bremse (EMB)

wie bei der elektrohydraulisch betätigten Bremse erfolgt die Dosierung bei Bremsvorgängen sowie die Bremsmomentvariation bei Radschlupf-Regelungsvorgängen (z. B. durch ABS, ASR, ESP) in der Zentral-ECU. Von der ECU werden die entsprechenden Anforderungen an die Radbremsen-ECUs weitergeleitet.

Eine in den Aktor integrierte Arretiervorrichtung realisiert mit wenig Aufwand die Feststellbremse (elektromechanischer Kombisattel). Die Aktivierung erfolgt entweder durch einen manuell bedienten Taster mit rein elektrischer Signalankopplung oder durch Ansteuerung der Radbremsen-ECU von der Zentral-ECU aufgrund dort ablaufender übergeordneter Zusatzfunktionen (z. B. Hill-Holder). Abb. 21.2 zeigt eine elektromechanische Bremse moderner Bauart.

## Wandler

An den elektromechanischen Wandler der EMB werden unterschiedliche Anforderungen gestellt. In Verbindung mit einem nachgeschalteten Getriebesystem muss der physikalisch gewünschte Effekt, Aufbau und Modulation einer Spannkraft, sichergestellt sein. Einerseits muss die maximale Spannkraft sicher erreicht werden, andererseits müssen der Kraftaufbau und die Kraftmodulation mit einer hinreichenden Dynamik erfolgen (s. auch ► Abschn. 18.6). Als sinnvoller elektromechanischer Wandler hat sich aufgrund seiner sehr hohen Leistungsdichte der bürstenlose, permanenterregte Gleichstrommotor heraus kristalli-

siert. Motorkennlinienabstimmung und geometrische Auslegung (Trägheitsmomente) bedarf bezüglich der statischen und dynamischen Forderungen besonderer Aufmerksamkeit.

## Getriebesysteme

Das Getriebesystem sichert die mechanische Verbindung zwischen Wandler und Reibungsbremse. Die rotatorische Bewegung des E-Motors wird im Getriebe in eine translatorische Bewegung gewandelt. Daher muss das Getriebe aus mindestens einer Getriebestufe  $i_{\text{rot/trans}}$  bestehen, die um weitere Stufen vor und/oder hinter der rot/trans Stufe erweitert werden kann. Eine kostengünstige und leistungsfähige Lösung mit nur einstufigem Getriebe war bislang aufgrund der Anforderungen und der begrenzten Leistungsdichte des Motors noch nicht zu realisieren. Besondere Beachtung verdienen weiterhin Bauraum und Gewicht der Bremse, zumal die begrenzten Platzverhältnisse am Rad und eine geringe reifengefederte Masse (umgangssprachlich: ungefederte Masse) begrenzende Faktoren sind.

Die Widerstandsfähigkeit der Bremse gegen die Umgebungseinflüsse am Rad ist dabei zu berücksichtigen. Zu den Umgebungseinflüssen gehören Vibrationen mit Spitzenbeschleunigungen über  $300 \text{ m/s}^2$  und Steinschlag. Ein Schutz der Bauteile stellt für die gesamte Lebensdauer eine Herausforderung dar.

Dem Getriebe kommt die zentrale Rolle als Kennungswandler zu, um Kennungen des Motors und des Verbrauchers anzupassen. Diese Anpassung ist abhängig von der Verbraucherkenntnis, von der Wandlerkennung sowie den Anforderungen an das Gesamtsystem, aufgeteilt in statische (niedrige Energieaufnahme beim Halten der Spannkraft) und dynamische Anforderungen (schneller Spannkraufbau, kurze Reversierzeit) bei gleichzeitig möglichst niedriger installierter Motorleistung.

Bei einem EMB-Aktor mit klassischer Auslegung – mit einem konstant übersetzenden Getriebe – führt die Erfüllung der Anforderungen zu einem Zielkonflikt hinsichtlich der Motorauslegung. Parameter wie maximales Motormoment, Leerlaufdrehzahl und Getriebeübersetzung sind zur Einhaltung der statischen und dynamischen Anforderungen nicht unabhängig voneinander wählbar. Der Ziel-

konflikt ist nur dadurch lösbar, dass ein bezüglich seiner maximalen Leistungsabgabe überdimensionierter Motor zum Einsatz kommt. Dadurch liegt die tatsächlich installierte Motorleistung deutlich über der vom Verbraucher geforderten Leistung. Neben Wirkungsgrad, Bauraumbedarf und Steifigkeit bestimmt vor allem die Übersetzungskennlinie die Eignung des Getriebes.

Es bieten sich Getriebe mit nichtlinearen Übersetzungen an sowie einer zusätzlichen Verschleißnachstellung an, damit sie ihren Arbeitsbereich über der Standzeit nicht verändern [4].

Als praktikable Lösung hat sich eine Kombination aus Planetengetriebe oder Stirnradstufen und Kugelgewindetrieb (KGT) durchgesetzt. Sie sind ein guter Kompromiss aus Leistungsdichte und Wirkungsgrad. Die Anforderungen insbesondere an den KGT sind hoch, soll doch über die Lebensdauer der Bremse ein guter und konstanter Wirkungsgrad bei wenig Bauraumbedarf erzielt werden. Die klassische Entwicklung von KGT's stößt bei der Anwendung in der EMB an ihre Grenzen, da beispielsweise Querkräfte aus der Sattelverformung unter Last wirken. Die Schmierung des KGT's stellt ebenfalls hohe Anforderungen, da diese bei ca. 2 Mio. Betätigungen und einem breiten Temperaturbereich sicher gestellt werden muss.

Eine Forderung an die EMB ist, im Fehlerfall die Spannkraft so gering zu halten, dass ein stabiler Fahrzustand gewährleistet ist. Beim Ausfall der EMB während der Betätigung muss das System aus Wandler und Getriebe innerhalb einer fahrzeugspezifischen Zeit eine obere Spannkraftgrenze unterschreiten. Dadurch führt ein blockierendes Rad – beispielsweise auf Fahrbahnoberflächen mit geringerem Reibwert – nicht zu einem unzulässig hohen Schwimmwinkel des Fahrzeugs. Wird diese Spannkraft nicht durch Optimierung des Wirkungsgrades des Antriebsstranges und der Reduzierung des Rastmoments des E-Motors erreicht, müssen Zusatzsysteme beispielsweise in Form von Federn zum Einsatz kommen.

Die Getriebeauslegung beeinflusst maßgeblich die erreichbare Spannkraft, die Bremsendynamik, die Baugröße und somit auch die Kosten der EMB.

Abb. 21.3 zeigt ein Getriebesystem der EMB.



Abb. 21.3 Getriebesystem der EMB

## Sensorik

Zuzüglich zur ESP-Sensorik empfiehlt sich die radindividuelle Verwendung von Spannkraftsenso ren. Aus heutiger Sicht bietet diese Konstellation die bestmögliche Funktionalität mit bestmöglichem Regelungskonzept. Allerdings sind auch kraftsensorlose Strategien mit einer Rekonstruktion des Bremsmomentes respektive der Spannkraft möglich. Als zusätzliche Sensorik gegenüber den hydraulischen Bremssystemen ist in jedem Aktor eine Motorlagen sensorik enthalten. Dadurch können bei entsprechender konstruktiver Auslegung nicht nur die Motorkommutierung, sondern auch eine genaue Belagpositionierung (für Belagverschleißfassung, Lüftspieleinstellung, etc.) realisiert werden.

### 21.3.3 Regelkonzepte

Die EMB realisiert alle denkbaren Bremseingriffe und Stabilitätsfunktionen (zum Beispiel ABS, EBV, ASR, ESP, Bremsassistent, Abstands-Regel-Tempomat). Darüber hinaus kann die elektrische Parkbremse mit minimalem Aufwand ergänzt werden.

Die EMB kann die Beläge aktiv zurückstellen (lüften). Bei hydraulischen Bremsen wird diese Aufgabe durch die Kolbendichtringe wahrgenommen. Das aktive Zurückstellen gewährleistet schnelles, exakt dosiertes Lüften der Bremsbeläge von der

Scheibe. Dadurch werden Restbremsmomente vermieden (zero drag), der Kraftstoffverbrauch minimiert, Auswaschungen an den Bremsscheiben verhindert sowie bei ABS-Reglung auf niedrigsten Reibwerten der Momentenabbau und damit das Wiederbeschleunigen des Rads erleichtert.

Die EMB sensiert den aktuellen Belagzustand, insbesondere den Belagverschleiß. Mit dieser Information wird eine rechtzeitige Aufforderung zum Belagwechsel generiert. Zusätzlich besteht die Möglichkeit den Belagverschleiß innerhalb gewisser Grenzen stärker auf die bislang schwächer abgenutzten, meist hinteren Beläge zu konzentrieren. Dies geschieht durch eine Verschiebung der Bremskraftanteile auf die Bremsen mit dem geringeren Verschleiß.

### 21.3.4 Energieversorgung

Stellte die Energieversorgung für die EMB in der Vergangenheit eine der schwierigsten Herausforderungen dar, so gilt dieser Faktor durch den Einsatz von leistungsfähigen Bordnetzen im Fahrzeug heutzutage als unproblematisch. Insbesondere Hybrid- und Elektrofahrzeuge bieten ein hohes Maß und eine hohe Verfügbarkeit an elektrischer Energie. Die EMB ist ausgelegt auf eine 12 V-Versorgung, die maximale Stromaufnahme einer Bremse liegt kurzzeitig bei ca. 50 A.

### 21.3.5 Gesamtbetrachtung für Hybrid- und Elektrofahrzeuge

Wie bereits in der Kapiteleinleitung beschrieben, kann eine EMB ihre Vorteile insbesondere bei Hybrid- und Elektrofahrzeugen zur Geltung bringen. Das Blending beschreibt ein Zusammenwirken von unterschiedlichen Bremssystemen für die Darstellung der geforderten Fahrzeugverzögerung. Die EMB ist ein Bremssystem mit dem eine schnelle Regelung der Gesamtfahrzeugverzögerung bei geringem Aufwand umsetzbar ist. Die vom Fahrer geforderte Verzögerung kann gemeinsam mit einer

Rekuperation und dem geregelten Bremskraftanteil der elektrisch betätigten Radbremse komfortabel und rückwirkungsfrei bereitgestellt werden (s. auch Abb. 22.10).

Die Einführung von Hybrid- und Elektrofahrzeugen eröffnet neue Fragestellungen für die Bremsenentwicklung. Die Standzeiten herkömmlicher Reibbremsen werden sich verlängern, falls der Anteil des regenerativen Bremsens sich erhöht. Das Ziel gleichbleibender Wechselintervalle bietet eine Möglichkeit zur Reduktion der Belagmasse. Folglich kann der Belagreibwert gesenkt werden, ein zur Reduzierung von Bremsgeräuschen geeigneter Ansatz [5]. Die Anforderungen an die Leistungsfähigkeit der Radbremsen sind bei Hybrid- und Elektrofahrzeugen neu zu bewerten. Dimensionierungsgröße für eine Radbremse ist die umzusetzende Bremsleistung. Die dazu geeigneten Manöver sind der High-Speed-Fading-Test, der Zeitungs-Leistungs-Test, und die Groß-Glockner-Abfahrt. Erreichbare Fahrzeughöchstgeschwindigkeiten bei Hybrid- und Elektrofahrzeugen sind zumeist gegenüber herkömmlichen Fahrzeugen mit Verbrennungsmotoren reduziert. Die Anforderungen an die umzusetzende Bremsleistung sinken, die Bremse kann kleiner dimensioniert werden. Problematisch für die Verringerung der Bremsengröße ist die umzusetzende Bremsleistung bei langen Abfahrten (beispielsweise Groß-Glockner-Abfahrt). Hier bietet sich der Ansatz an, die Bremsleistung immer auf zwei Bremssysteme zu verteilen. Mit generatorisch betriebenen E-Motoren im Fahrzeug können die elektrischen Energiespeicher zunächst bis zur maximalen Füllung aufgeladen werden. Anschließend ist der Antrieb eines Gleichstrommotors entgegen der Fahrtrichtung denkbar, sodass ein Bremsmoment erzeugt wird. Der hier beschriebene Vier-Quadranten-Betrieb ist abhängig vom gewählten Antriebskonzept des Fahrzeugs. Dieser Ansatz reduziert die Anforderung an die Größe der Bremsanlage. Trommelbremsen für die Hinterachse erscheinen in dieser Hinsicht attraktiv, da sie eine preiswerte Lösung mit einer sehr guten Standzeit darstellen.

### 21.3.6 Aspekte der aktiven und passiven Sicherheit

Eine kurze Ansprechzeit der Bremse bis zum Erreichen der geforderten Spannkraft verkürzt den Anhalteweg. Die EMB gestattet kürzere Ansprechzeiten gegenüber einem konventionellen hydraulischen System mit Bremsassistent. Für automatisch agierende Bremssysteme wie City-Safety/Conti-Guard ist eine Schnittstelle vorhanden, mit der eine kurze Ansprechzeit realisiert wird.

Im Hinblick auf die passive Sicherheit ist bei einem Fahrzeug mit Voll-EMB anzuführen, dass die Betätigungsseinheit deutlich kleiner baut als diejenige von konventionellen Fahrzeugen. Die Betätigungsseinheit der Voll-EMB verzichtet auf die hydraulischen Bauteile. Der Pedalweg kann deutlich kürzer ausfallen, da er keinen mechanischen (hydraulischen) Beitrag zur Bremswirkung leistet, demzufolge auch keine Hubreserve vorgehalten

werden muss. Der Vorteil: Es steht mehr Bauraum für die Knautschzone zur Verfügung.

### Literatur

1. Leber, M.: Radbremse mit mechatronischer Kennwertregelung – Untersuchung von Betriebsverhalten und Fahreranbindungsproblematik hinsichtlich Brake-by-Wire-Systemen, Dissertation TU Darmstadt, VDI Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 358, VDI-Verlag, Düsseldorf (1998)
2. Padiolleau, E.: Electric-Maximum Torque Brake – 14 V Brake by Wire Technology. Delphi Innovation Centre, Paris 1st June (2005)
3. Semsch, M.: Die mechatronische Teilbelagscheibenbremse im zukünftigen Kraftfahrzeug. In: Isermann, R., Breuer, B., Hartnagel, H.L. (Hrsg.) Mechatronische Systeme für den Maschinenbau. Wiley-VCH, Weinheim (2002)
4. Dausend, U., Halasy-Wimmer, G., Schmitt, S.: Ansatz zur Optimierung einer elektromechanischen Bremse durch geeignete Getriebeauslegung. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 105, 1112 ff (2003)
5. Marscher, H.: Mit Sicherheit leise, XXX Internationales  $\mu$ -Symposium 2011, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 12 (2011)

# Elektrisches Bremsen

*Marcus Bletz und Thorsten Wickenhöfer*

## **22.1 Einleitung – 504**

- 22.1.1 Technische Grundlagen – 504
- 22.1.2 Fahrzeugkonzepte – 505
- 22.1.3 Antriebs-/Achskonfigurationen – 506
- 22.1.4 System-Architektur – 510

## **22.2 Anforderungen an das Bremssystem – 510**

- 22.2.1 Anforderung Fahrerwahrnehmung – 510
- 22.2.2 Transition Reib-/Generatorbremse – 511
- 22.2.3 Notwendigkeit der Adaptierung und Konditionierung der Reibbremse – 512

## **22.3 Bremssystemvarianten – 513**

- 22.3.1 Bremssystem ohne Transitionsfähigkeit – 513
- 22.3.2 Bremssystem mit begrenzter Transitionsfähigkeit – 513
- 22.3.3 Bremssysteme mit voller Transitionsfähigkeit – 514

## **22.4 Systemauslegung des Teilsystems Reibbremse – 515**

- 22.4.1 Hydraulik THZ bis Bremssattel – 515
- 22.4.2 Reibpaarung Bremsbelag/Bremsscheibe – 515
- 22.4.3 Vakumbereitstellung – 515
- 22.4.4 Fahrerwunsch-Sensorik – 515

## **22.5 Sicherheitskonzepte – 516**

## **22.6 Einfluss auf Verbrauch bzw. CO<sub>2</sub>-Emission und Reichweite – 516**

- 22.6.1 Verbrauchszyklen – 517

## **22.7 Ausblick – 518**

## 22.1 Einleitung

Die Entwicklung neuer Fahrzeugkonzepte mit elektrifizierten Antriebskomponenten gewinnt in den letzten Jahren durch Verschärfungen der Abgasgrenzwerte bzw. Limitierungen der CO<sub>2</sub>-Emissionen immer mehr an Bedeutung.

Hybridfahrzeuge und insbesondere Elektrofahrzeuge zeichnen sich als einer der Megatrends für die nächsten Jahre und Jahrzehnte in der Automobilindustrie ab.

Durch die Rekuperation kinetischer Energie während des Bremsvorgangs ist bei Hybridfahrzeugen je nach Testbedingungen, Fahrzeug- und Antriebsarchitektur eine deutliche Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen möglich.

Bei reinen Elektrofahrzeugen führt die Rekuperation zu einer deutlichen Erhöhung der elektrischen Reichweite.

Bei beiden Varianten kommt eine elektrische Maschine, die als Generator betrieben wird, als Bremsaktuator zum Einsatz, der die Verzögerung des Fahrzeugs alleine oder in Kooperation mit dem Bremssystem realisiert.

Das Bremssystem ist unterteilt in das klassische Reibbremssystem und ein elektronisches Bremssystem, welches radindividuelle Eingriffe ermöglicht und externe Anforderungen verarbeiten kann.

Die Kommunikation zwischen den Systemen (z. B. Hybrid-Manager, Radarsysteme o. ä.) erfolgt über Bussysteme wie CAN oder Flexray.

Während der Generator im Hochvolt-Netz (> 60 V DC) eingebunden ist, arbeitet das Bremssystem im herkömmlichen 12 V-Bordnetz.

Abb. 22.1 zeigt eine abstrahierte Architektur von Hochvoltnetz und Bremssystem.

### 22.1.1 Technische Grundlagen

Für die Verwendung des elektrifizierten Antriebsstrangs bzw. speziell des Generators als Verzögerungsaktuator gelten spezielle Anforderungen.

Die maximalen Leistungsdaten ergeben sich nur bei Betrachtung des gesamten elektrischen Antriebsstrangs, typischerweise ist dabei die Batterie der limitierende Faktor.

#### Batteriecharakteristik

Die Batterie spielt als Energiespeicher, neben dem Generator, die zentrale Rolle bei den möglichen Einsparungen bzw. dem Potenzial bzgl. der Fahrzeugreichweite.

Die Rekuperation hat zum Ziel, die Batterie möglichst schnell wieder auf einen hohen Ladezustand zu bringen, um in der Folge wieder Antriebsleistung zur Verfügung stellen zu können.

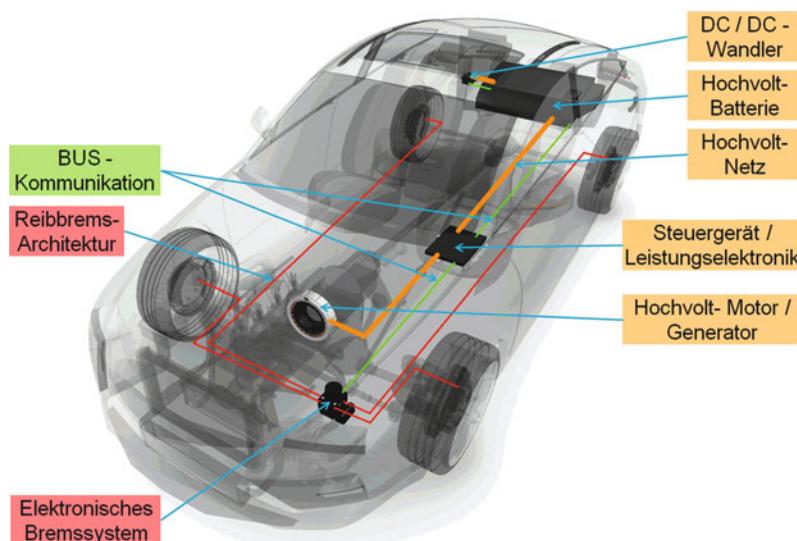


Abb. 22.1 Bremssystem (abstrahiert)

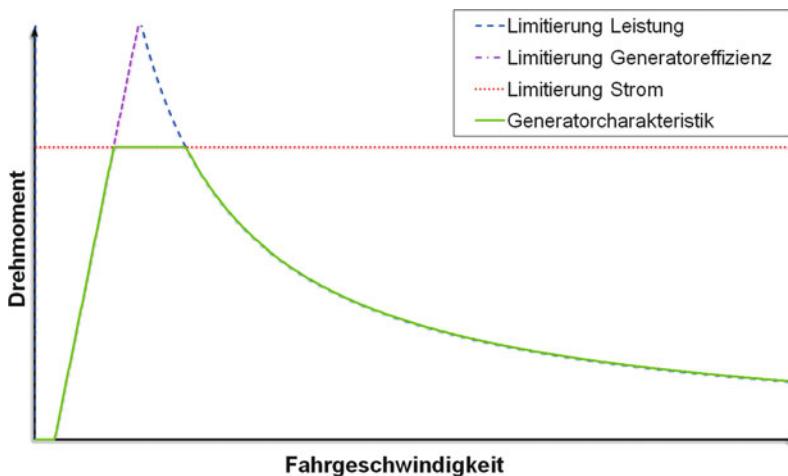


Abb. 22.2 Generatorkennlinie mit Limitierungen

Die Batterie kann jedoch nur in Abhängigkeit mehrerer Parameter geladen oder entladen werden.

Die wichtigsten Parameter sind:

- Batteriekonzept
- Batterieladenzustand
- Batterietemperatur
- Maximaler Lade-/Entlade-Strom

### Generatorcharakteristik

Die Ladestrategie für die Batterie ist, den Generator mit einer über die Leistungselektronik geregelten Leistung in Abhängigkeit der Batterielimitierungen zu betreiben.

Dadurch ergibt sich bei konstanter Leistung  $P$  über den physikalischen Zusammenhang  $P = M \cdot 2 \cdot p \cdot n$  ein variables Drehmoment  $M$  über der Drehzahl  $n$ , welche typischerweise proportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit ist.

Abhängig von der installierten Generatorleistung, der Generatoreffizienz und der möglichen Verwendung bei kleinen Drehzahlen ergibt sich eine spezifische Generatorcharakteristik bzgl. des Drehmomentes über der Fahrzeuggeschwindigkeit.

Die Eigenschaften der Batterie beeinflussen die maximal nutzbare Generatorleistung und damit die maximal mögliche Fahrzeugverzögerung mit dem Generator.

Die Abb. 22.2 zeigt einen typischen Verlauf des Generatormomentes über der Fahrzeuggeschwin-

digkeit mit einer Darstellung der einzelnen Limitierungen.

### 22.1.2 Fahrzeugkonzepte

Die Varianten der Fahrzeugkonzepte mit elektrifizierten Komponenten im Antriebsstrang sind vielfältig.

Man unterscheidet grundsätzlich zwischen Hybridfahrzeugen mit jeweils zwei unterschiedlichen Energiewandlern und Energiespeichern (z. B. Verbrennungsmotor, betrieben mit flüssigem Kraftstoff, und Elektro-Motor mit Batterie) und reinen Elektrofahrzeugen.

Die sogenannten „Range-Extender“-Fahrzeuge nehmen eine Sonderstellung ein, da hier der Verbrennungsmotor ausschließlich zur Erzeugung des elektrischen Stroms eingesetzt wird und keine direkte Verbindung zu den angetriebenen Rädern besteht.

Folgende Abkürzungen sind gebräuchlich:

- HEV = Hybrid Electric Vehicle
- PHEV = Plugin Hybrid Electric Vehicle
- EV = Electric Vehicle

### Hybridfahrzeuge

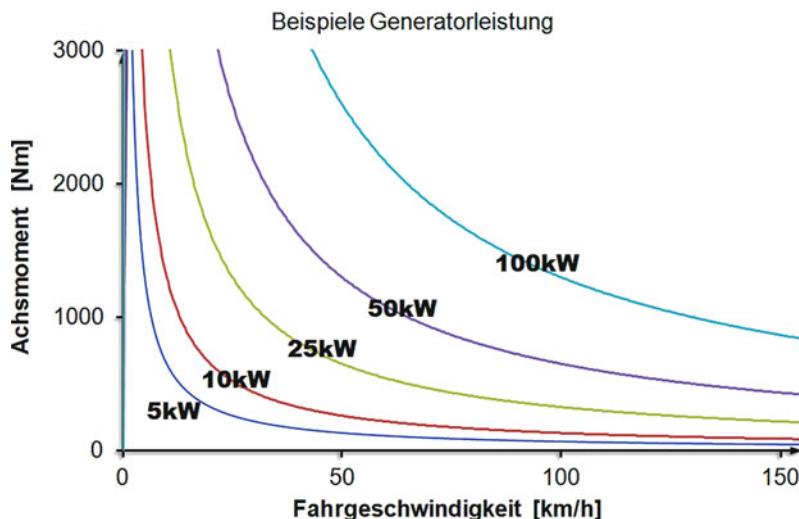
Abhängig von der installierten elektrischen Leistung, der Batteriegröße und der evtl. vorhandenen Möglichkeit, rein elektrisches Fahren zu realisieren,

**Tabelle 22.1** Übersicht Hybridfahrzeuge

	Generator-grösse	Bordnetz-spannung	Start-Stopp-Funktion	Boost	Rekuperation	Elektrisches Fahren
Mikro-Hybrid <sup>a</sup>	< 5 kW	12 V	x	-	(x)	-
Mild-Hybrid	> 10 kW	> 60 V	x	x	x	-
Voll-Hybrid	> 20 kW	> 60 V	x	x	x	< 5 km
Plugin-Hybrid	> 50 kW	> 60 V	x	x	x	> 10 km

<sup>a</sup> Kein Hybrid im herkömmlichen Sinne, da kein elektrischer Antrieb vorhanden ist.

Die möglichen Generatordrehmomente in Abhängigkeit verschiedener Generatornennleistung zeigt die **Abb.22.3**.

**Abb. 22.3** Generatorkennlinien für verschiedene Generatorleistungen

unterscheidet man verschiedene Arten von Hybridfahrzeugen.

Die Grenzen sind jeweils fließend, die Werte in **Tab.22.1** sind nur ungefähre Angaben. Die möglichen Generatordrehmomente in Abhängigkeit von verschiedenen Generatornennleistungen zeigt **Abb.22.3**.

## Elektrofahrzeuge

Bei Elektrofahrzeugen ohne Range-Extender ist die Reichweite eine entscheidende Kenngröße.

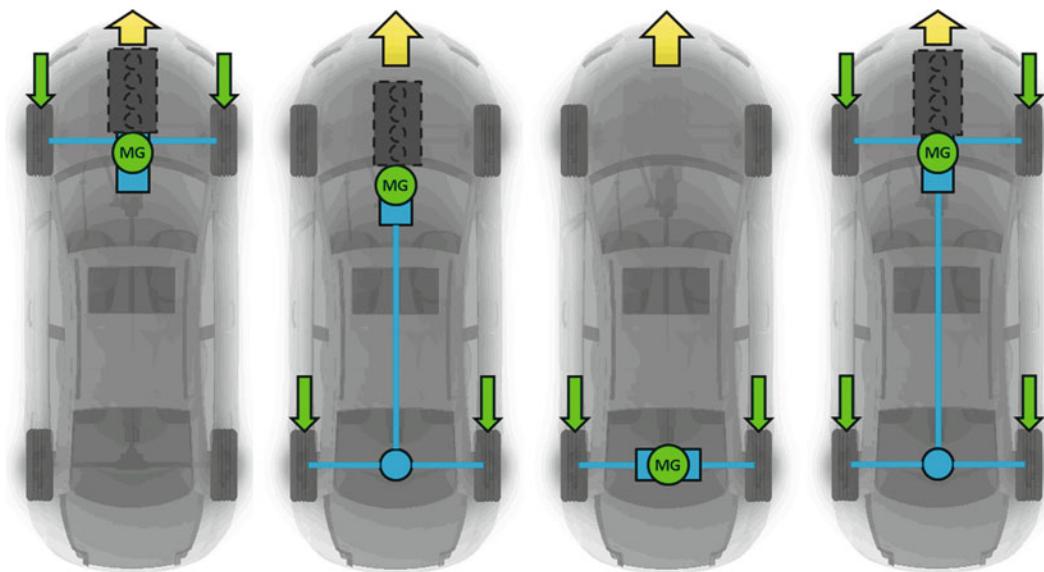
Um hohe Fahrzeugreichweiten zu ermöglichen, müssen große und schwere Batterien eingesetzt werden, die zusätzlich sehr teuer in der Anschaffung sind.

Daher muss die kinetische Energie möglichst effizient durch die Rekuperation umgewandelt, gespeichert und zum Antreiben des Fahrzeugs wieder genutzt werden.

Es kann sogar sinnvoll und wirtschaftlich sein, sehr aufwendige und damit auch teure Bremssysteme einzusetzen, um damit Kosten, Gewicht und Größe bei der Batterie einzusparen.

### 22.1.3 Antriebs-/Achskonfigurationen

Mit dem heutigen Stand der Technik wirken die elektrischen Antriebe in der Regel auf eine bzw. beide Fahrzeugachsen. In der jeweiligen Ausführung



■ Abb. 22.4 Beispiele Antriebsstrangkonfigurationen

gibt es Systemkonfigurationen mit einer oder mit mehreren Getriebestufen.

Die □ Abb. 22.4 zeigt einige typische Antriebsstrangkonfigurationen. Darüber hinaus sind diverse andere Konfigurationen wie Radnabenmotoren oder mehrere elektrische Antriebe pro Achse denkbar. Der Verbrennungsmotor ist nur bei Hybridefahrzeugen notwendig oder kommt als Range-Extender in Elektrofahrzeugen zum Einsatz.

Die Integration des Antriebstranges in das Bremsystem hat zur Folge, dass sich eine geänderte Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse gegenüber einem konventionellen Bremsystem ergibt.

Im Folgenden sind PKW-typische Bremskraftverteilungsdiagramme (vgl. ▶ Abschn. 2.4 Bremsstabilität und Bremskraftverteilung) für drei Antriebsstrangkonfigurationen unter der Annahme angegeben, dass die Bremsmomente der Reibbremse möglichst gering eingestellt werden.

### **Elektrischer Antrieb an der Vorderachse**

In dieser Antriebsstrangkonfiguration wirkt der elektrische Antrieb auf die Vorderachse des Fahrzeugs. Um einen verlängerten Bremsweg auf Fahrbahnen mit Schnee oder Eis zu vermeiden, sollten die Bremsmomente, die über den elektrischen An-

trieb gestellt werden, ab einer Gesamtverzögerung von größer als 0,3 g begrenzt und die Bremskraftverteilung auf die installierte Verteilung der Reibbremse zurückgeführt werden (s. □ Abb. 22.5).

### **Elektrischer Antrieb an der Hinterachse**

Die Bremsmomente, die in dieser Antriebsstrangkonfiguration über den elektrischen Antrieb gestellt werden können, sind durch die resultierende Einfederung der Hinterachse (subjektives Fahrer-Empfinden bzgl. Nickverhalten) sowie die maximal umsetzbaren Längskräfte am Reifen begrenzt. Um zu vermeiden, dass die Hinterachse vor der Vorderachse die Blockiergrenze erreicht und es so zu einem instabilen Fahrverhalten kommt, sollte die Bremskraftverteilung ab einer Gesamtverzögerung von größer als 0,2 g auf die installierte Verteilung der Reibbremse zurückgeführt werden (s. □ Abb. 22.6). Zusätzlich sind weitere Limitierungen in Abhängigkeit vom Kraftschluss der Hinterachse notwendig.

### **Elektrischer Antrieb an beiden Achsen**

Die Bremsmomente, die in dieser Antriebsstrangkonfiguration über den elektrischen Antrieb gestellt werden können, wirken mit einer festen oder mit einer variablen Verteilung auf beide Fahrzeugachsen. Je nach Auslegung des Antriebsstranges (Momen-

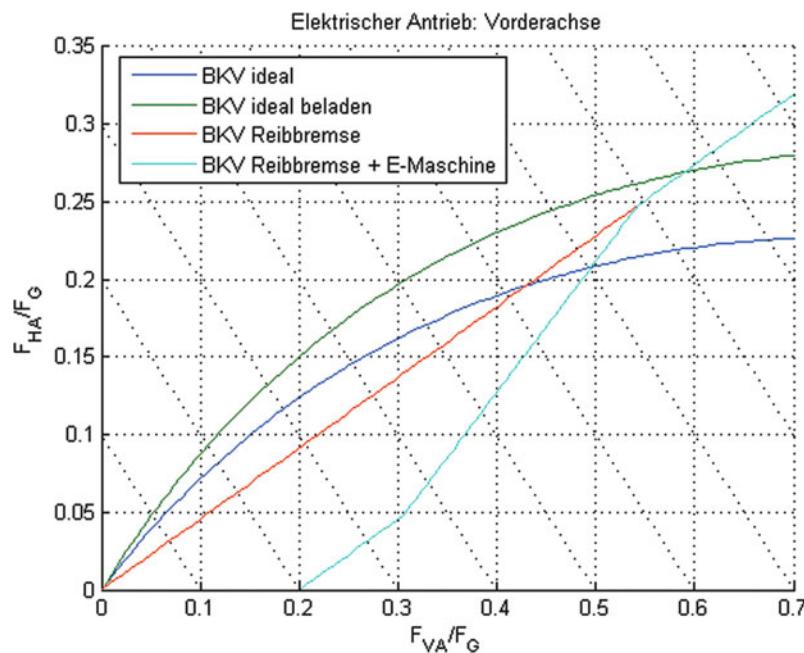


Abb. 22.5 Bremskraftverteilungsdiagramm

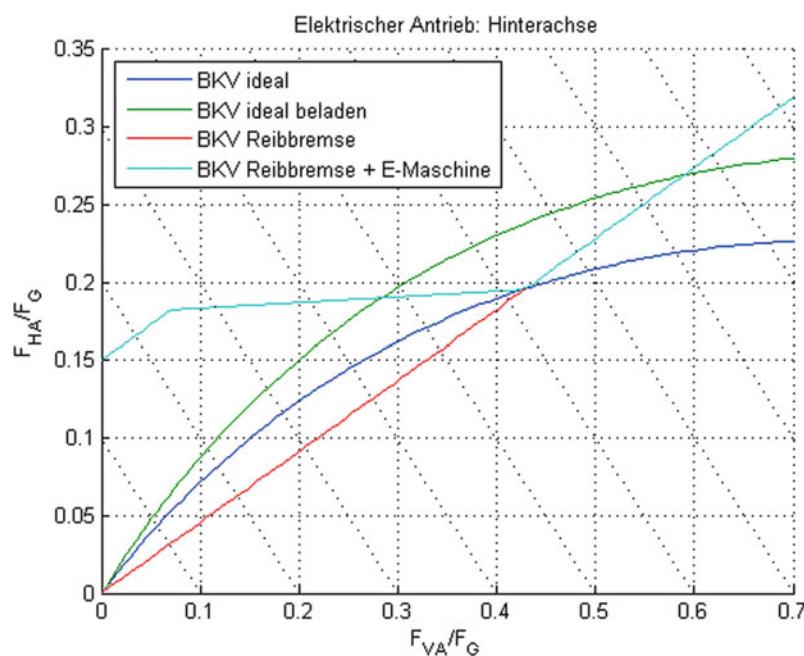


Abb. 22.6 Bremskraftverteilungsdiagramm

## 22.1 · Einleitung

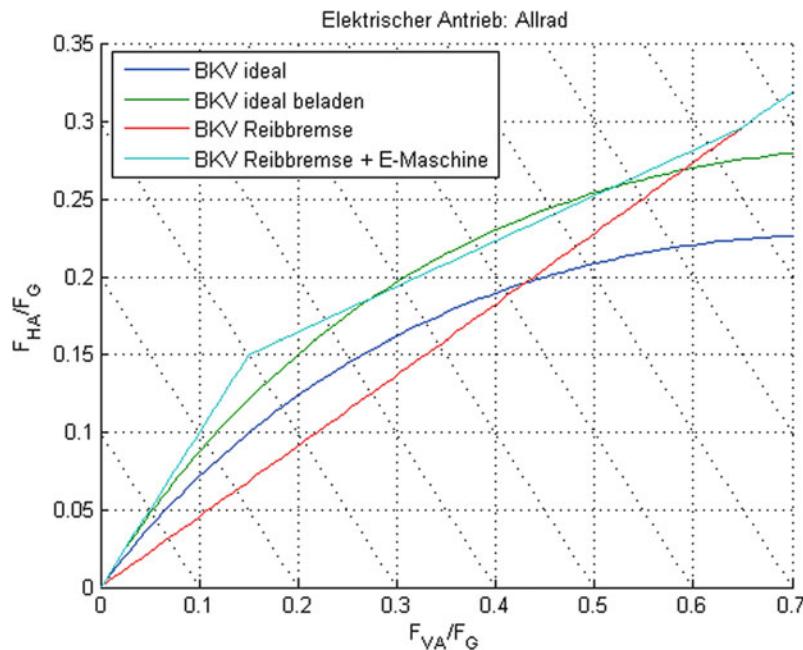


Abb. 22.7 Bremskraftverteilungsdiagramm

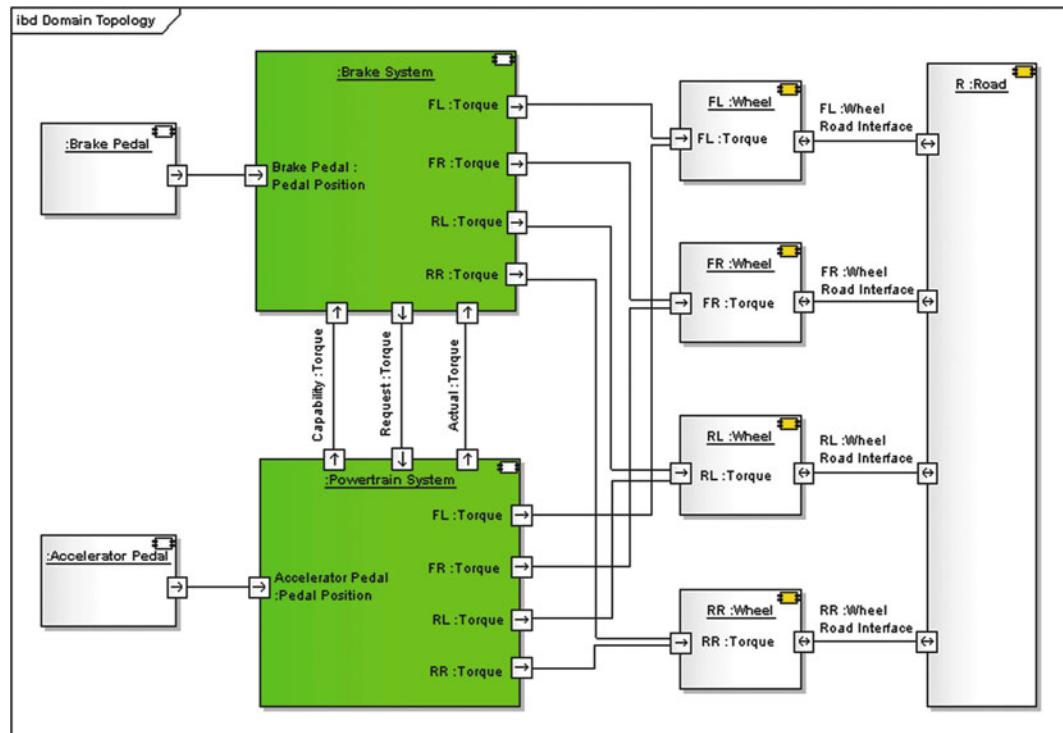


Abb. 22.8 Architektur auf Systemebene

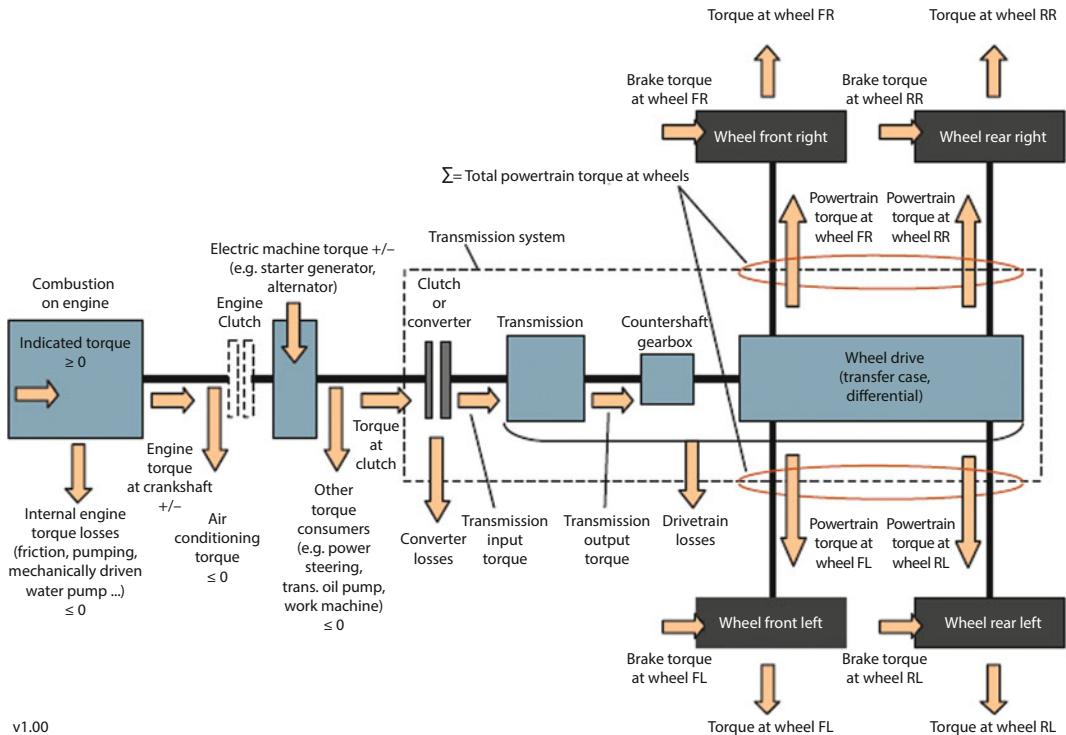


Abb. 22.9 AUTOSAR Powertrain Domain V2.0.0 R4.0 Rev.1. (Quelle: AUTOSAR)

tenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse) sollten auch hier die Bremsmomente, die über den elektrischen Antrieb gestellt werden, begrenzt und die Bremskraftverteilung auf die installierte Verteilung der Reibbremse zurückgeführt werden (Beispiel, s. Abb.22.7).

#### 22.1.4 System-Architektur

Um elektrisches regeneratives Bremsen zu realisieren, muss das Bremssystem mit dem Antriebssystem vernetzt werden. Das ist mit dem Einsatz heutiger Bremssysteme bereits Stand der Technik.

Die Stellbefehle zum elektrisch regenerativen Bremsen werden dabei vom Bremssystem generiert, vom Antriebssystem umgesetzt und aus Sicherheitsgründen vom Bremssystem wieder zurückgelesen (vgl. Abb.22.8).

Die Definition des Vorzeichens für die Bremsmomente des elektrischen Antriebsstranges erfolgt

dabei vorzugsweise nach der AUTOSAR-Spezifikation, welche die Momente in der Wirkrichtung von den Rädern in den Antriebsstrang negativ definiert (vgl. Abb.22.9). Damit bleibt das Vorzeichen für die Bremsmomente unabhängig von der Fahrtrichtung immer gleich.

## 22.2 Anforderungen an das Bremssystem

Durch die zuvor genannten Rahmenbedingungen ergeben sich spezielle Anforderungen an das Bremssystem, die im Einzelnen näher erläutert werden.

### 22.2.1 Anforderung Fahrerwahrnehmung

Der Fahrer erwartet beim Abbremsen des Fahrzeugs ein konstantes, reproduzierbares Bremspedalgefühl und Verzögerungsverhalten. Dafür kann

## 22.2 · Anforderungen an das Bremssystem

man bestimmte Wahrnehmbarkeits- und Akzeptanzschwellen annehmen.

Das Pedalgefühl unterscheidet sich von Fahrzeug zu Fahrzeug. Der Fahrer ist aber in der Regel in der Lage, sich sehr schnell an das jeweilige Fahrzeug zu adaptieren, solange bestimmte Rahmenbedingungen wie Pedalkraft, Pedalweg, Dämpfung usw. eingehalten werden.

Eine plötzliche Veränderung des Pedalgefühls bzw. des Verzögerungsverhaltens während des normalen Fahrzeugbetriebs, zum Beispiel während einer typischen Komfortbremsung, ist allerdings nur bis zu einem bestimmten Grad akzeptabel. Eine größere Veränderung des Fahrzeugverzögerungsverhaltens ist vom Fahrer nur begrenzt beherrschbar.

Je nach verwendetem Bremssystem (z. B. Teil- oder Voll-by-wire-Systeme) muss das Pedalgefühl möglichst „natürlich“ durch zusätzliche Hardware simuliert werden.

### 22.2.2 Transition Reib-/Generatorbremse

Da die Verzögerungsfähigkeit des Generators in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit variabel ist, muss die Reibbremse entsprechend aus- und eingeblendet werden. Dabei unterscheidet man zwischen der Transition bei hohen Fahrgeschwindigkeiten und bei kleineren Fahrgeschwindigkeiten.

#### Transition bei hoher Fahrgeschwindigkeit

Bei hohen Geschwindigkeiten können über den Generator zunächst nur kleine Fahrzeugverzögerungen realisiert werden. Mit sinkender Fahrgeschwindigkeit steigen das mögliche Drehmoment und damit auch die mögliche Fahrzeugverzögerung.

Um eine konstante Fahrzeugverzögerung zu ermöglichen, muss der Reibbremsanteil kontinuierlich angepasst werden, damit die vom Fahrer gewünschte Fahrzeugverzögerung in der Summe konstant eingestellt wird.

#### Transition bei kleiner Fahrgeschwindigkeit

Bei kleineren Fahrgeschwindigkeiten erreicht das Verzögerungsvermögen des Generators sein Maximum. Ist dieses Maximum größer oder gleich dem Fahrerwunsch bremst allein der Generator das Fahrzeug ab. Die Reibbremse ist in diesem Fall nicht aktiv. Kurz vor dem Fahrzeugstillstand muss jedoch die Fahrzeugverzögerung aus dem Generator bis auf Null reduziert werden.

Das Bremssystem muss diese relativ schnell stattfindende Transition möglichst nahtlos umsetzen. Auch hier ist eine Rückwirkung auf die Fahrerwahrnehmung möglichst zu vermeiden.

Abb. 22.10 zeigt die beiden Übergänge über der Fahrgeschwindigkeit.

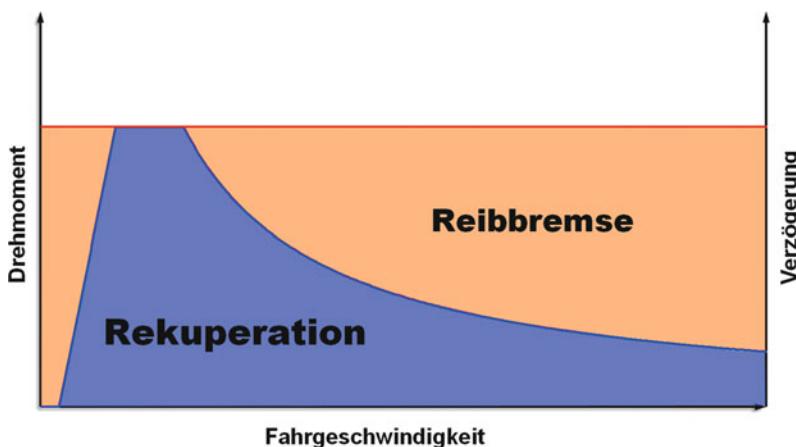


Abb. 22.10 Aufteilung Reibbremse/Rekuperation

### 22.2.3 Notwendigkeit der Adaptierung und Konditionierung der Reibbremse

Während einer Bremsung von hoher Fahrgeschwindigkeit bis in den Fahrzeugstillstand wirken zwei unterschiedliche Aktuatorsysteme mit unterschiedlicher Effizienz, um die Verzögerung des Fahrzeugs zu ermöglichen.

Daher sollte zumindest eines der beiden Systeme entsprechend auf die Umgebungsbedingungen adaptierbar sein und beide Systeme sollten ein möglichst konstantes, reproduzierbares Regelverhalten aufweisen.

Gerade der schnelle Wechsel von Generatorbremse auf Reibbremse kurz vor dem Fahrzeugstillstand kann durch Latenzzeiten und Regelabweichungen zu Auffälligkeiten führen.

#### Adaptierung der Reibbremse

Der Generator lässt sich sehr genau regeln, die Höhe des maximal zur Verfügung stehenden Generatormoments wird über die Kommunikationsschnittstelle übermittelt und ist somit dem Bremssystem bekannt.

Die Reibbremse weist durch die Regelabweichungen in Druck- oder Kraftstellung, besonders

aber durch die Streuung der Reibpaarung Bremsbelag/Bremsscheibe eine höhere Abweichung in der Stellgenauigkeit des Bremsmomentes auf.

Teilweise lassen sich diese Effekte durch Anpassungen in der Ansteuerung ausgleichen. Trotzdem sollte insbesondere das Langzeitverhalten entsprechend adaptiert werden, um das Verhältnis Bremsdruck bzw. Bremskraft zu Verzögerung möglichst konstant zu halten.

#### Konditionierung der Reibbremse

Die Reibbremse muss, gerade bei niedrigen Fahrzeugverzögerungen, nur teilweise eingesetzt werden, da der Generator den Großteil der im normalen Fahrbetrieb auftretenden Fahrzeugverzögerungen alleine realisieren kann. Mehr als 80 % aller Fahrerbremsungen liegen bei Verzögerungen  $< 3 \text{ m/s}^2$ .

Je nach Reibwertverhalten des eingesetzten Bremsbelags kann es erforderlich sein, die Reibbremse bewusst zu konditionieren, in dem man die Reibbremse trotz vorhandener Möglichkeit der Rekuperation zeitweise alleine einsetzt.

Beispielhaft zeigt die Abb. 22.11 eine typische Streuung des Bremsbelagreibwertes in Abhängigkeit von Bremsflüssigkeitsdruck und Reibflächentemperatur.

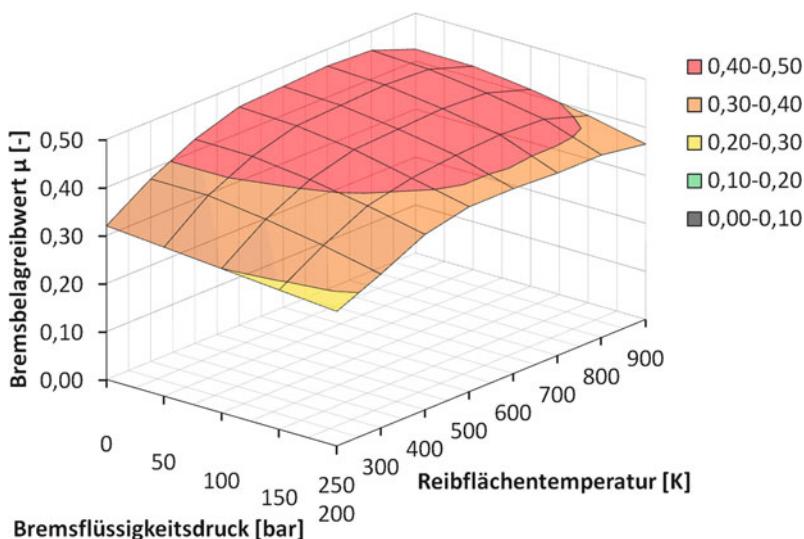


Abb. 22.11 Streuung Bremsbelagreibwerte

Dazu kommt noch die Änderung der Belagreibwerte in Folge von Alterung und Umgebungseinflüssen.

## 22.3 Bremssystemvarianten

Abhängig vom Fahrzeugkonzept und der installierten elektrischen Leistung des Antriebstranges lassen sich unterschiedliche Bremssysteme definieren, die sich bzgl. der Bremsrekuperation in drei Kategorien einteilen lassen.

Dabei gelten u. a. folgende Auswahlkriterien:

- Leistungsfähigkeit des Antriebsstrangs
- Angestrebte CO<sub>2</sub>-Einsparung bzw. Reichweite
- Gewünschte Modularität bzw. plattformübergreifende Verwendbarkeit
- Preis-Leistungs-Verhältnis
- Möglicher Einfluss auf Bremspedalgefühl
- Sicherheitsaspekte

### 22.3.1 Bremssystem ohne Transitionsfähigkeit

In dieser Systemvariante erfolgt die Rekuperation entweder rein gesteuert durch Lösen des Fahrpedals oder teilweise geregelt durch Erfassen des Bremspedalwegs über einen zusätzlichen Pedalweg- oder Pedalkraft-Sensor ohne Transition des Ver-

zögerungsmomentes von Generator- auf die Reibbremse.

Um die Rückwirkung auf das Fahrerempfinden durch die fehlende Transitionsfähigkeit möglichst gering zu halten, gibt es bei dieser Systemvariante Limitierungen für die maximale Höhe des Generatordrehmoments und eine Limitierung der maximalen Ein- und Ausblend-Gradienten.

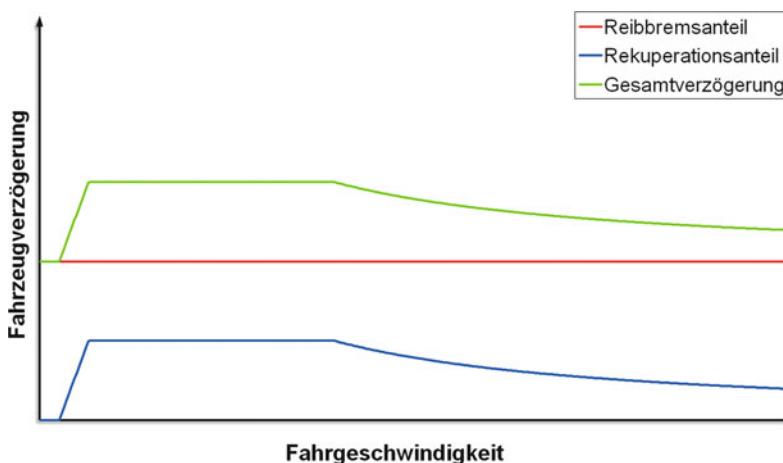
Die sich einstellende Verzögerungsveränderung muss durch den Fahrer kompensiert werden. Ein beispielhafter Verzögerungsverlauf ohne Fahrerreaktion ist in **Abb. 22.12** dargestellt.

Typische Anwendungen für solche Systeme sind kleine Mild-Hybrid-Fahrzeuge, da diese ohnehin bzgl. des maximalen Generatordrehmoments begrenzt sind.

### 22.3.2 Bremssystem mit begrenzter Transitionsfähigkeit

Diese Systemvariante ermöglicht eine teilweise Transition des Verzögerungsmomentes von Generator- auf die Reibbremse. Hauptsächlich die Absenkung des Rekuperationsmomentes beim Bremsen bis in den Stillstand kann mit dieser Systemvariante kompensiert werden.

Um die Effizienz zu erhöhen, kann die Rekuperation situationsabhängig höher als der Fahrerwunsch angefordert werden, unter Inkaufnahme



**Abb. 22.12** Verzögerungsverlauf ohne Transition

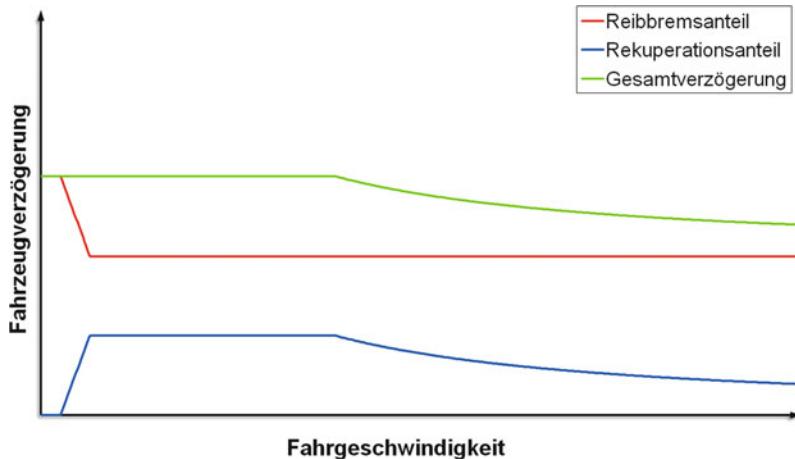


Abb. 22.13 Verzögerungsverlauf mit begrenzter Transition

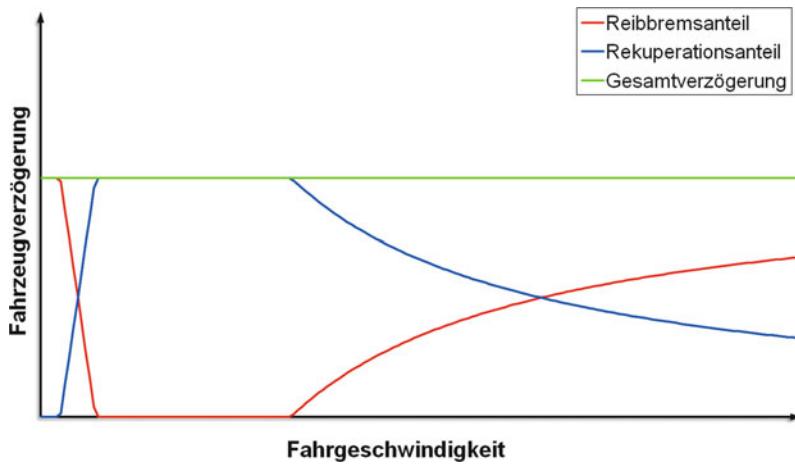


Abb. 22.14 Verzögerungsverlauf mit vollständiger Transition

einer geringen Verzögerungsveränderung, idealerweise unterhalb der Wahrnehmbarkeitsschwelle des Fahrers.

Auch hier gibt es in der Regel Limitierungen für die maximale Höhe des Generatordrehmoments und eine Limitierung der maximalen Ein- und Ausblend-Gradienten.

Einen beispielhaften Verzögerungsverlauf ohne Fahrerreaktion beim Bremssystem mit begrenzter Transitionsfähigkeit zeigt die Abb. 22.13.

Das Anwendungsgebiet für solche Systeme sind Mild-Hybrid-Fahrzeuge bzw. kleine Voll-Hybridfahrzeuge. Das je nach Fahrzeugkonfiguration ggf.

größere Generatordrehmoment wird nicht voll ausgenutzt, dafür ergeben sich Vorteile bzgl. der geringeren System-Komplexität sowie eines günstigeren Systempreises.

### 22.3.3 Bremssysteme mit voller Transitionsfähigkeit

Diese Systemvariante ermöglicht eine vollständige Transition des Verzögerungsmomentes von Generator- auf die Reibbremse und damit einen nahtlosen Wechsel in allen Betriebssituationen.

## 22.4 · Systemauslegung des Teilsystems Reibbremse

Je nach verwendeter Antriebskonfiguration kann es jedoch auch bei dieser Variante Limitierungen geben, um zum Beispiel die Fahrzeugstabilität nicht negativ zu beeinflussen. Die zur Anwendung kommenden Systeme bieten jedoch auch hier Vorteile, da die notwendigen Transitionen für den Fahrer weitgehend rückwirkungsfrei erfolgen.

Typischerweise wird bei diesen Systemen das Bremspedal vom Bremssystem entkoppelt und das System wird als Fremdkraftbremssystem ausgeführt (Brake-by-wire). Dadurch muss das Bremspedalgefühl simuliert werden. Bei Teil-by-wire-Systemen, bei denen z. B. nur eine Achse by-wire betrieben wird, entfällt diese Notwendigkeit.

Die Nachteile von By-wire-Systemen liegen in der resultierenden Komplexität, dem höheren Systempreis sowie der Herausforderung, alle Sicherheitsanforderungen zu erfüllen.

Die Abb. 22.14 zeigt einen beispielhaften, konstanten Verzögerungsverlauf ohne Fahrerreaktion.

Das Anwendungsgebiet für solche Systeme sind Fahrzeugkonzepte mit kleiner und großer elektrischer Reichweite wie HEV-, PHEV- und EV-Fahrzeuge.

## 22.4 Systemauslegung des Teilsystems Reibbremse

Durch die neuen Funktionalitäten ergeben sich zum Teil auch neue Anforderungen an die vorhandenen Reibbremssysteme.

### 22.4.1 Hydraulik THZ bis Bremssattel

Bei Verwendung eines konventionellen Bremssystems mit vollständiger oder teilweiser Verkopplung des Bremspedals mit der Bremsanlage wird in der Regel der bereits vorhandene Leerweg bis zum ersten Druckaufbau vergrößert.

Die Realisierung dieser Leerwegvergrößerung lässt sich zum Beispiel im THZ und/oder einem vergrößerten Lüftspiel der Bremssättel darstellen.

Bei By-wire-Bremssystemen ist diese Veränderung aufgrund der mechanischen Entkopplung von Bremspedal und Bremsanlage nicht notwendig.

### 22.4.2 Reibpaarung Bremsbelag/Bremsscheibe

Aufgrund der geringeren Verwendung der Reibbremse bei typischen Komfortbremsungen ergeben sich veränderte Anforderungen bezüglich Reibwert- und Verschleißverhalten der Reibpaarung Bremsbelag und Bremsscheibe. Für ein optimales Transitionsverhalten ist zum Beispiel ein möglichst konstanter Reibwert für alle möglichen Einflussfaktoren zielführend. Bei dem Verschleißverhalten muss man je nach Fahrzeugkonfiguration Unterschiede zwischen Vorder- und Hinterachse beachten.

### 22.4.3 Vakuumbereitstellung

Durch die neuen Fahrzeug-Betriebszustände des elektrischen Fahrens muss bei Verwendung von Bremsanlagen mit Vakuum-Bremskraftverstärker eine entsprechende Vakuumversorgung sichergestellt werden. In der Regel kommen dafür elektrische Vakumpumpen zum Einsatz, die bezüglich Laufzeit und Schaltzyklen entsprechend ausgelegt werden müssen.

Bei reinen Fremdkraftbremssystemen entfällt diese Notwendigkeit.

### 22.4.4 Fahrerwunsch-Sensorik

Für die Realisierung der regenerativen Bremsfunktion ist es erforderlich, den Fahrerbremswunsch kontinuierlich zu erfassen.

Da die relevanten Bremsmanöver für die regenerative Bremsfunktion vorwiegend im Teilbremsbereich liegen und der Fahrer die Verzögerung in diesem Bereich über den Bremspedalweg steuert, wird für die Ermittlung des Fahrerwunsches vorzugsweise die Position der Bremsbetätigung messtechnisch erfasst. Zusätzlich kann auch ein Messverfahren eingesetzt werden, das die Kraft an der Bremsbetätigung erfasst. Idealerweise werden beide Größen messtechnisch erfasst, um das Bremspedalgefühl möglichst gut darstellen zu können. (vgl. Abb. 22.15)

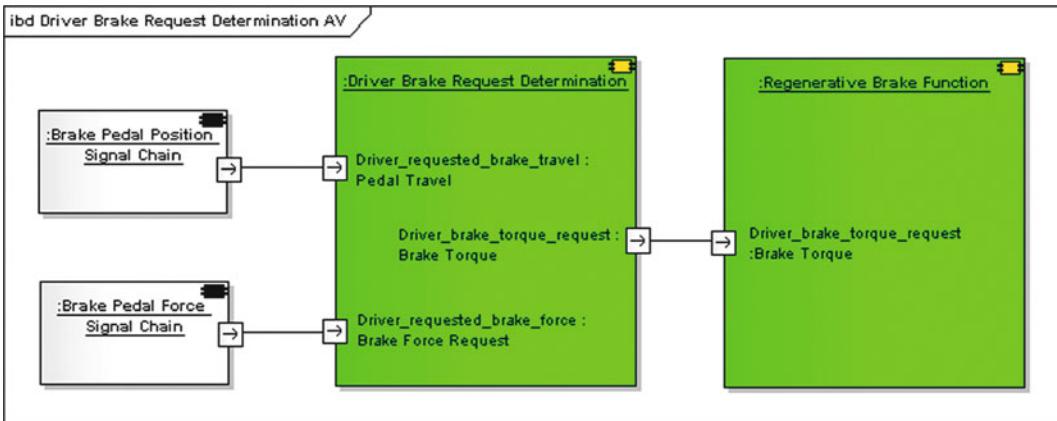


Abb. 22.15 Teilarchitektur Fahrerwunsch

## 22.5 Sicherheitskonzepte

Für die Erfassung des Fahrerbremswunsches mit anschließender Umsetzung über den elektrischen Antriebsstrang müssen generell die Sicherheitsanforderungen des Gesamtbremssystems hinsichtlich möglicher auftretender Fehler betrachtet werden. Dabei sind im Wesentlichen zwei Aspekte relevant, die im Folgenden beschrieben werden sollen.

Ist das Gesamtbremssystem so ausgelegt, dass das System mit der Reibbremse die Betriebsbremswirkung nach der ECE-Regelung 13 erreicht, so kann der elektrische Antriebsstrang in der Sicherheitsrelevanz für den Top-Event „fehlerhafte Unterbremsung“ heruntergestuft werden. Trifft dies nicht zu, muss der elektrische Antriebsstrang die Sicherheitsanforderungen des Gesamtbremssystems mit abdecken.

Ist die maximale Verzögerung des elektrischen Antriebsstrangs auf ein Maß limitiert, welches bei einer ungewollten Bremsung für den Fahrer beherrschbar bleibt, so kann der elektrische Antriebsstrang in der Sicherheitsrelevanz für den Top-Event „fehlerhafte Überbremsung“ heruntergestuft werden. Andernfalls muss der elektrische Antriebsstrang die Sicherheitsanforderungen des Gesamtbremssystems mit abdecken.

Zusammengefasst bedeutet dies, je höher die Bremsmomente über den Antriebsstrang ausgelegt werden, desto höher sind die Sicherheitsanforderungen, die an den elektrischen Antriebsstrang ge-

stellt werden müssen. Auf der Grundlage der statistischen Verteilung der Bremsprofile sowie der Aufwände für die Umsetzung der jeweiligen Sicherheitsanforderungen ist es sinnvoll, die elektrischen Bremsmomente generell in ihrer Höhe zu begrenzen, selbst wenn die elektrische Leistung des Antriebstranges höhere Bremsmomente zulassen würde.

## 22.6 Einfluss auf Verbrauch bzw. CO<sub>2</sub>-Emission und Reichweite

Der Hauptgrund für die Verwendung eines komplexen Bremssystems mit großen Freiheitsgraden ist das Potenzial für die CO<sub>2</sub>-Emissionsreduzierung bzw. die Reichweiten-Verlängerung.

Unterscheiden kann dabei zwischen dem möglichen Vorteil bei den vorgeschriebenen und definierten Verbrauchszyklen und dem Potenzial, im alltäglichen Fahrbetrieb echte Einsparungen mit dem Gesamtfahrzeug zu erzielen. In der Gesamt-betrachtung muss die Effizienzsteigerung dem höheren Aufwand an Kosten und Gewicht gegenüber gestellt werden.

Das Bremssystem kann nur den Anteil der genutzten Rekuperation beeinflussen. Ausgehend von 100 % möglicher Rekuperation bei idealem Bremssystem ergibt sich eine kleinere Effizienz je weniger Rekuperationspotenzial ein Bremssystem besitzt.

## 22.6 · Einfluss auf Verbrauch bzw. CO<sub>2</sub>-Emission und Reichweite

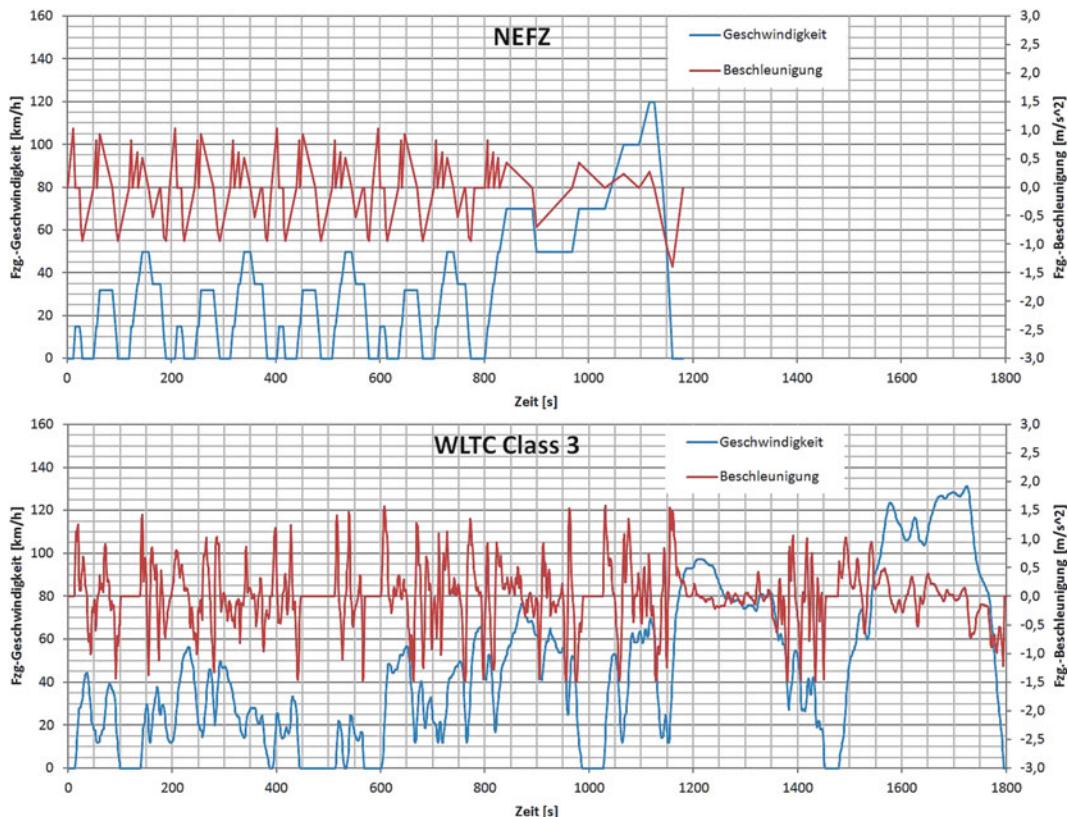


Abb. 22.16 Beispiele Verbrauchszyklen

### 22.6.1 Verbrauchszyklen

Je nach Einsatzgebiet des jeweiligen Fahrzeugs gelten unterschiedliche Fahrzyklen. Typischerweise ist in diesen Fahrzyklusdefinitionen ein Geschwindigkeitsprofil über der Zeit definiert. Dieses Profil wird in der Regel auf einem Rollenprüfstand gefahren und die CO<sub>2</sub>-Emmission bzw. der Energieverbrauch für die gefahrene Strecke gemessen.

Die typischen Fahrzyklen weisen nur relativ wenige und niedrige Fahrzeugverzögerungen auf. Daher ist der mögliche Einfluss der Rekuperation vergleichsweise gering. In Zukunft sollen hier Fahrzyklen eingesetzt werden, die aus realen Fahrprofilen und einer größeren statistischen Breite gewonnen wurden. (z. B. HYZEM o. ä.)

#### Beispiele für Fahrprofile

- NEFZ (Europa)

- FTP75 (USA)
- 10–15 Mode (Japan)
- WLTC (Weltweit)

Die Abb. 22.16 zeigt die beiden Profile NEFZ (englisch NEDC) und WLTC im Vergleich.

#### Realer Einfluss

Je nach Einsatzgebiet des Fahrzeugs ergeben sich unterschiedliche Potenziale durch den Einsatz der Rekuperation.

Bei HEVs ergibt sich durch den Einsatz der Rekuperation ein CO<sub>2</sub>-Einsparpotenzial vorwiegend im Stop-und-Go-Verkehr, während es bei längeren Überlandfahrten nur ein geringes CO<sub>2</sub>-Einsparpotenzial gibt.

Bei EVs ergibt sich durch den Einsatz der Rekuperation kein direktes CO<sub>2</sub>-Einsparpotenzial aber eine Verlängerung der Reichweite, die im Zuge der

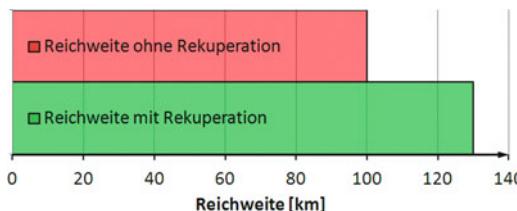


Abb. 22.17 Reichweiten Potenzial

Elektromobilität eine zunehmend wichtige Rolle einnehmen wird.

Das Reichweitenpotenzial für einen Kleinwagen ohne Rekuperation und mit optimaler Rekuperation bei einem Fahrprofil ähnlich dem US-Zyklus wird in Abb. 22.17 gezeigt.

## 22.7 Ausblick

Durch die neuen Fahrzeugarchitekturen und Bordnetze mit höheren Betriebsspannungen ergeben sich Potenziale für Neuentwicklungen.

Die erste Anforderung, gerade bei reinen Elektrofahrzeugen, ist es, eine vakuuminabhängige Bremskraftverstärkung darzustellen. Das Bremsys-

tem soll dabei möglichst viele Freiheitsgrade bieten, um unabhängig vom Fahrer Bremsmomente radindividuell stellen zu können.

Die zur Verfügung stehenden Rekuperationspotenziale sollen möglichst zu 100 % nutzbar sein, ohne funktionale oder sicherheitskritische Einbußen.

Antriebsstrangseitig sind dafür intelligente Allradsysteme notwendig, die achs- oder radindividuell über den Generator bremsen können, um eine möglichst ideale Bremskraftverteilung einzustellen.

Bremsenseitig müssen dafür bei Zentralaktuatoren, wie elektrischen Betätigungsystmen, Modulationseinheiten vorgesehen werden, die radindividuelle Verteilungen ermöglichen.

Eine mögliche Entwicklung könnten rein elektrisch betätigte bzw. betriebene Bremsen sein. Aber auch vollständig integrierte Fahrwerksmodule pro Rad inkl. Feder, Dämpfer, Aufhängung, optional Antriebsmotor und Bremse sind denkbar. Diese so genannten „intelligent corner“ würden dann neben der mechanischen Anbindung nur noch eine elektrische Schnittstelle an das Fahrzeug benötigen.

Eine solche, vereinfachte Fahrzeugarchitektur ist in Abb. 22.18 exemplarisch dargestellt.

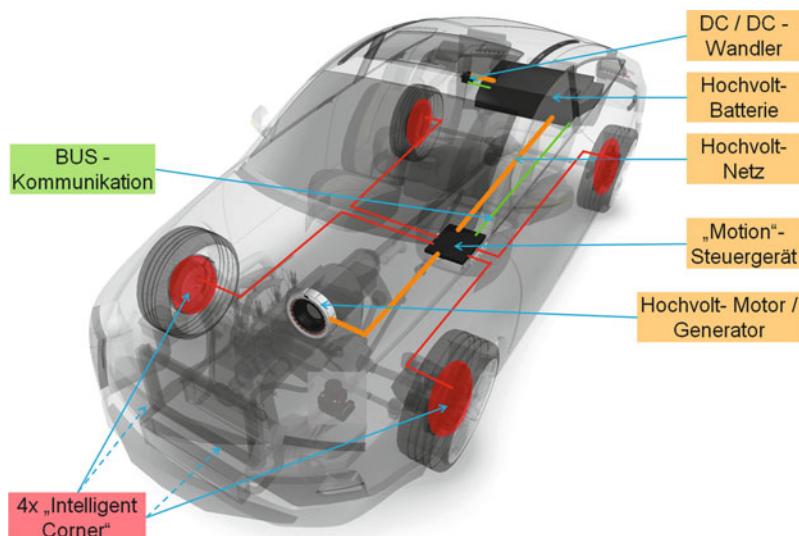


Abb. 22.18 Zukunftssystem

# Die Bremsanlage in Fahrerassistenzsystemen

*Anton van Zanten*

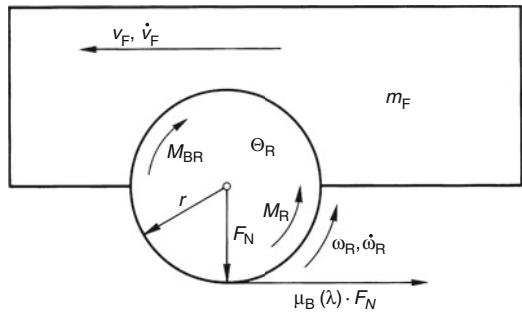
- 23.1 Übersicht, Funktion und Anforderungen an die Fahrerassistenzsysteme für PKW – 520**
  - 23.1.1 Antiblockiersystem ABS – 520
  - 23.1.2 Antriebsschlupfregelung ASR – 524
  - 23.1.3 Elektronisches Stabilitätsprogramm ESP – 526
  - 23.1.4 Elektronische Bremskraftverteilung EBV – 536
  - 23.1.5 Electronically Controlled Deceleration ECD – 537
  - 23.1.6 Hilldescent HDC – 537
  - 23.1.7 Bremsassistent BA – 538
  - 23.1.8 Aktive Gespannstabilisierung – 541
- 23.2 Funktion der Bremsanlage in Fahrerassistenzsystemen – 541**
- 23.3 Anforderungen der Fahrerassistenzsysteme an die Bremsanlage – 542**
- 23.4 Ausführungen der Bremsanlage für die Fahrerassistenzsysteme – 542**
- 23.5 Überwachung der Bremsanlage in Fahrerassistenzsystemen – 546**
- 23.6 Ausblick und Perspektiven – 548**
- Literatur – 548**

## 23.1 Übersicht, Funktion und Anforderungen an die Fahrerassistenzsysteme für PKW

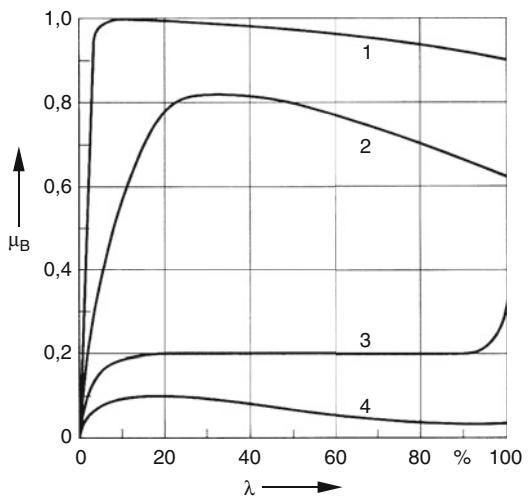
Aktive Fahrsicherheitssysteme sind Regelsysteme im Fahrzeug, die der Unfallvermeidung dienen. Passive Fahrsicherheitssysteme dienen der Reduzierung von Unfallfolgen. In diesem Kapitel geht es um aktive Fahrsicherheitssysteme, welche auf die Bremse einwirken. Solche Systeme sind das *Antiblockiersystem (ABS)*, die *Antriebsschlupfregelung (ASR)* und das *Elektronische Stabilitätsprogramm (ESP)*. Kennzeichnend für die Leistungsfähigkeit dieser Systeme ist die Geschwindigkeit mit der große Bremskräfte und Bremskraftänderungen erreicht werden können. Bei ABS und ASR wird primär die Raddrehung geregelt, während bei ESP primär die Fahrbewegung geregelt wird. ESP enthält jedoch auch einen Regelkreis zur Regelung der Raddrehung. Es benutzt aber die Regelung der Raddrehung, um in jeder Situation die erforderlichen Längs- und Querkräfte an den Rädern, und damit auch die am Fahrzeug, einzustellen. Liefert das blockierte und das durchdrehende Rad keine Möglichkeit, die Kraftvektoren zwischen Rad und Fahrbahn über die Lenkung zu beeinflussen, so kann durch die Radregelsysteme das Blockieren und das Durchdrehen der Räder vermieden werden. Damit kann ein gewisses Niveau an Fahrstabilität und Lenkbarkeit erhalten bleiben. Im Folgenden werden einige Fahrerassistenzfunktionen, welche auf der elektronischen Regelung der Bremsen beruhen kurz beschrieben und die Anforderungen genannt.

### 23.1.1 Antiblockiersystem ABS

Wird ein Rad gebremst, so dreht es sich langsamer als wenn es nicht gebremst würde [1]. Die Differenz in der Raddrehung zwischen gebremst und ungebremst wird die Schlupfgeschwindigkeit genannt. Bezieht man die Schlupfgeschwindigkeit auf die ungebremste Geschwindigkeit, so entsteht eine dimensionslose Größe, die Reifenschlupf genannt wird. **Abb. 23.1** zeigt den Sachverhalt bei einem gebremsten Rad.



**Abb. 23.1** Bremsung eines Rades



**Abb. 23.2** Schlupfkurven für 1 trockene Fahrbahn, 2 nasse Fahrbahn, 3 Schneefahrbahn, 4 Eisfahrbahn

Wird das Rad mit dem Bremsmoment  $M_{BR}$  abgebremst so entsteht eine Bremskraft  $F_B$ . Vor der Bremsung dreht sich das Rad mit der Geschwindigkeit  $\omega_{R_0} = v_F/r$ , wobei  $v_F$  die Fahrgeschwindigkeit, und  $r$  der Radrollradius ist. Während der Bremsung dreht sich das Rad mit der Geschwindigkeit  $\omega_R$ . Der *Radschlupf* ist nun wie oben beschrieben definiert als  $\lambda = (\omega_{R_0} - \omega_R)/\omega_{R_0}$ . Meistens wird jedoch der prozentuale Wert verwendet.

Zwischen dem Radschlupf und der Bremskraft bzw. Bremsreibbeiwert, besteht ein nichtlinearer Zusammenhang, der die *Reifenschlupfkurve* genannt wird (**Abb. 23.2**).

Der Bremsreibbeiwert  $\mu_B$  ist das Verhältnis zwischen Bremskraft und Aufstandschaft

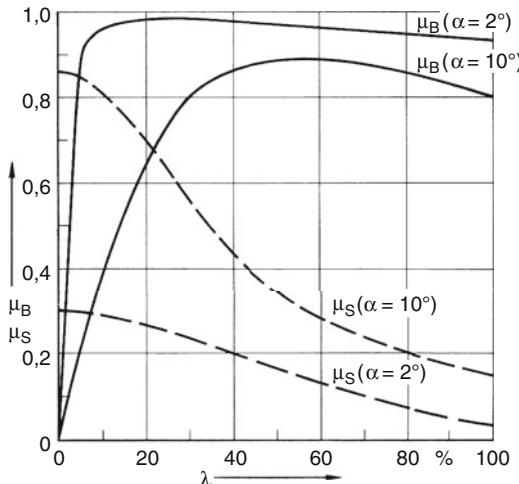


Abb. 23.3 Schlupfkurve bei verschiedenen Schräglaufwinkeln und Abhängigkeit des Seitenreibbeiwerts vom Schlupf

$\mu_B = F_B/F_N$ . Bei steigendem Schlupf steigt zunächst auch der Bremsreibbeiwert. Nach dem Maximum nimmt der Bremsreibbeiwert wieder ab. Dieser Schlupfbereich wird der instabile Bereich der Schlupfkurve genannt. Aus historischen Gründen wird der maximale Bremsreibbeiwert der Haftreibbeiwert  $\mu_{\text{haft}}$  genannt.

Bei einer auf das rollende Rad ausgeübten Seitenkraft  $F_S$  entsteht ein Schräglaufwinkel  $\alpha$ . Der *Schräglauwinkel* ist der Winkel zwischen dem Geschwindigkeitsvektor des Rades und der Radmittellebene. Wird ein Rad gebremst, dann wird die Seitenkraft, bzw. der Seitenreibbeiwert  $\mu_S = F_S/F_N$  kleiner. Ebenso wird der Bremsreibbeiwert durch Seitenkräfte reduziert. Der Zusammenhang zwischen dem Seitenreibbeiwert und dem Reifenschlupf ist in Abb. 23.3 dargestellt.

Wird durch die Radregelung der Schlupfwert begrenzt, dann wird auch die Reduzierung des Seitenreibbeiwerts begrenzt. Somit erzielt die Radregelung die *Stabilität* und die *Lenkbarkeit* des Fahrzeugs.

Die Anforderungen an das ABS sind nun wie folgt [1]:

- Die Bremsregelung soll Stabilität und Lenkbarkeit bei allen Fahrbahnbeschränkungen sicherstellen.

- Das ABS soll den Haftreibbeiwert zwischen den Reifen und der Fahrbahn beim Bremsen maximal ausnutzen.
- Die Bremsregelung muss im gesamten Fahrgeschwindigkeitsbereich bis zum Stillstand funktionieren.
- Die Bremsregelung muss sich Änderungen in der Fahrbahngrippingkeit schnell anpassen, und muss tolerant sein bzgl. Änderungen am Fahrzeug und in der Umwelt.
- ABS muss im gesamten Temperaturbereich von  $-20^\circ\text{C}$  bis  $+120^\circ\text{C}$  voll leistungsfähig sein und darf unterhalb von  $-20^\circ\text{C}$  nicht ausfallen.
- Beim Bremsen auf ungleichen Fahrbahnoberflächen unter den Reifen sollen die dabei auftretenden *Giermomente* so langsam ansteigen, dass sie der Normalfahrer über die Lenkung mühelos ausgleichen kann.
- In Kurven muss das Fahrzeug beim Bremsen stabil und lenkbar bleiben und einen möglichst kurzen Bremsweg aufweisen.
- Prioritäten für ABS bei Geradeausbremsungen und hohen Fahrgeschwindigkeiten:
  1. Bremsweg
  2. Fahrzeugstabilität
  3. Komfort (Geräusch, Pedalpulsieren)
- Prioritäten für ABS bei Fahrverhalten bei hohen Fahrgeschwindigkeiten:
  1. Fahrzeugstabilität
  2. Bremsweg
  3. Komfort (Geräusch, Pedalpulsieren)
- Prioritäten für ABS bei  $\mu$ -Split Bremsung
  1. Bremsweg
  2. Fahrzeugstabilität
  3. Fahrzeuglenkfähigkeit  
(Lenkradwinkelgeschwindigkeit  $< 90^\circ/\text{s}$ )
  4. Fahrzeugquerverschiebung  
( $< 0,5 \text{ m}$  relativ zur Fahrspurmitte)
  5. Komfort (Geräusch, Pedalpulsieren)
- Auch auf welligen Fahrbahnen gilt bei beliebig starker Bremsung die Forderung nach Stabilität, Lenkbarkeit und bestmöglicher Abbremsung.
- Die Bremsregelung muss Aquaplaning erkennen und darauf geeignet reagieren. Stabilität und Geradeauslauf des Fahrzeugs müssen dabei erhalten bleiben.

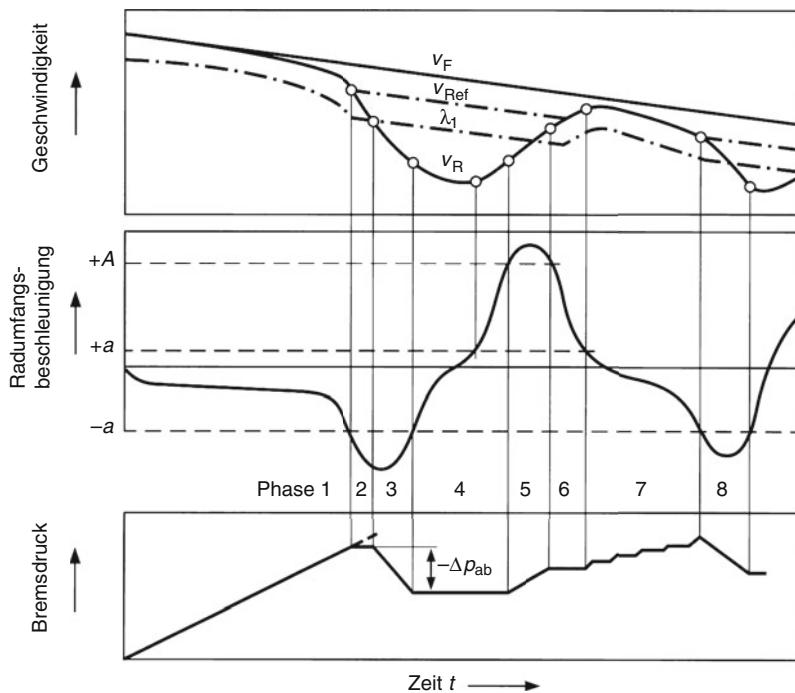
- ABS muss tolerant sein bzgl. Reifentypen und Reifenverschleiß.
- Die Einflüsse des Motors, wenn eingekuppelt gebremst wird, müssen möglichst gering gehalten werden.
- Ein Aufschaukeln des Fahrzeugs durch Schwingungen muss vermieden werden.
- Beim ABS-Bremspedalpulsieren darf keine signifikante Änderung in der Bremspedalposition auftreten.
- Eine Überwachungsschaltung muss ständig die einwandfreie Funktion des ABS kontrollieren. Wenn diese einen Fehler erkennt, der das Bremsverhalten beeinträchtigen könnte, schaltet das ABS ab. Eine Informationslampe zeigt dem Fahrer an, dass nur noch die Basisbremsanlage – ohne die ABS-Funktion – zur Verfügung steht.

Wie bereits beschrieben, muss die ABS-Regelung dazu den Schlupf begrenzen. Aus wirtschaftlichen Gründen wird die Fahrzeuggeschwindigkeit nicht

gemessen, sodass die ungebremste Radgeschwindigkeit, und damit der Schlupf, nicht berechnet werden kann. Aus diesem Grund kann das Regelkonzept nicht auf einer *Schlupfregelung* basieren. Statt dessen beruht das Regelkonzept auf einer *Beschleunigungsregelung*, wobei die Beschleunigungswerte so gewählt werden, dass der Schlupf in der Nähe vom Optimum der Schlupfkurve bleibt.

Zur Beschreibung der Regelfunktion ist in **Abb. 23.4** der Anfang einer ABS-Bremsung vereinfacht dargestellt [1].

In der Phase 1 wird der Bremsdruckanstieg gezeigt, so wie er vom Fahrer über das Bremspedal vorgegeben wird. Das Rad verzögert unter dem Einfluss des Bremsmoments. Wenn die Radumfangsbeschleunigung den Wert  $-a$  erreicht hat wird die weitere Erhöhung des Bremsdrucks in der Radbremse unterbunden und der Bremsdruck konstant gehalten. Der Bremsdruck wird noch nicht reduziert, da durch Achsbewegungen, die vor allem am Anfang der Bremsung groß sind, eine Scheinverzögerung vorgetäuscht wird, die noch nichts mit dem



**Abb. 23.4** Regelkonzept am Anfang einer ABS-Regelung

Erreichen des Maximums der Schlupfkurve zu tun hat. Der Druck wird erst dann abgebaut, wenn die Radgeschwindigkeit  $v_R$  deutlich kleiner geworden ist ( $v_R = r \cdot \omega_R$ ). Dazu wird eine *Referenzgeschwindigkeit*  $v_{Ref}$  gebildet. Diese folgt am Anfang der Bremsung der Radgeschwindigkeit, bis die Beschleunigungsschwelle  $-a$  erreicht wird. Danach wird die Referenzgeschwindigkeit mit einer bestimmten Steigung extrapoliert (am Anfang  $-0,3 \text{ g}$ ). Sobald die Differenz zwischen Radgeschwindigkeit und Referenzgeschwindigkeit eine bestimmte Schwelle  $\lambda_1$  überschreitet, wird der Bremsdruck abgebaut. Mit der Referenzgeschwindigkeit soll die Radgeschwindigkeit nachgebildet werden, bei der die Schlupfkurve ihr Maximum hat.

Der Bremsdruck wird in der Phase 3 so lange abgebaut, bis die Radverzögerung wieder kleiner als  $-a$  geworden ist. Danach wird in der Phase 4 der Bremsdruck konstant gehalten, und eine positive Beschleunigung entsteht. In der Phase 5 überschreitet die Beschleunigung den sehr großen Wert  $+A$ , die Druckhaltephase wird deshalb abgebrochen und der Bremsdruck solange aufgebaut, bis diese Schwelle wieder unterschritten wird. Danach wird die Druckhaltephase weiter fortgesetzt. In der Phase 6 wird der Druck so lange konstant gehalten, bis die Beschleunigung unterhalb des Werts  $+a$  abgefallen ist: der Schlupf hat dann fast einen Punkt auf dem stabilen Ast der Schlupfkurve erreicht. Der Bremsdruck wird wieder, nun gepulst und langsam um lange in der Nähe vom Maximum der Schlupfkurve zu bleiben, erhöht, und der Zyklus wiederholt sich. Der erste Druckpuls ist variabel und kann vom Regler vergrößert werden, um den Schlupf schnell in die Nähe des Maximums zu bewegen. Man spricht bei der ABS-Regelung von Logik wegen ihres logischen Charakters mit den vielen Schwellenabfragen.

Da das Radverhalten um das Maximum der Schlupfkurve herum prinzipiell unabhängig von dem Reibwert der Fahrbahn ist, ist das ABS *selbststellend* bzgl. sich ändernden Reibbeiwerten und Reifenschlupfkurven. Dasselbe gilt für Änderungen in der Bremse, z.B. Bremsfading und Bremsbelagverschleiß. Durch die Wahl der Druckgradienten (Aufbau und Abbau) kann der mittlere Schlupf und damit der Kompromiss zwischen Bremskraft und Seitenkraft in begrenztem Umfang

verändert werden. Wichtig ist aber, dass der Fahrer stark genug auf die Bremse tritt, denn ABS kann nur den Bremsdruck in den Radbremsen gegenüber dem Druck im Hauptbremszylinder absenken und nicht erhöhen.

Oft ist der Fahrbahnreibbeiwert nicht konstant und kann unterschiedliche Werte unter den Reifen haben. Durch die selbststellende Eigenschaft des ABS entstehen unterschiedliche Bremskräfte an den Reifen, die Giermomente auf das Fahrzeug hervorrufen (Abb. 23.5). Bei großen Kraftunterschieden können sehr schnell sehr große Giermomente entstehen, die der Fahrer nicht schnell genug über die Lenkung kompensieren kann. Deshalb muss ABS bei der Kompensation helfen, und es tut dies, in dem die Bremsdruckunterschiede zwischen den linken und rechten Rädern verlangsamt aufgebaut werden. Dieses Merkmal wird „*Giermoment-Aufbauverzögerung*“ (GMA) genannt. In Abb. 23.5

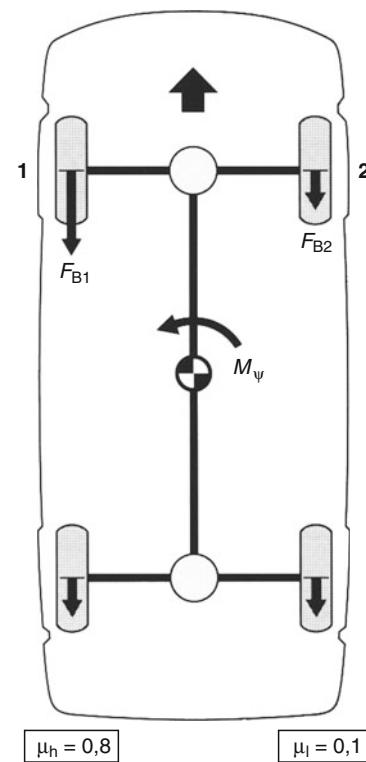
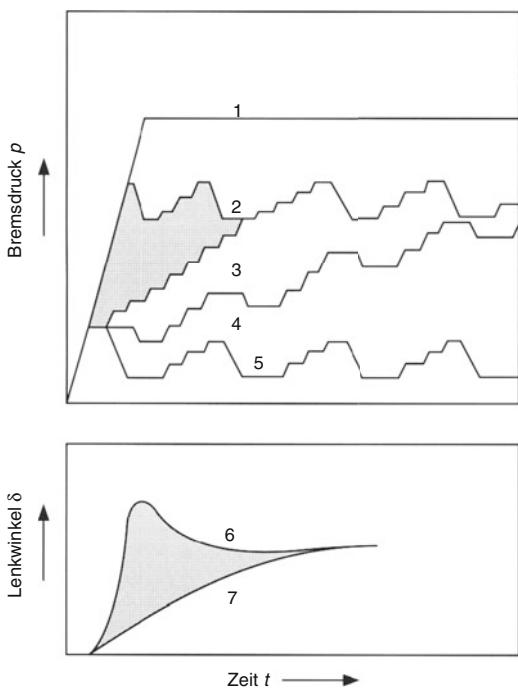


Abb. 23.5 Giermoment durch asymmetrische Bremskräfte bei einer ABS-Bremsung auf  $\mu$ -Split



**Abb. 23.6** Verschiedene Ausgestaltungen der GMA die den Lenkaufwand reduzieren

sind an der Hinterachse die Bremskräfte gleich. Dies wird erreicht, in dem der Bremsdruck auf der linken Fahrzeugseite dem der rechten Fahrzeugseite nachgeführt wird. Man nennt dies eine „Select Low“ Regelung der Hinterachse. Damit wirkt die GMA nur an der Vorderachse.

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, den Bremsdruckunterschied langsam aufzubauen (Abb. 23.6). Dabei ist zu berücksichtigen, dass durch diese GMA der Bremsweg zugunsten einer verbesserten Stabilität zwangsläufig verlängert wird. Es sei mit 1 der Druck im Hauptbremszylinder vorgegeben. Mit 5 ist der Druckverlauf der ABS-Regelung an dem rechten Vorderrad dargestellt. Mit 2 ist der Druckverlauf an dem linken Vorderrad angegeben, wenn die GMA nicht aktiv ist. Dies erfordert einen hohen Lenkaufwand (Kurve 6). Die Verläufe 3 und 4 stellen mögliche GMA-Ausprägungen für den Bremsdruck am linken Rad dar. Der Druckunterschied zwischen den Verläufen 4 und 5 steigt dabei langsamer an als der bei den Verläufen 3 und 5. Jedoch ist der Lenkauf-

wand für den Fahrer bereits deutlich geringer, wenn das linke Rad entsprechend dem Verlauf 3 geregelt wird (Kurve 7).

Man hat leider bei der Ausgestaltung der GMA nicht beliebig freie Wahl. Probleme können bei Kurvenbremsungen auftreten, wenn die GMA die Bremskraft an dem kurvenäußerem Rad zu langsam ansteigen lässt. Die Folge ist nämlich, dass das kurvenäußere Vorderrad dann eine sehr hohe Seitenkraft erreicht, und dass das Fahrzeug *übersteuernd* reagieren kann. Die GMA ist also ein Kompromiss zwischen Beherrschbarkeit bei einer  $\mu$ -Split- und bei einer Kurvenbremsung.

### 23.1.2 Antriebsschlupfregelung ASR

Auch bei durchdrehenden Rädern geht die Führungsfähigkeit des Reifens, wie bei blockierten Rädern, verloren. ASR, die Antriebsschlupfregelung, soll deshalb das Durchdrehen der Räder, durch Reduktion des Motormoments und, falls erforderlich, durch Bremsung der angetriebenen Räder, verhindern. Dabei gelten dieselben Zusammenhänge zwischen Reifenschlupf und den Reifenkräften, wie bei ABS beschrieben.

Die Anforderungen an ASR sind nun folgende [1]:

- Verhinderung des Durchdrehens der angetriebenen Räder bei  $\mu$ -Split und bei glatter Fahrbahn
- Verhinderung des Durchdrehens beim Ausfahren aus vereisten Parkplätzen und Haltebuchten
- Verhinderung des Durchdrehens beim Beschleunigen in der Kurve
- Verhinderung des Durchdrehens beim Anfahren am Berg
- Erhöhung der Kurvenstabilität
- Prioritäten im Fahrverhalten bei ASR
  - bei hohen Fahrgeschwindigkeiten
    1. Fahrzeugstabilität
    2. Komfort (Geräusch, Fahrzeugschaukeln)
    3. Traction
  - bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten
    1. Fahrzeugstabilität
    2. Traction

- 3. Komfort (Geräusch, Fahrzeugruckeln)
- Prioritäten bei Geradeausbeschleunigung aus niedrigen Fahrgeschwindigkeiten
  - 1. Traktion
  - 2. Fahrzeugstabilität
  - 3. Komfort (Geräusch, Fahrzeugruckeln)
- Prioritäten beim Anfahren und Fahren auf  $\mu$ -Split
  - 1. Traktion
  - 2. Fahrzeugstabilität
  - 3. Komfort (Geräusch, Fahrzeugruckeln)
- Reduzierung des Reifenverschleißes
- Reduzierung der Belastung des Differentials
- Warnung des Fahrers beim Eingreifen der Regelung
- Es gelten weiter dieselben Anforderungen wie bei ABS

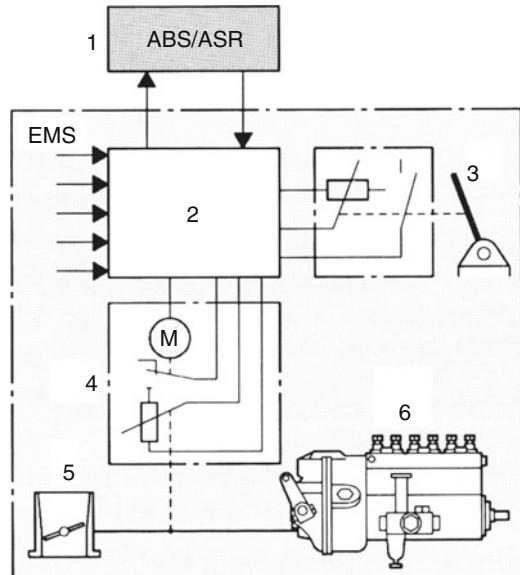


Abb. 23.7 Beeinflussung der Motorleistung durch ASR beim elektronischen Gaspedal

ASR kann das Regelkonzept von ABS (Regelung der Radbeschleunigung) nicht übernehmen. Der Grund ist einerseits, dass durch die große Trägheit der angetriebenen Räder beim eingekuppelten Motor, vor allem in den niedrigen Gängen, das Radverhalten im stabilen und im instabilen Bereich der Schlupfkurve sehr ähnlich ist. Andererseits ist das Antriebsmoment im Gegensatz zum Bremsmoment sehr von der Geschwindigkeit der Raddrehung abhängig. Deshalb muss für ASR ein anderes Regelkonzept gefunden werden. Glücklicherweise ist beim ASR eine Schlupfregelung wohl möglich, denn es können die Geschwindigkeiten der nicht angetriebenen Rädern zur Messung der Fahrgeschwindigkeit herangezogen werden. Für Allradfahrzeuge entfällt diese Möglichkeit. Für diese Fahrzeuge musste deshalb auf den Motoreingriff verzichtet werden. Erst bei der Einführung des ESP wurde ein vollwertiges ASR für diese Fahrzeuge möglich.

Bei ASR kann man grundsätzlich zwischen der Schlupfregelung auf homogener und auf inhomogener Fahrbahn unterscheiden. Bei der homogenen Fahrbahn ist der Reibbeiwert der Fahrbahn an den angetriebenen Rädern gleich. Übersteigt das Motormoment das auf der Fahrbahn übertragbare Moment, so drehen beide Antriebsräder durch. ASR verhindert das Durchdrehen durch Reduzierung des Motormoments. Dies geschieht bei Benzinmotoren durch Reduktion des Drosselklappenswinkels 5 und bei Dieselmotoren durch Zurücknahme

des Verstellhebelwegs der Dieseleinspritzpumpe 6 (Abb. 23.7).

Die Motorleistungssteuerung 2 (EMS) sendet dem ASR ständig das aktuelle Motormoment. Muss nun das Motormoment reduziert werden, so schickt ASR ein Sollmoment zur EMS. Daraufhin wird im EMS das Fahrervorgabemoment 3 in der Priorität heruntergestuft und das vom ASR geforderte Moment eingestellt. Mit einem Stellmotor 4 wird der Drosselklappenwinkel 5 bzw. die Verstellhebelposition 6 angepasst. Das ASR kann dabei das Motormoment gegenüber dem Fahrervorgabemoment 3 nur reduzieren und nicht erhöhen.

Bei inhomogener Fahrbahn dreht zunächst nur das Rad auf dem niedrigen Reibbeiwert  $\mu_l$  durch (Abb. 23.8). Die Antriebskräfte am linken und rechten Rad sind entsprechend dem niedrigen Reibbeiwert (low) beide gleich klein ( $F_l$ ). Damit das Rad auf dem hohen Reibbeiwert (high)  $\mu_h$  größere Antriebskräfte übertragen kann ( $F_h$ ), wird das Rad auf dem niedrigen Reibbeiwert abgebremst, zunächst ohne dass das Motormoment vom ASR reduziert wird. Die Kraft  $F_B$  an der Bremse verursacht eine Erhöhung der Antriebskraft  $F_l$  um den Betrag  $F_B^*$  zur Antriebskraft  $F_h$  auf der  $\mu_h$ -Seite

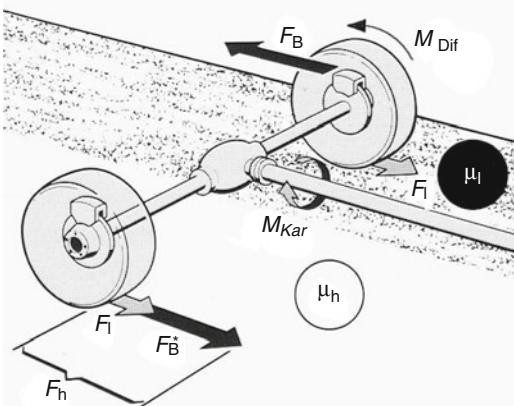


Abb. 23.8 ASR-Traktionsregelung auf inhomogener Fahrbahn

Dabei wird der Bremsdruck so geregelt, dass sich das durchdrehende Rad nur wenig schneller dreht als das andere angetriebene Rad. Erst wenn das Rad auf dem hohen Reibbeiwert auch durchzudrehen beginnt, wird ASR das Motormoment reduzieren.

Durch die Differenzgeschwindigkeit unter hoher Last wird das Differential stark belastet. Die ASR-Regelung muss feinfühlig genug geschehen, um Beschädigungen am Differential zu vermeiden.

Bei Benzinmotoren kann über die Drosselklapsteuerung das Motormoment manchmal nicht schnell genug reduziert werden, um ein Durchdrehen eines Antriebsrades zu verhindern. In dem Fall wird vom ASR über die Motorsteuerung eine Reduzierung des Zündwinkels angefordert, und

es werden beide Antriebsräder gleichzeitig abgebremst (Abb. 23.9). Diese Eingriffe werden zurückgenommen wenn der *Drosselklappeneingriff* zur Wirkung kommt.

Durch die Möglichkeit, auf die Motorleistung Einfluss zu nehmen hat das ASR auch die Möglichkeit geliefert, den Bremsbereich um einen zusätzlichen Eingriff zu erweitern. Es geht hier um die so genannte *Motor-Schleppmomentregelung* (MSR). Wird das Gaspedal losgelassen, so bremsen die angetriebenen Räder das Fahrzeug durch das Motorschleppmoment ab (Motorbremse). Auf glatten Fahrbahnen kann dadurch der Schlupf an den angetriebenen Rädern sehr groß werden, wodurch die Seitenführung größtenteils verloren gehen kann. Die MSR greift dann ein und erhöht das Motormoment, sodass der Schlupf klein gehalten wird. Aus Sicherheitsgründen wird die Motormomenterhöhung durch eine maximale Drosselklappenöffnung von ca. 15° begrenzt.

### 23.1.3 Elektronisches Stabilitätsprogramm ESP

ABS und ASR halten die Räder am Rollen, und sichern damit ein Standardniveau an Lenkfähigkeit und Stabilität des Fahrzeugs. In kritischen querdynamischen Fahrzuständen reichen die erzielbaren Seitenkräfte der Reifen jedoch nicht aus, das Fahrzeug lenkfähig und stabil zu halten. Dies wird in Abb. 23.10 und Abb. 23.11 verdeutlicht.

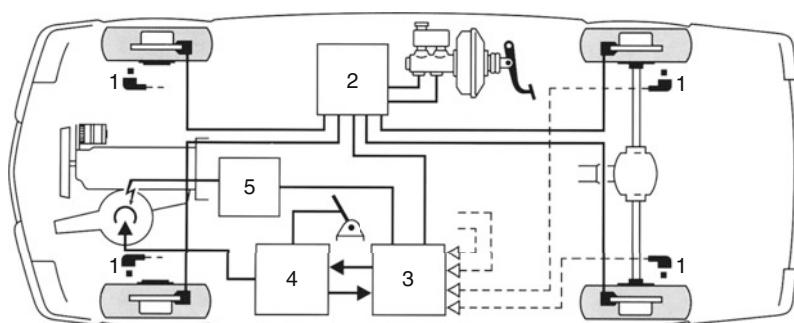
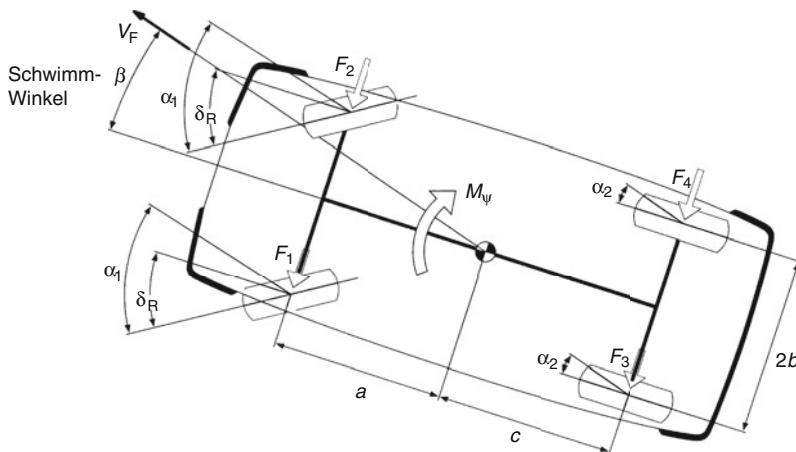
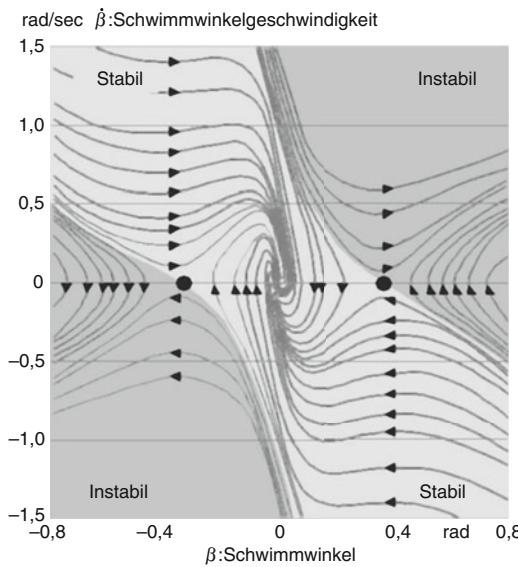


Abb. 23.9 ASR Systemblockschaltbild mit Hydroaggregat 2, ASR-Steuergerät 3, Motorleistungssteuerung 4 und Zündwinkelverstellung 5

### 23.1 · Übersicht, Funktion und Anforderungen an die Fahrerassistenzsysteme für PKW



■ Abb. 23.10 Definition des Schwimmwinkels



■ Abb. 23.11 Stabilitäts- und Instabilitätsbereiche des Fahrzeugs im Phasendiagramm des Schwimmwinkels [2]

■ Abb. 23.11 zeigt für ein frei rollendes Fahrzeug (d. h. nicht gebremst und nicht angetrieben), dass es Fahrzustandsbereiche gibt, in denen das Fahrzeug instabil ist [2]. Im steady state Zustand ist das Fahrzeug für Schwimmwinkel größer als 0,4 rad oder kleiner -0,4 rad instabil. Auch bei kleinen Schwimmwinkeln kann das Fahrzeug, bei entspre-

chend großer Schwimmwinkelgeschwindigkeit, instabil sein. ABS und ASR, die hier nicht eingreifen, können die Fahrstabilität nicht verbessern. Ebenso gibt es auch im ABS- und ASR-Betrieb noch Fahrzustände mit Instabilitätsbereichen. Die Untersuchungen zur Stabilisierung des Fahrzeugs in allen diesen instabilen Bereichen mit Hilfe der ABS- und ASR-Komponenten führte zur Entwicklung des Elektronischen Stabilitäts-Programms (ESP) [1][3].

Bereits am Anfang des Kapitels wurde erläutert, dass sowohl der Bremsreibbeiwert als auch der Seitenreibbeiwert vom Schlupf abhängen. Durch Regelung der Reifenschlupfwerte können damit die Kräfte sowohl in Längsrichtung als auch in Querrichtung und das Giermoment auf das Fahrzeug verändert und der Fahrsituation angepasst werden. Aus diesem Grund wurde beim ESP der Schlupf als fahrdynamische Regelgröße gewählt. Die Wirkung einer Schlupfänderung an einem Rad wird in ■ Abb. 23.12 verdeutlicht.

Gezeigt wird das Fahrzeug bei einer Kurvenfahrt im Grenzbereich. Zur Vereinfachung ist es in einer frei rollenden Situation dargestellt (keine Bremskräfte, keine Antriebskräfte) in der ESP an dem linken Vorderrad eingreift. Vor dem Eingriff wirkt nur eine Seitenkraft von der Größe  $F_{\text{res}}$  ( $\lambda = 0$ ) auf das Rad. Wird das Rad gebremst, so dass ein Schlupf  $\lambda = \lambda_0$  entsteht, so entsteht auch eine entsprechende Bremskraft  $F_B(\lambda_0)$ , während die Seitenkraft durch den Schlupf zu  $F_S(\lambda_0)$  reduziert

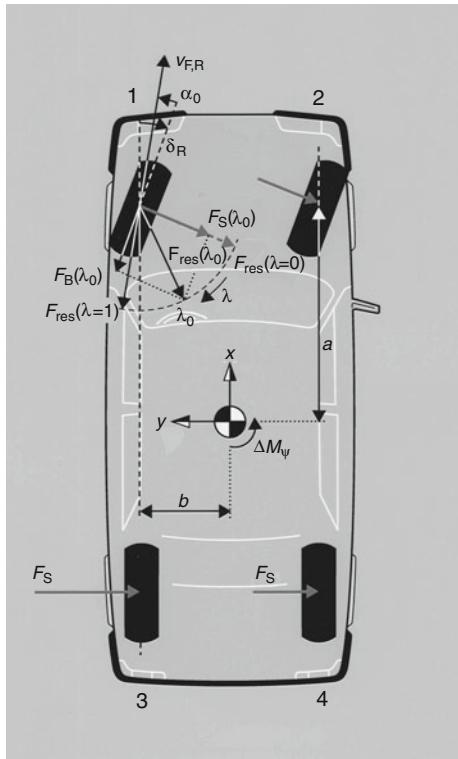


Abb. 23.12 Prinzip der Kraftdrehung am Reifen des frei rollenden Fahrzeugs durch Schlupfänderung

wird. Die vektorielle Summe dieser Kräfte ist  $F_{\text{res}}(\lambda_0)$ . Der Betrag dieses Kraftvektors gleicht in etwa dem der anfänglichen Seitenkraft  $F_{\text{res}}(\lambda = 0)$ , da die physikalische Grenze der Haftung zwischen Reifen und Fahrbahn erreicht ist. Durch die Schlupfänderung wird der Kraftvektor also gedreht, und das Giermoment verändert, wobei die Drehung mit dem Schlupf zunimmt, bis das Rad blockiert ( $F_{\text{res}}(\lambda = 1)$ ).

Zur Erfassung des Fahrzustands werden kostengünstige, fahrzeugtaugliche Sensoren eingesetzt. Dies sind ein *Drehratensor* zur Erfassung der *Giergeschwindigkeit*, und ein *Beschleunigungssensor* zur Erfassung der Querbeschleunigung. Zur Prüfung, ob der Fahrzustand zum Fahrerwunsch passt, werden bei ESP ein Winkelsensor, zur Erfassung des *Lenkradwinkels*, und ein *Drucksensor* zur Erfassung des Bremsdrucks im Hauptbremszylinder eingesetzt. Weiter werden die für ABS und ASR üblichen Radsensoren zur Erfas-

sung der Drehgeschwindigkeiten der Räder verwendet. Ebenso wird ein für ESP-Belange erweitertes ASR-Hydroaggregat zur Schlupfregelung eingesetzt (Abb. 23.13).

Die Anforderungen an ESP beziehen sich auf das Fahrverhalten im querdynamischen Grenzbereich. Das Fahrverhalten wird von Experten subjektiv beurteilt, und die ESP-Abstimmung ist damit personen- und firmenabhängig. Eine Korrelation zu einer objektiven Beurteilung gibt es kaum. Im Grenzbereich können die Reifenkräfte nicht mehr erhöht werden, so dass z. B. bei einer Vollbremsung ein Kompromiss zwischen den Wünschen nach maximalen Längskräften für den kürzesten Bremsweg und maximalen Querkräften für die *Spurstabilität* eingegangen werden muss. Bei einem frei rollenden Fahrzeug muss ein Kompromiss eingegangen werden zwischen Lenkfähigkeit und Stabilität einerseits und unerwünschter Fahrzeugverzögerung andererseits.

Die Anforderungen an ABS und ASR gelten auch für ESP. Weitergehende Anforderungen an ESP sind, wie oben erläutert, eher beschreibender Natur, und beziehen sich auch auf diese Kompromisse:

- ESP muss den Fahrer in allen *Fahrsituationen* unterstützen (beim Bremsen und Beschleunigen, bei Konstantfahrt, ...).
- ESP muss den Lenkaufwand des Fahrers reduzieren.
- Der Fahrer muss sich bzgl. dem Verhalten des Fahrzeugs immer sicher fühlen.
- Der Fahrer darf nicht den Eindruck haben, dass er mit ESP langsamer ist als ohne ESP.
- Die Fahrervorgaben dürfen nicht zur Instabilität des ESP führen.
- Das Fahrzeug muss prompt auf die Lenkvorgabe des Fahrers reagieren.
- ESP muss sofort die Rückkehr zu einer stabilen Fahrsituation erkennen.
- ESP muss die kinematischen Bedingungen und Toleranzen im Lenkstrang berücksichtigen.
- ESP darf in *Steilkurven* auf öffentlichen Straßen nicht unnötigerweise eingreifen (Fahrbahnneigung < 20°).
- ESP darf die Fahrsituation unter keinen Umständen verschlechtern (defekte Stoßdämpfer, Anhänger, Reifenplatten, ...).



■ Abb. 23.13 ESP Komponenten

- ESP muss im Gebirge bis zu einer Höhe von 2500 m ü. M. voll leistungsfähig sein.
- Prioritäten für Vollbremsung (ABS) bei Fahrverhalten bei hohen Fahrgeschwindigkeiten:
  1. Fahrzeugstabilität (Schwimmwinkel < 5°)
  2. Bremsweg: Der Bremsweg darf durch die Stabilisierung nicht größer werden
  3. Komfort (Geräusch, Pedalpulsieren).
- Bei open loop Lenkwinkelsprüngen bei Vollbremsung (ABS) darf der Schwimmwinkel in den ersten 3 Sekunden den Wert von 6 nicht überschreiten.
- Teilbremsung
  1. Die Fahrzeugverzögerung muss dem Hauptbremszylinderdruck folgen
  2. Die Bremskraftverteilung muss so geregelt werden, dass sich ein Minimum an ESP-Regeleingriffen ergibt.
- Prioritäten im Fahrverhalten bei Antrieb (ASR) bei hohen Fahrgeschwindigkeiten
  1. Fahrzeugstabilität
  2. Der Schwimmwinkel darf den Wert von 6° nicht überschreiten
  3. Komfort (Geräusch, Fahrzeugschaukeln)
  4. Traktion.
- Bei open-loop-Kurvenfahrt darf die Querverschiebung des Fahrzeugs 0,5 m nicht überschreiten (relativ zur Fahrspurmitte).
- Closed-loop-Spurwechsel bei Konstantfahrt
  1. Schwimmwinkel < 5°
  2. Lenkradwinkelgeschwindigkeit:
    - auf niedrig  $\mu$ : < 300°/s
    - auf hoch  $\mu$ : < 400°/s.

- Der Elch-Test (VDA Test) muss erfolgreich abgeschlossen werden.
- Die Anforderungen an Fahrdynamikregelungen, ECE Regelung Nr. 13-H, Anhang 9 (*Sine-with-Dwell*), müssen erfüllt werden.

Kennzeichnend für ESP ist die so genannte *Fahrdynamikregelung*, welche die Fahrzeuggbewegung regelt (■ Abb. 23.14). Wichtiger Bestandteil des Fahrdynamikreglers ist ein *Beobachter*, in dem die Fahrzeuggbewegung analysiert und geschätzt wird. Ein weiterer wichtiger Bestandteil ist die Sollwertbestimmung, aus den Fahrervorgaben – Lenkradwinkel, Bremsdruck und Gaspedalstellung – unter anderem die *Sollgiergeschwindigkeit*. Auch die Verteilung der Schlupfwerte auf die Räder zur optimalen Einstellung des Giermoments ist ein wesentlicher Bestandteil des Fahrdynamikreglers. Die Einstellung der Schlupfwerte geschieht mit Hilfe von Schlupfreglern (■ Abb. 23.15, ■ Abb. 23.18). Somit ist das ESP, mit einem überlagerten Fahrdynamikregler, der in jeder Fahrsituation und für jeden Fahrzustand die Sollschlupfwerte für jedes Rad individuell vorgibt, und mit unterlagerten Reglern, welche die Sollschlupfwerte einstellen, streng *hierarchisch* gegliedert. Es gibt ESP-Realisierungen die das serienmäßige ABS als unterlagerten Regler verwenden. Diese Reglerstruktur wird „modular“ genannt.

### Fahrdynamikregler

Aufgabe des Fahrdynamikreglers ist es, Instabilitäten im querdynamischen Grenzbereich zu ver-

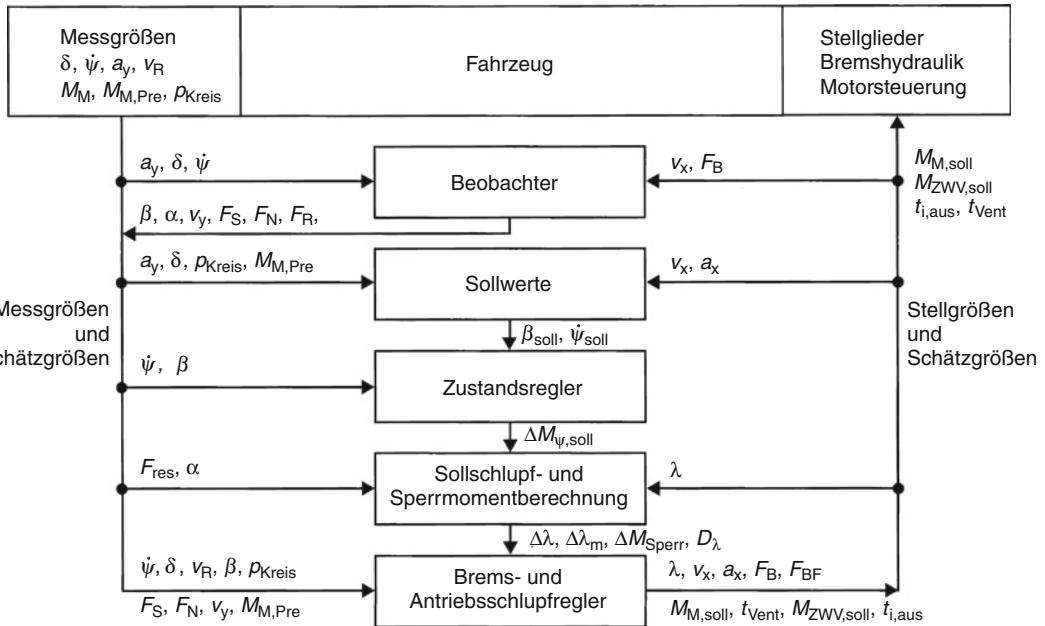


Abb. 23.14 Vereinfachtes Blockschaltbild des ESP mit Ein- und Ausgangsgrößen

meiden und das Fahrverhalten dem Verhalten im Erfahrungsbereich des Fahrers bestmöglich anzugeichen. Dazu kann der Regler, wie bereits dargestellt, durch Sollschlupfänderungen die von den unterlagerten Brems- und Antriebsschlupfreglern eingestellt werden müssen, Längskräfte und damit auch indirekt die Seitenkräfte an jedem Rad ändern. Die Eingriffe erfolgen nur in dem Maß, wie es die Aufrechterhaltung des vom Automobilhersteller beabsichtigten Fahrverhaltens und die Sicherstellung der Beherrschbarkeit im fahrdynamischen Grenzbereich erfordert. Abb. 23.14 zeigt die Struktur des ESP mit den Ein- und Ausgangsgrößen und mit dem Signalfluss in einem vereinfachten Blockschaltbild.

Im Beobachter werden modellgestützt aus den Messgrößen Giergeschwindigkeit, Lenkradwinkel und Querbeschleunigung sowie aus den Schätzgrößen Fahrgeschwindigkeit und Brems- bzw. Antriebskräften, die Schräglauftwinkel der Räder, der Schwimmwinkel und die Fahrzeugquergeschwindigkeit geschätzt. Weiter werden noch die Seiten- und Normalkräfte geschätzt und die resultierenden Kräfte der Räder berechnet. Dazu wird ein Zweispurmodell verwendet, bei dem das

Übertragungsverhalten des Automobils sowie Sondersituationen, wie geneigte Fahrbahn oder  $\mu$ -Split, berücksichtigt ist.

Im ungebremsten Zustand und bei horizontaler, homogener Fahrbahn gilt folgende Differentialgleichung für den Schwimmwinkel:

$$\dot{\beta} = -\dot{\psi} + \frac{1}{v_F} (a_y \cdot \cos \beta - a_x \cdot \sin \beta) \quad (23.1)$$

Für kleine Werte für die Verzögerung und den Schwimmwinkel gilt:

$$\dot{\beta} = \frac{a_y}{v_F} - \dot{\psi},$$

$$\beta(t) = \beta_0 + \int_{t=0}^t \left( \frac{a_y}{v_F} - \dot{\psi} \right) dt \quad (23.2)$$

Da die gemessenen Werte für die Querbeschleunigung und die Giergeschwindigkeit und die geschätzte Fahrgeschwindigkeit fehlerbehaftet sind, führt die Integration schnell zu großen Fehlern, sodass das Vertrauen in den so gewonnenen Schwimmwinkelwert gering ist.

Für große Werte der Verzögerung wird ein Kalman Filter als Beobachter für die Querdynamik verwendet. Ausgangsgleichungen für das Kalman Filter sind die Differentialgleichungen der Quer- und Giergeschwindigkeit des Zweispurmodells (23.3) und (23.4) (s. [4] für Einzelheiten). Als Messgröße für das Kalman Filter wird die Giergeschwindigkeit verwendet. Da das Kalman Filter robust gegen Sensorefehler und Störungen ist, ist das Vertrauen in den so gewonnenen Schwimmwinkelwert größer als in den nach (23.2) berechneten Wert.

$$\begin{aligned} m_F \cdot (v_y + v_x \cdot \dot{\psi}) \\ = - (F_{S1} + F_{S2}) \cdot \cos \delta_R \\ - (F_{B1} + F_{B2}) \cdot \sin \delta_R \\ - F_{S3} - F_{S4} \end{aligned} \quad (23.3)$$

Für das Gierträgheitsmoment des Fahrzeugs gilt:

$$\begin{aligned} \Theta_F \cdot \ddot{\psi} = & - [(F_{S1} + F_{S2}) \cdot a \\ & \cdot \cos \delta_R + (F_{S1} - F_{S2}) \\ & \cdot b \cdot \sin \delta_R] + (F_{S3} + F_{S4}) \\ & \cdot c - (F_{B1} + F_{B2}) \cdot a \\ & \cdot \sin \delta_R + (F_{B1} - F_{B2}) \cdot b \\ & \cdot \cos \delta_R + (F_{B3} - F_{B4}) \cdot b \end{aligned} \quad (23.4)$$

Zur Bestimmung der Sollwerte für den Schwimmwinkel und für die Giergeschwindigkeit wird ein lineares Einspurmodell verwendet, bei dem die Reifenseitenkräfte proportional zu den Schräglauftiefen sind. Im steady state Zustand ist die Sollgiergeschwindigkeit proportional zum Lenkwinkel

$$\dot{\psi}_{\text{soll}} = \frac{v_x \cdot \delta_R}{(a + c) \cdot \left(1 + \frac{v_x^2}{v_{\text{char}}^2}\right)} \quad (23.5)$$

Die charakteristische Geschwindigkeit beschreibt das *Eigenlenkverhalten* des Fahrzeugs und ist von den Schräglauftiefen, von den Fahrzeugparametern und von der Fahrzeugmasse abhängig

$$v_{\text{char}}^2 = \frac{(a + c)^2}{m_F} \cdot \left( \frac{c_{\alpha,v} \cdot c_{\alpha,h}}{c \cdot c_{\alpha,h} - a \cdot c_{\alpha,v}} \right) \quad (23.6)$$

Aus der Überlegung, dass die Querbeschleunigung durch den Reibbeiwert der Fahrbahn begrenzt wird,

folgt eine Begrenzung der Sollgiergeschwindigkeit.

$$\begin{aligned} |a_y| = \left| \frac{v_x^2}{r_K} \right| = |\dot{\psi}_{\text{soll}} \cdot v_x| \leq \mu, \\ |\dot{\psi}_{\text{soll}}| \leq \left| \frac{\mu}{v_x} \right| \end{aligned} \quad (23.7)$$

Der steady state Schwimmwinkel des linearen Einspurmodells ist:

$$\beta_{\text{soll}} = \frac{1}{r_K} \cdot \left\{ c - \frac{a \cdot m_F \cdot v_x^2}{(a + c) \cdot c_{\alpha,h}} \right\} \quad (23.8)$$

wobei dieser Sollwert durch die Werte in der Anforderungsliste begrenzt wird. Um bei hohen Geschwindigkeiten eine stärkere Unterstützung des Fahrers bei der Stabilisierung seines Fahrzeugs zu leisten, wird der Sollwert über die Geschwindigkeit nochmals reduziert.

Die Sollwerte für die Giergeschwindigkeit und den Schwimmwinkel gelten in jeder Fahrsituation, d. h. auch beim Bremsen und beim Antrieb.

Weicht der berechnete Schwimmwinkel oder die gemessene Giergeschwindigkeit von den jeweiligen Sollwerten ab, so greift der Zustandsregler (PID-Regler) ein. Ausgang des Zustandsreglers ist das erforderliche Giermoment. Wegen den möglichen Fehlern in den berechneten Werten werden kleine Abweichungen jedoch erlaubt, ohne dass eingegriffen wird.

Unter Berücksichtigung der Anforderungen an das ESP werden die Sollschlupfwerte für die Drehung der resultierenden Kraftvektoren an den Rädern bestimmt. Bei der Berechnung der erforderlichen Schlupfwerte wird die Reibungsellipse zugrunde gelegt. Es folgt:

$$\begin{aligned} F_B &= \lambda \cdot \frac{F_{\text{res}}}{\sqrt{\lambda^2 + \left(\frac{c_{\alpha}}{c_{\lambda}}\right)^2 \cdot \alpha^2}}, \\ F_S &= \alpha \cdot \left(\frac{c_{\alpha}}{c_{\lambda}}\right) \cdot \frac{F_{\text{res}}}{\sqrt{\lambda^2 + \left(\frac{c_{\alpha}}{c_{\lambda}}\right)^2 \cdot \alpha^2}} \\ \Rightarrow F_S &= \frac{c_{\alpha} \cdot \alpha}{c_{\lambda} \cdot \lambda} \cdot F_B \end{aligned} \quad (23.9)$$

wobei die Bremskraft vom Bremsschlupfregler geschätzt wird (23.12).

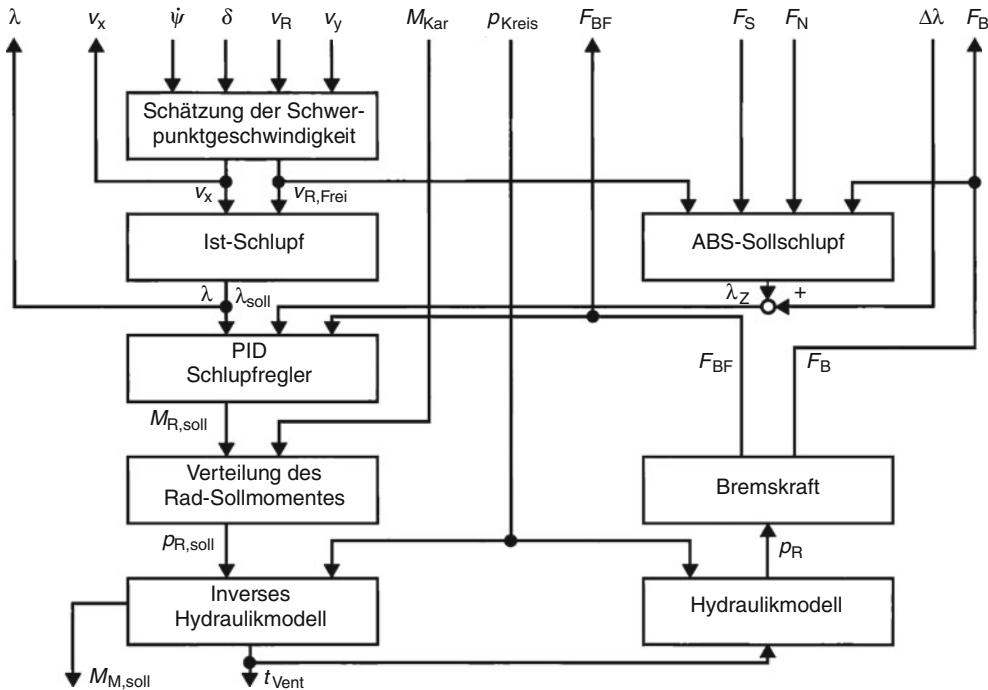


Abb. 23.15 Blockschaltbild des Bremsschlupfreglers mit den wichtigsten Modulen und ihren Ein- und Ausgangsgrößen

Die Sollschlupfänderungen werden durch die unterlagerten Brems- bzw. Antriebsschlupfregler realisiert, während in den unterlagerten Reglern die *Zielschlupfwerte* für eine maximale Bremskraft bzw. Antriebskraft berechnet werden. Im ungebremsten Fall oder wenn der Fahrervordruck nicht ausreicht, um den gewünschten *Sollschlupf* einzustellen (Teilbremsbereich), wird aktiv der Druck in den Bremskreisen des Hydroaggregats erhöht.

Bei der Antriebsschlupfregelung übergibt der Fahrdynamikregler neben einer Änderung des mittleren Antriebsschlupfwerts auch eine Änderung des Schlupftoleranzbandes ein. Je schmäler das Toleranzband, desto größer ist die *Sperrwirkung* der Antriebsachse bei unterschiedlich absetzbaren Antriebskräften zwischen den angetriebenen Rädern und der Fahrbahn. Mit größer werdender Sperrung nimmt das Giermoment auf das Fahrzeug zu. Ist dieses Giermoment zu groß, so reduziert der Fahrdynamikregler die Sperrung durch Vorgabe einer Änderung des Sperrmoments.

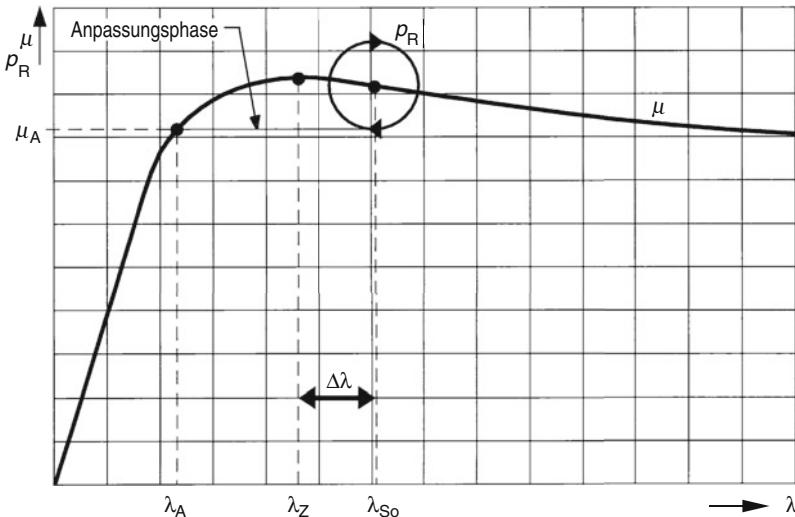
### Bremsschlupfregler

Abb. 23.15 zeigt in einem vereinfachten Blockschaltbild die Struktur des unterlagerten Brems-

schlupfreglers, der bei einer Vollbremsung auch ABS-Regler genannt wird.

Für die Regelung des Radschlupfes auf einen vorgegebenen Sollwert muss der Schlupf hinreichend bekannt sein. Da die *Längsgeschwindigkeit* des Automobils nicht gemessen wird, wird diese aus den Radgeschwindigkeiten bestimmt. Dazu werden während einer ABS-Regelung einzelne Räder kurz „unterbremst“, das heißt, die Schlupfregelung wird unterbrochen und das aktuelle Radbremsmoment definiert abgesenkt und kurze Zeit konstant gehalten (*Anpassungsphase*, Abb. 23.16). Unter der Annahme, dass das Rad gegen Ende dieser Zeit stabil läuft (Punkt  $\lambda_A, \mu_A$ ), kann aus der momentanen Bremskraft und der Reifensteifigkeit die frei rollende Radgeschwindigkeit  $v_{R,frei}$  bestimmt werden.

$$\begin{aligned} \mu_A &= \frac{F_{B,A}}{F_N} = c_\lambda \cdot \lambda_A \\ &= c_\lambda \cdot \frac{v_{R,frei} - v_{R,A}}{v_{R,frei}} \\ \Rightarrow v_{R,frei} &= v_{R,A} \cdot \frac{c_\lambda}{c_\lambda - \frac{F_{B,A}}{F_N}} \end{aligned} \quad (23.10)$$



■ Abb. 23.16 Anpassungsphase während einer Bremsschlupfregelung zur Bestimmung der frei rollenden Radgeschwindigkeit

Die im Radkoordinatensystem bestimmte freirollende Radgeschwindigkeit wird über die Giergeschwindigkeit, den Lenkwinkel, die Quergeschwindigkeit und die Fahrzeuggeometrie in den Schwerpunkt transformiert und generiert die Schwerpunktsgeschwindigkeit in Längsrichtung. Anschließend wird sie mit einem Kalman Filter gefiltert und auf die vier Radmittelpunkte zurücktransformiert, um die freirollenden Radgeschwindigkeiten aller vier Räder zu erhalten. Somit kann auch für die verbleibenden drei geregelten Rädern der Schlupf berechnet werden.

Als Filtergleichung wird die Differentialgleichung der Längsgeschwindigkeit verwendet,

$$\dot{v}_x = \frac{1}{m_F} \cdot \left\{ (F_{S1} + F_{S2}) \cdot \sin \delta_R - (F_{B1} + F_{B2}) \cdot \cos \delta_R - (F_{B3} + F_{B4}) - \frac{\rho \cdot c_w \cdot A \cdot v_x^2}{2} \right\} - \dot{v}_{x,\text{offset}} \quad (23.11)$$

wobei der letzte Term einen Schätzwert für die Fahrbahnsteigung liefert und die Bremskraft direkt aus dem Bremsdruck dem halben *Kardanmoment*

auf die Antriebswelle und dem Beschleunigungsmoment des Rades berechnet wird:

$$F_B = C^* \cdot \frac{p_R}{r} - \frac{M_{\text{Kar}}}{2 \cdot r} + \frac{\Theta_R}{r^2} \cdot \dot{v}_R \quad (23.12)$$

Die Seitenkraft wird aus der Reibungsellipse abgeleitet (23.9).

Ausgehend von der stationären Bremskraft wird entsprechend der Schlupfregelabweichung über ein PID-Regelgesetz das Sollmoment am Rad gebildet.

$$\begin{aligned} M_{R,\text{soll}} &= F_{BF} \cdot r + K_P \\ &\cdot (\lambda_{\text{soll}} - \lambda) \\ &\cdot r + K_D \cdot (\dot{v}_R - \dot{v}_{R,\text{frei}}) \cdot \frac{\Theta_R}{r} \\ &+ K_I \cdot C^* \cdot \text{SUM} \{(\lambda_{\text{soll}} - \lambda) \cdot D_T\} \end{aligned} \quad (23.13)$$

Für die angetriebenen Räder kann das Radsollmoment teilweise oder im ungebremsten Fall vollständig vom Motor eingestellt werden, um eine Motorschleppmomentregelung zu realisieren. Das Antriebsrad mit dem kleineren Radsollmoment wird in den erlaubten Grenzen mit dem Motoreingriff geregelt.

$$M_{M,soll} = -\frac{2 \cdot m}{I_G} + \frac{\Theta_M \cdot I_G}{r} \cdot \dot{v}_x \quad (23.14)$$

wobei

$$m = \text{MIN}(M_{R,soll,S3}, M_{R,soll,S4}) \quad \text{bei Heckantrieb} \quad (23.15)$$

Das Motorsollmoment ist bei negativen Werten durch das maximale Motorschleppmoment begrenzt und im Antriebsfall (positive Werte) auf das vom Hersteller erlaubte, maximale aktive Antriebsmoment. Für ein positives Radsollmoment muss das eventuell verbleibende Bremsmoment durch den Bremsdruck eingestellt werden

$$p_{R,soll} = \frac{M_{R,soll} + M_{Kar}/2}{C^*} \quad (23.16)$$

Der vom Regler geforderte Solldruck in den Radbremszylindern wird über die Bremshydraulik und die zugehörige Ventilansteuerzeit eingestellt. Mit einem inversen *Hydraulikmodell*, dessen Parameter vorab bestimmt und im Regler abgelegt werden, wird die gewünschte Ventilansteuerzeit berechnet. Im Wesentlichen besteht das Modell aus dem Bernoulli-Ansatz für inkompressible Medien und einer *Druckvolumenkennlinie* der Radbremse.

Vereinfacht dargestellt:

$$t_{Vent} = \frac{p_{R,soll} - p_R}{(X_1 + X_2 \cdot p_R) \cdot \sqrt{|p_{Kreis} - p_R|}} \quad (23.17)$$

$t_{Vent} > 0$  Druckaufbau

$t_{Vent} = 0$  Druckhalten

$t_{Vent} < 0$  Druckabbau

(23.17)

Da die Ventilansteuerzeit beschränkt und quantisiert wird, muss über das Hydraulikmodell der tatsächlich eingestellte Druck berechnet werden. Durch das Momentengleichgewicht am Rad kann dann bei bekanntem Radbremsdruck und den gemessenen Radgeschwindigkeiten die aktuelle und die stationäre Bremskraft bestimmt werden (23.12). Die gefilterte Bremskraft dient nun als Bezugsgröße des PID-Reglers.

$$T_1 \cdot \dot{F}_{BF} + F_{BF} = F_B \quad (23.18)$$

Der Zielschlupf für den Schlupfregler (für den ABS-Regelbetrieb) wird abhängig vom resultierenden Kraftschluss der Fahrbahn berechnet. In Abb. 23.17 ist der Ansatz zur Berechnung des Zielschlupfes vereinfacht dargestellt. Zwischen dem Maximum der Schlupfkurve auf einer Fahrbahn mit hohem Kraftschluss und dem einer Fahrbahn mit

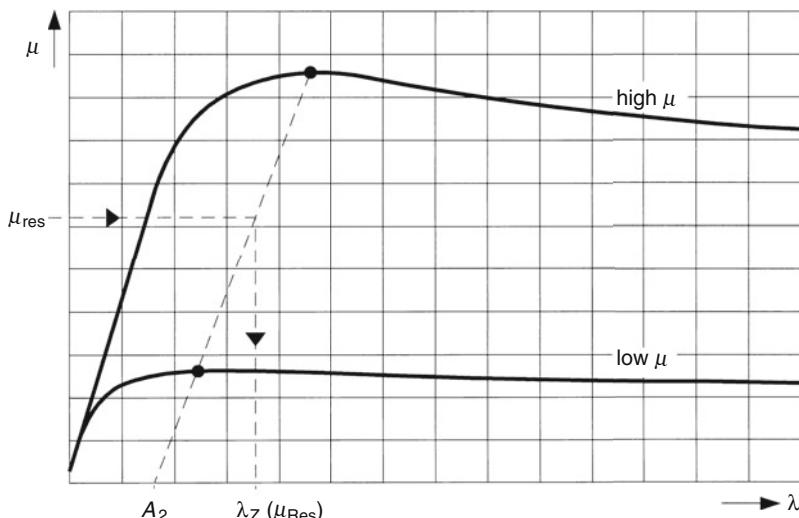


Abb. 23.17 Bestimmung des Arbeitspunktes in Abhängigkeit vom Kraftschluss der Fahrbahn

niedrigem Kraftschluss wird eine Gerade gezogen. Es wird nun unterstellt, dass die Maxima der Schlupfkurven für beliebige Haftreibbeiwerte auf der Geraden liegen.

$$\lambda_Z = A_0 \cdot \mu_{\text{res}} + \frac{A_1}{v_{R,\text{frei}}} + A_2$$

$$\mu_{\text{res}} = \frac{\sqrt{F_B^2 + F_S^2}}{F_N} \quad (23.19)$$

Der zweite Term in der Gleichung für den Zielschlupf  $\lambda_Z$  verhindert, dass bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten, der Zielschlupf zu klein wird. Aus dem Zielschlupf und der vom Fahrdynamikregler vorgegebenen Schlupfänderung errechnet der Schlupfregler den einzustellenden Sollschlupf

$$\lambda_{\text{soll}} = \lambda_Z + \Delta\lambda \quad (23.20)$$

### Antriebsschlupfregler

Der Antriebsschlupfregler wird nur zur Schlupfregelung der angetriebenen Räder im Antriebsfall eingesetzt. Aktiveingriffe an den anderen Rädern werden über den Bremsschlupfregler direkt gesteuert. Ähnlich wie beim Bremsschlupfregler berechnet der Antriebsschlupfregler die Zielwerte des

Antriebsschlupf-Mittelwerts und -Differenzwerts der beiden Antriebsräder (sowie ein Zielperrmomment zur direkten Beeinflussung des Giermoments) für eine maximale Traktion selber. Der Zielwert für die Differenzgeschwindigkeit der beiden Antriebsräder ist die Differenz ihrer frei rollenden Radgeschwindigkeiten, wobei zusätzlich noch ein Schlupftoleranzband für die Differenz der beiden Antriebsschlupfwerte berücksichtigt wird, welche eine tote Zone für die Regelabweichung ist, damit das Zielbremssperrmoment aufgebaut werden kann. Der Antriebsschlupfregler erhält vom Fahrdynamikregler die Änderungen in den Zielwerten zur Bildung der Sollwerte.

Der Antriebsschlupfregler berechnet die Sollbremsmomente für die beiden Antriebsräder, das Sollmotormoment für den Drosselklappeneingriff, den Sollwert für die Motormomentreduzierung durch die Zündwinkelverstellung sowie optional die Anzahl der Zylinder und Zeitdauer für welche die Kraftstoffeinspritzung ausgeblendet werden soll.

Abb. 23.18 zeigt die Reglerstruktur im Blockschaltbild. Die Sollwerte für die Kardanwellen- und Radifferenzdrehzahl werden aus den Sollschlupfwerten mit den frei rollenden Radgeschwindigkeiten gebildet. Die Regelgrößen *Kardangeschwindigkeit* und *Differenzgeschwindigkeit* der Antriebsräder

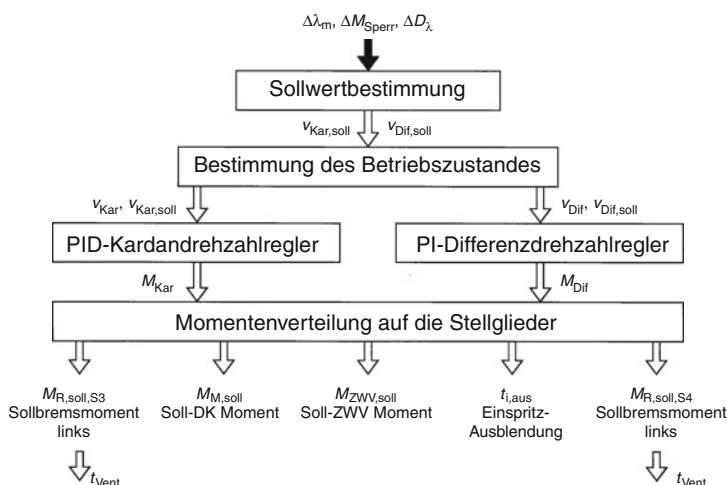


Abb. 23.18 Blockschaltbild des Antriebsschlupfreglers (ASR) mit den wichtigsten Modulen und ihren Ein- und Ausgangsgrößen

werden aus den Radgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder ermittelt:

$$\begin{aligned} v_{\text{Kar}} &= \frac{1}{2} (v_{R,S3} + v_{R,S4}) \\ v_{\text{Dif}} &= v_{R,S3} - v_{R,S4} \end{aligned} \quad \text{bei Heckantrieb} \quad (23.21)$$

Die Dynamik hängt von den sehr unterschiedlichen Betriebszuständen der Regelstrecke ab. Deshalb wird der Betriebszustand ermittelt, um die Reglerparameter an Streckendynamik und Nichtlinearitäten anpassen zu können. Auf die Kardanwellendrehzahl wirkt das Trägheitsmoment des gesamten Antriebsstranges (Motor, Getriebe, Kardanwelle und Antriebsräder). Die Kardanwellendrehzahl wird deshalb durch eine relativ große Zeitkonstante (geringe Dynamik) beschrieben. Dagegen ist die Zeitkonstante der Raddifferenzdrehzahl relativ klein, weil die Dynamik fast ausschließlich durch die Trägheitsmomente der beiden Räder bestimmt wird. Außerdem wird die Differenzgeschwindigkeit im Gegensatz zur Kardangeschwindigkeit nicht direkt vom Motor beeinflusst. Die Kardan- und die Differenzgeschwindigkeit werden deshalb als Regelgrößen verwendet, weil sie eine geschickte Zerlegung des gekoppelten Zweigrößensystems der Geschwindigkeiten der angetriebenen Räder in zwei Teilsysteme mit unterschiedlicher Dynamik und unterschiedlich starken Motoreinflüssen zulassen. Die Motoreingriffe und der „symmetrische“ Anteil des Bremseingriffs sind die Stellgrößen des Kardanwellendrehzahlreglers. Der „asymmetrische“ Anteil des Bremseingriffs ist das Stellsignal des Differenzdrehzahlreglers.

Die Kardanwellendrehzahl wird durch einen nichtlinearen PID-Regler geregelt, wobei insbesondere die Verstärkung des I-Anteils, vom Betriebszustand abhängig, in einem weiten Bereich variiert. Der I-Anteil ist stationär ein Maß für das auf die Fahrbahn übertragbare Moment. Reglerausgang ist das Sollkardanwellenmoment.

Zur Regelung der Raddifferenzdrehzahlgeschwindigkeit dient ein nichtlinearer PI-Regler. Die Reglerparameter sind von Fahrstufe und Motoreinflüssen unabhängig. Aus dem vom Fahrdynamikregler vorgegebenen Toleranzband für den Differenzschlupf der Antriebsräder wird

eine tote Zone für die Regelabweichung berechnet. Der Fahrdynamikregler gibt bei  $\mu$ -Split zur Sicherstellung der Traktion eine relativ schmale tote Zone vor und erhöht dadurch die Empfindlichkeit des Differenzdrehzahlreglers. Bei einem Sperrmomenteingriff oder bei optionaler Select Low Regelung gibt der Fahrdynamikregler ein breiteres Toleranzband vor und der Differenzdrehzahlregler lässt dadurch größere Drehzahlunterschiede an den angetriebenen Rädern zu. Reglerausgang ist das Solldifferenzmoment.

Die Sollwerte für das Kardanmoment und das Differenzmoment werden auf die Stellglieder verteilt. Das Solldifferenzmoment wird durch den Bremsmomentunterschied zwischen linkem und rechtem Antriebsrad über eine entsprechende Ventilansteuerung im Hydroaggregat eingestellt. Das Sollkardanwellenmoment wird sowohl durch die Motoreingriffe, als auch durch einen symmetrischen Bremseingriff, aufgebracht. Der Drosselklappeneingriff ist nur mit relativ großer Verzögerung (Totzeit und Übergangsverhalten des Motors) wirksam. Als schneller Motoreingriff wird eine *Zündwinkelstützenverstellung* und optional eine zusätzliche *Einspritzausblendung* eingesetzt. Der symmetrische Bremseingriff dient dabei zur kurzfristigen Unterstützung der Motormomentreduzierung. Der Antriebsschlupfregler kann in diesem Modul relativ einfach an die verschiedenen Motoreingriffarten angepasst werden.

### 23.1.4 Elektronische Bremskraftverteilung EBV

Bei einer installierten Bremskraftverteilung mit festem Verhältnis zwischen Bremskraft an der Vorderachse zu Bremskraft an der Hinterachse muss das Verhältnis so gewählt werden, dass die Vorderachse vor der Hinterachse blockiert. Nach der ECE R 13 ist dies bis zu einer Verzögerung von 0,85 g zu gewährleisten. Dadurch ist, bis zu dieser Verzögerung, der in Anspruch genommene Reibbeiwert an der Hinterachse geringer als der an der Vorderachse. Ideal wird eine Bremskraftverteilung zwischen den Rädern an der Vorderachse und denen an der Hinterachse genannt, wenn der Reibbeiwert an der

Vorderachse gleich der an der Hinterachse ist. Mit dem festen Verhältnis zwischen den Bremsmomenten an der Vorderachse zu denen an der Hinterachse ist man von dieser idealen Verteilung weit entfernt. Mechanische Systeme, welche den Bremsdruck an der Hinterachse in Abhängigkeit von dem Bremsdruck an der Vorderachse beeinflussen, um der idealen Verteilung näher zu kommen, bringen hier eine Verbesserung. Zum Teil werden aufwendige Komponenten eingesetzt um dem Ideal so nah wie möglich zu kommen. Durch Alterung, Korrosion und anderen Einflüssen auf die Funktion der Komponenten lässt aber die Güte der Bremskraftverteilung im Laufe des Fahrzeugalters nach.

Abhilfe schafft die *elektronische Bremskraftverteilung*. Das ABS wird benutzt, um die Raddrehung an der Hinterachse bei einer Geradeausbremsung der Raddrehung an der Vorderachse anzugelichen. Dabei sollen die Hinterräder nicht langsamer drehen als die Vorderräder. Bei gleicher Drehgeschwindigkeit der Räder ist der Kraftschlussbeiwert annähernd gleich. Unterschreitet die Drehzahl der Räder an der Hinterachse die an der Vorderachse um einen bestimmten geschwindigkeitsabhängigen ersten Betrag, so wird der Druck an der Hinterachse nicht mehr weiter erhöht. Überschreitet die Drehzahldifferenz einen zweiten, größeren Betrag, so wird der Druck an der Hinterachse sogar reduziert, und zwar so lange, bis die Drehzahldifferenz wieder kleiner als der zweite Betrag ist. Nimmt die Drehzahldifferenz weiter ab, dann wird beim Unterschreiten des ersten Betrags, der Druck an der Hinterachse wieder stufenweise aufgebaut.

### 23.1.5 Electronically Controlled Deceleration ECD

Systeme wie ACC (Adaptive Cruise Control) beruhen auf einer Verzögerungsregelung, um den Abstand zum Vorderwagen einzuhalten. Reicht das Motorschleppmoment nicht aus um die vom ACC vorgegebene Verzögerung einzustellen, dann muss das Fahrzeug über die Betriebsbremse zusätzlich abgebremst werden. Dazu kann das ASR- oder das ESP-Hydroaggregat verwendet werden.

Um eine komfortable Bremsung zu erreichen, wird der Bremsdruck an den Rädern von der Rück-

förderpumpe erzeugt, ohne dass die Regelventile 9 und 10 verwendet werden (Abb. 23.22). Dazu werden die Ventile 4 geschlossen, die Ventile 3 geöffnet und der Rückförderpumpenmotor 6 angesteuert. Die Pumpe fördert die Bremsflüssigkeit direkt durch die geöffneten Einlassventile 9 in die Radbremszylinder. Die Ansteuerung geschieht getaktet, um eine langsame Drehung des Motors und damit eine geringe Förderleistung der Pumpe zu erzielen. Hierdurch steigt sich die Bremsverzögerung nur allmählich, sodass eine kontinuierlich steigende, komfortable, nicht störende Fahrzeugverzögerung erreicht wird. Ist die vom ACC vorgegebene Fahrzeugverzögerung erreicht, so wird der Bremsdruck konstant gehalten, in dem der Pumpenmotor nicht mehr angesteuert wird. Dabei sollen die Bremslichter ab einer bestimmten Größe des Bremsdrucks angesteuert werden. Für ACC ist die maximale Fahrzeugverzögerung  $2,5 \text{ m/s}^2$ . Unterhalb einer Fahrgeschwindigkeit von ca. 30 km/h ist die ECD nicht aktiv.

Eine spezielle Situation tritt ein, wenn der Kraftschluss so niedrig ist, dass ein Blockieren der Räder droht. In diesem Fall wird die ABS-Funktion des ESP aktiv. Nun wirkt bei einer vom Fahrer ausgelösten Vollbremsung der Hauptbremszylinder als Hochdruckspeicher für den geregelten Druckaufbau. Diese Hochdruckspeicherwirkung ermöglicht einen präzisen Druckaufbau. Da der Fahrer bei der ECD aber nicht auf dem Bremspedal steht, fehlt die Hochdruckspeicherwirkung des Hauptbremszylinders. Der geregelte Bremsdruckaufbau wird dadurch unpräziser und ruppiger. Es bleiben jedoch alle ESP-Funktionen während der ECD-Regelung verfügbar.

### 23.1.6 Hilldescent HDC

Geländefahrzeuge mit zugeschaltetem Untersetzungsgetriebe können mit dem Motorschleppmoment steile Hänge ohne Betätigung der Betriebsbremse herunterfahren, ohne dass das Fahrzeug zu schnell wird. Bei Fahrzeugen ohne dieses Getriebe wird die Wirkung durch eine automatische Bremsung der Räder erreicht [5]. Dazu wird das Prinzip der ECD verwendet.

HDC lässt sich am Armaturenbrett über eine Taste aktivieren und deaktivieren. Bei aktiverter HDC ist die Regelung erst betriebsbereit, wenn die Fahrgeschwindigkeit nicht zu groß ist ( $< 35 \text{ km/h}$ ), wenn wenig Gas gegeben wird (Gaspedalstellung  $< 20\%$ ), und wenn Gefälle erkannt wird. Der geschätzte Offsetwert in (23.11) wird als Fahrbahnsteigung verwendet. Geregelt wird auf einen konstanten Geschwindigkeitssollwert von  $8 \text{ km/h}$ . Betätigt der Fahrer das Gaspedal, so kann die Geschwindigkeit auf einen höheren Wert bis maximal  $35 \text{ km/h}$  geregelt werden. Umgekehrt, betätigt der Fahrer das Bremspedal, so kann die Geschwindigkeit auf  $6 \text{ km/h}$  herunter geregelt werden. Auch bei der HDC werden, wie bei der ECD, die Bremsleuchten im Regelbetrieb angesteuert.

Überschreitet bei aktiverter Funktion die Geschwindigkeit die Schwelle  $35 \text{ km/h}$ , so wird die Regelung abgebrochen und erst dann wieder aufgenommen, wenn die Geschwindigkeit die Schwelle wieder unterschreitet. Die Funktion wird automatisch deaktiviert, wenn die Geschwindigkeit  $60 \text{ km/h}$  überschreitet.

Hohe Temperaturen an der Radbremse schränken den HDC-Betrieb ein. Sind die Temperaturen beider Räder einer Achse höher als  $600^\circ\text{C}$ , so wird die Bremswirkung langsam zurückgenommen. Ist die Temperatur unterhalb  $500^\circ\text{C}$  gesunken, so wird die Bremsregelung wieder zugeschaltet. Anhand eines Modells der Bremse wird die Temperatur geschätzt. In diesem Modell gehen nicht nur die Aufheizzeiten sondern auch die Abkühlphasen ein. Die eingehende thermische Energie wird direkt aus dem geschätzten Bremsmoment abgeleitet.

Vor allem bei unebenem Gelände kann durch Abheben der Räder durch die HDC Bremsung eine Bremsschlupfregelung häufig notwendig werden. Durch die asymmetrischen Bremskräfte können dabei, wie bei einer  $\mu$ -Split Bremsung, Giermomente auf das Fahrzeug ausgeübt werden, die der Fahrer über die Lenkung ausregeln muss. Um die Geschwindigkeit des Fahrzeugs beizubehalten, müssen dann die anderen Rädern stärker abgebremst werden, was dort auch zu einer Schlupfregelung führen kann. Hierdurch ist der Fahrer bei der Führung seines Fahrzeugs sehr belastet. Er kann sich aber voll auf seine Lenkungsaufgabe konzentrieren,

da die Bremsaufgabe von der HDC übernommen wird.

### 23.1.7 Bremsassistent BA

Untersuchungen am Fahrsimulator von Mercedes-Benz haben ergeben, dass Normalfahrer in Schrecksituationen nur zögernd bremsen (Abb. 23.19). Die volle Betätigung der Bremse durch den Fahrer geschieht zeitversetzt. Da ein Verlust an Bremswirkung vor allem am Anfang einer Bremsung, wo die Geschwindigkeit am höchsten ist, den größten Einfluss auf den Bremsweg hat, ist die anfänglich zögerliche Bremsbetätigung besonders gravierend. Abhilfe schafft der *Bremsassistent*, der durch Erkennung einer Gefahrensituation den Bremsdruck sofort, evtl. bis zur Schlupfregelung, über das vom Fahrer vorgegebene Maß erhöht.

Die wichtigsten funktionalen Anforderungen an den BA sind folgende [1, 6]:

- Unterstützung des Fahrers in Not-Bremssituationen, Verkürzung des Bremswegs auf solche Werte, wie sie sonst nur von gut trainierten Fahrern erreicht werden können,
- Abschaltung der Vollbremsung, sobald der Fahrer die Fußkraft deutlich reduziert,
- Beibehaltung der konventionellen Bremskraftverstärkerfunktion. Pedalgefühl und Komfort sollen bei Normalbremsungen dem bisher gewohnten Standard entsprechen,
- Aktivierung des Systems nur in wirklichen Notsituationen, sodass sich beim Fahrer kein Gewöhnungseffekt einstellt,
- keine Beeinträchtigung der konventionellen Bremse bei BA-Ausfall.

Kernaufgabe ist die Bildung eines Auslösekriteriums auf der Basis der Fahreraktionen. Dieses Kriterium hängt von der Ausgestaltung des BA ab. Davon gibt es drei unterschiedliche Konzepte:

- Der pneumatisch, mechanische Bremsassistent (Emergency Valve Assistant, EVA)
- Der pneumatisch elektronische Bremsassistent (Pneumatischer Bremsassistent, PBA)
- Der hydraulisch elektronische Bremsassistent (Hydraulischer Bremsassistent, HBA).

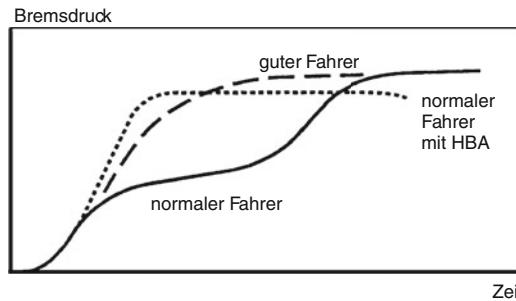


Abb. 23.19 Unterstützung des Fahrers in der Anbremsphase durch den Bremsassistenten (HBA)

Beim Emergency Valve Assistant (EVA) wird durch konstruktive Maßnahmen der Bremskraftverstärker so modifiziert, dass er abhängig von der Antrittsgeschwindigkeit des Bremspedals auf eine höhere Verstärkung umschaltet, was dann bei gleicher Pedalkraft zu höheren Bremsdrücken und damit höherer Fahrzeugverzögerung führt.

Beim pneumatischen Bremsassistenten (PBA) wird der Bremskraftverstärker mit einem digital schaltenden Magnetventil zwischen Umgebungsdruck und der Arbeitskammer versehen, dessen Aktivierung den Bremskraftverstärker voll aussteuert. Es wird der Membranweg des Bremskraftverstärkers gemessen und die Membranweggeschwindigkeit (Geschwindigkeit mit welcher der Fahrer das Bremspedal betätigt) als Auslösekriterium verwendet. Der BA wird ausgelöst, wenn die Membranweggeschwindigkeit eine berechnete Schwellen überschreitet.

$$\text{Schwelle} = \text{GS} \cdot K_S \cdot K_V \cdot K_{\text{lern}} \quad (23.22)$$

Hierin ist GS eine Grundschwelle, die abhängig vom Bremskraftverstärker, von der Bremsanlage und vom Fahrzeugtyp gewählt wird,  $K_S$  ist ein Faktor, der abhängig von dem Bremspedalweg ist,  $K_V$  ist ein Faktor der abhängig von der Fahrgeschwindigkeit ist, und  $K_{\text{lern}}$  ist ein Faktor, welcher von einem Lernalgorithmus bestimmt wird, mit dem der momentane Zustand der Bremsanlage berücksichtigt wird (z. B. Entlüftungszustand der Bremsanlage) und welcher einen Maximalwert von 1,3 hat. Zur BA-Abschaltung wird ein Löseschalter im Bremskraftverstärker verwendet, der bei Zurücknahme der Pedalkraft (< 20 N) schaltet.

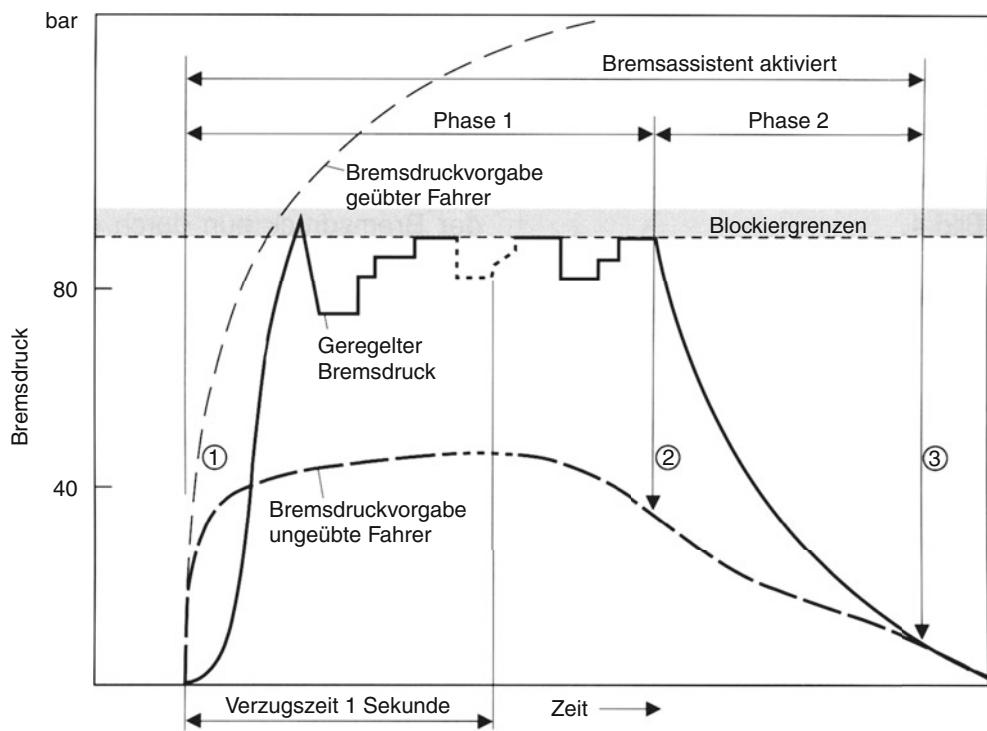
Der hydraulische Bremsassistent (HBA) nützt das vorhandene ESP-Hydroaggregat, um den Bremsdruck aktiv zu erhöhen. Mit dem eingebauten Drucksensor wird die Bremspedalbetätigung durch den Fahrer zur Situationserkennung analysiert. Die Erkennung der Notbremssituation geschieht durch die Auswertung des Hauptbremszylinder-Drucksignals bzw. dessen Gradient (Tab. 23.1). Durch applizierbare Schwellen für Druck und Druckgradient lässt sich der HBA an die jeweiligen Gegebenheiten des Fahrzeugs und der Bremsanlage leicht anpassen. Dabei passen sich die Schwellen dynamisch der momentanen Situation unter Berücksichtigung von Fahrzeuggeschwindigkeit, Hauptbremszylinderdruck, Zustandsgrößen der Raddruckregelung und einer Bremsverlaufsanalyse an. Das Überschreiten einer Mindestgeschwindigkeit gehört ebenso zur Auslösebedingung.

Auf den hydraulischen Bremsassistenten wird nun näher eingegangen. Sobald die Auslösungsbedingung erfüllt ist, wird der Bremsassistent aktiv (Nummer 1 in Phase 1, Abb. 23.20). Nun erhöht der Bremsassistent den Druck über das vom Fahrer vorgegebene Niveau an allen vier Rädern bis zur Blockiergrenze. Die aktive Bremsdruckerhöhung und die Bremsdruckregelung geschieht in gleicher Weise wie bei Bremseneingriffen der Fahrdynamikregelung ESP. Überschreitet der Bremsdruck die Blockiergrenze, so übernimmt der unterlagerte Bremschlupfregler die Aufgabe, den Radschlupf zu regeln und die Bremskraft optimal auszunutzen.

Ist durch Entlastung des Bremspedals der gemessene Druck kleiner als ein bestimmter Wert (Nummer 2), so erkennt das System den Fahrerwunsch und kann damit die Bremskraft reduzieren

**Tabelle 23.1** Erkennung einer Notbremsung mittels HZ-Drucksignal

Situation	Erkennungslogik
<b>Phase 1</b> ( <a href="#">Abb. 23.20</a> ) Notsituation Panikbremsung	Bremspedal betätigt und HZ-Druckgradient über Einschaltschwelle und HZ-Druck über Einschaltschwelle und Fahrgeschwindigkeit über Einschaltschwelle
<b>Phase 2</b> ( <a href="#">Abb. 23.20</a> ) Reduzierte Bremsanforderung	Pedalkraft (aus HZ-Druck abgeleitet) unter Umschaltschwelle
Wiederauslösung	HZ-Druckgradient über Einschaltschwelle
Standard-Bremsung	Bremspedal nicht betätigt oder HZ-Druck unter Ausschaltschwelle oder Fahrgeschwindigkeit unter Ausschaltschwelle oder Pedalkraft genügend hoch

**Abb. 23.20** Konzept des hydraulischen Bremsassistenten

([Abb. 23.20](#), Phase 2). Zu diesem Zeitpunkt ändert sich die Regelstrategie. Ziel ist nun, dem Signal des gemessenen Druckes zu folgen und dem Fahrer einen komfortablen Übergang in die Standardbremsung zu ermöglichen. Der Bremsassistent

wird abgeschaltet, sobald der erhöhte Bremsdruck den vorgegebenen Wert erreicht oder das Drucksignal einen vorgegebenen Wert (Nummer 3) unterschreitet. Der Fahrer kann nun ohne zusätzliche Unterstützung weiterbremsen.

### 23.1.8 Aktive Gespannstabilisierung

Ein bekanntes Phänomen bei Anhängern ist, dass sie während der Fahrt ins Schlingern geraten können. Im linearen Bereich des Fahrverhaltens ist die Gierbewegung des Zugfahrzeugs ohne *Anhänger* stabil, und Störungen werden ausreichend gedämpft. Dies ist bereits anhand von □ Abb. 23.11 verdeutlicht worden. Allerdings nimmt die Dämpfung mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit ab. Dasselbe gilt für den Anhänger ohne Zugfahrzeug. Im Gespann ist dies jedoch nicht mehr der Fall [7]. Die Kombination zeigt bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten zunächst ein stabiles Fahrverhalten. Auch bei dem Gespann wird die Dämpfung bei zunehmender Fahrgeschwindigkeit kleiner. Jedoch kann der Anhänger bei weiterer Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit ab einer „kritischen Fahrgeschwindigkeit“ instabil werden, und er fängt an, ungedämpft zu schlingern. Dem Fahrer des Zugfahrzeugs wird in solchen Situationen empfohlen, die Fahrgeschwindigkeit durch eine Bremsung zu reduzieren. Unterschreitet dadurch die Fahrgeschwindigkeit die kritische Fahrgeschwindigkeit, so reduziert sich die Schlingerbewegung von selbst wieder. Dieser Stabilisierungsvorgang kann auch von ESP selbstdurchgeführt werden.

Dazu wird das Giergeschwindigkeitssignal des Zugfahrzeugs auf Schwingungen im Frequenzbereich der Anhängerschlingerbewegung analysiert. Liegt eine solche Schwingung im Giergeschwindigkeitssignal vor, so löst ESP eine automatische Bremsung aller vier Räder aus (über die ECD). Vorgabe ist dabei eine Bremsverzögerung von 0,3 g. ESP braucht für eine sichere Erkennung von Anhängerschlingern je nach Ausprägung der Schlingerbewegung 3–6 Perioden. Bei starken Schlingerbewegungen wird die Verzögerungsvorgabe auf 0,5 g erhöht. Verschwindet die Schlingerbewegung wieder, so wird die automatische Bremsung wieder zurückgenommen. Ist auch eine Stabilisierung des Zugfahrzeugs notwendig, so wird die automatische Bremsung von einem aktiven ESP-Eingriff überlagert. Es ist möglich, und in einigen Fahrzeugen auch realisiert, die Schlingerbewegung durch eine asymmetrische Bremsung noch effektiver zu bekämpfen. Die Asymmetrie schwingt dann mit der Schlingerbewegung des Gespanns.

## 23.2 Funktion der Bremsanlage in Fahrerassistenzsystemen

Bei ABS muss der Bremsdruck gegenüber der Fahrervorgabe reduziert werden. ABS wirkt somit wie eine automatische Bremsdruckreduzierung. Bei ASR geht man zunächst davon aus, dass der Fahrer nicht auf der Bremse steht. ASR wirkt somit wie eine automatische Bremsbetätigung. Steht der Fahrer sowohl auf dem Gaspedal als auch auf dem Bremspedal („Zweifußfahrer“), so hat der Bremswunsch eine höhere Priorität und die ASR wird abgebrochen. Für ESP gilt zunächst dasselbe wie für ASR. Allerdings kann es bei ESP vorkommen, dass während einer Teilbremsung (keine ABS-Regelung) der Bremsdruck an einem Rad gegenüber der Fahrervorgabe erhöht werden muss. ESP wirkt somit in beide Richtungen wie eine automatische Bremsdruckreduzierung und eine automatische Bremsdruckerhöhung.

Bei der automatischen Bremsdruckreduzierung wird die Bremsflüssigkeit aus dem Radbremszylinder abgelassen. Folgt auf den Druckabbau wieder ein Druckaufbau, dann wandert das Bremspedal vor, eventuell bis die Bremsflüssigkeitsmenge im Hauptbremszylinder erschöpft ist. Eine Druckerhöhung ist dann nicht mehr möglich. Aus diesem Grund muss die abgelassene Bremsflüssigkeit wieder in den Hauptbremszylinder zurück gefördert werden. Solche Systeme werden Rückförderersysteme genannt. Sie sind Stand der Technik. Durch die Rückförderung bewegt sich das Bremspedal zurück, während das Bremspedal sich bei Druckaufbauten vor bewegt. Beide Bewegungen können vom Fahrer deutlich wahrgenommen werden. Beim Druckhalten kann der Fahrer durch Druckerhöhungen den Radbremsdruck nicht beeinflussen. Wird in allen Rädern der Druck gehalten, so spürt der Fahrer ein hartes Pedal, welches sich auch durch Pedalkrafterhöhung nicht mehr bewegen lässt.

Bei der automatischen Bremsdruckerzeugung bei ASR und ESP muss Bremsflüssigkeit unter Druck in den Radbremszylindern eingeführt werden. Wird diese Flüssigkeit dem Bremsflüssigkeitsbehälter entnommen und in den Bremskreis eingebracht, erhöht sich das Bremsflüssigkeitsvolumen in dem Bremskreis. Bremst der Fahrer während dies

geschieht, so ist der Bremspedalweg kürzer, und der Fahrer merkt dies an dem kurzen Pedalweg. Folgt eine ABS-Regelung, so kann das Bremspedal weit zurückgeschoben werden. Ist die Fahrbahn sehr glatt, dann kann es sogar vorkommen, dass das Bremspedal ganz zurückgeschoben wird, und die Zentralventile im Hauptbremszylinder öffnen, während der Fahrer noch bremst. Bei diesem Entspannen der Bremsflüssigkeit unter hohem Druck zurück in den Bremsflüssigkeitsbehälter werden die Zentralventile besonders belastet. Aus diesem Grund sind bei ASR und ESP entsprechende hochdruckfeste Zentralventile erforderlich. Bei Hauptbremszylinderkolben ohne Zentralventile werden die Manschetten durch dieses Entspannen über das Schnüffelloch unter hohem Druck zerstört.

### 23.3 Anforderungen der Fahrerassistenzsysteme an die Bremsanlage

Bei der Anpassung von ABS und ASR an die Fahrzeuge (Applikation von ABS und ASR) werden die Druckauf- und Druckabbaustufen so gewählt, dass eine optimale Regelung im Sinne der Anforderungen entsteht. Sind die Stufen größer oder kleiner, so ist die Regelung nicht mehr optimal. So kann z. B. Luft in der Bremsanlage dazu führen, dass die Stufen zu klein sind.

Bei ESP sind die Einflüsse der Bremse auf die Regelgüte direkt in den Gleichungen zu finden. Die Druckvolumenkennlinie beeinflusst die Druckschätzung (23.17), während die Bremsmomentübersetzung die Bremskraftschätzung (23.12) und damit auch die Seitenkraft (23.9) beeinflusst. Somit beeinflusst die Bremse auch die Schätzung der zulässigen Giergeschwindigkeit (23.7), der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit (23.11) und der frei rollenden Radgeschwindigkeit (23.10), des Schwimmwinkels (Gleichungen (23.3) und (23.4)), des Arbeitspunkts für ABS (23.19), und somit den Bremsweg.

Sowohl für ABS als auch für ASR und ESP ist somit die funktionelle Reproduzierbarkeit der Bremsanlage von größter Bedeutung.

Die Anforderungen von den Regelsystemen an die Bremse sind folgende:

- Reproduzierbarkeit der Druckvolumenkennlinien: bei den gleichen Ventilansteuerzeiten sind die gleichen Druckänderungen zu gewährleisten.
- Reproduzierbarkeit der Bremsmomentänderungen: bei den gleichen Bremsdruckänderungen sind die gleichen Bremsmomentänderungen zu gewährleisten.
- Die Reproduzierbarkeit bzgl. Bremsmomentänderungen ist unabhängig oder wenigstens vorhersagbar abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit, Raddrehgeschwindigkeit und von der Bremsentemperatur.
- Die Reproduzierbarkeit ist unabhängig von den Umgebungsbedingungen einzuhalten.
- Die Reproduzierbarkeit ist unabhängig von Verschleiß und Alterung der Bremsenteile, inkl. Bremsbeläge.
- Die Bremsflüssigkeit soll auch bei tiefen Temperaturen eine geringe Viskosität aufweisen, so dass auch dort eine schnelle Bremsdruckerzeugung möglich ist.
- Die Bremse muss wegen den o. a. Reproduzierbarkeiten gut entlüftet sein.
- Die Bremsflüssigkeit muss wegen Verstopfungsgefahr der engen Drosseln im Hydroaggregat sauber sein. Da auch Eiskristalle die Drosseln verstopfen können, soll die Bremsflüssigkeit wenig Wasser enthalten.
- Die Bremsflüssigkeit soll beim Entspannen, z. B. über eine Drossel, keine Luftblasenbildung verursachen.

### 23.4 Ausführungen der Bremsanlage für die Fahrerassistenzsysteme

Die erforderlichen Änderungen der Bremsdrücke bei ABS werden mit Hilfe eines ABS-Hydroaggregats realisiert (Abb. 23.21) [1]. Oben rechts im Bild ist das Bremspedal mit dem Unterdruckbremskraftverstärker, Hauptbremszylinder und Bremsflüssigkeitsbehälter skizziert. In dem strichpunktuierten Kasten 2 ist das Wirkschaltbild des ABS-Hydroaggregats enthalten. Das Wirkschaltbild stellt den Ruhezustand (nicht angesteuerten Zustand) des Hydroaggregats (HA) dar. Die Einlassventile 7 sind offen, und die Auslassven-

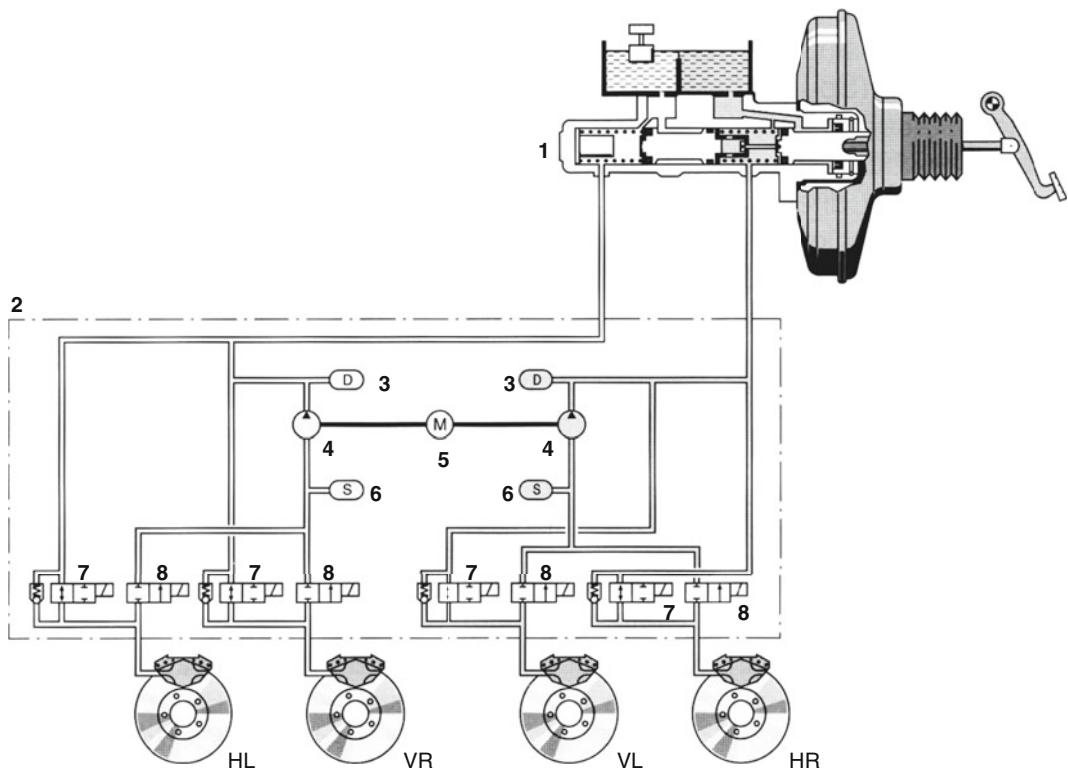


Abb. 23.21 ABS-Hydroaggregat

tile 8 sind geschlossen. Beim normalen Bremsen fließt Bremsflüssigkeit vom Hauptbremszylinder durch die geöffneten Einlassventile zu den Radbremszylindern, wo der Bremsdruck aufgebaut wird. Wird ABS aktiv, dann kann der Druck am Rad konstant gehalten werden, in dem das zugehörige Einlassventil elektrisch angesteuert wird und schließt. Muss der Bremsdruck am Rad abgebaut werden, dann wird bei geschlossenem Einlassventil das Auslassventil durch elektrische Ansteuerung geöffnet. Beim Druckabbau fließt Bremsflüssigkeit aus dem Radbremszylinder in die Speicherkammer 6. Das Volumen der Speicherkammer wird dabei so klein gewählt, dass bei Leckage eines Auslassventils der Bremskreis nicht ganz ausfällt. Eine Rückförderpumpe 4 fördert die Bremsflüssigkeit aus der Speicherkammer zurück in den Hauptbremszylinder. Der Fahrer merkt dies, in dem das Bremspedal zurückgeschoben wird. Die Rückförderpumpe ist eine Kolbenpumpe, die

Druckpulsationen in der Bremsflüssigkeitssäule zum Hauptbremszylinder verursacht. Um das damit verbundene Geräusch zu reduzieren sind so genannte Dämpferkammern 3 vorgesehen, deren Abfluss zum Hauptbremszylinder gedrosselt ist (nicht eingezeichnet). Die Kreistrennung bleibt auch im Hydroaggregat aufrecht erhalten. Löst der Fahrer die Bremse, so darf in keinem Rad der Druck größer sein als das vom Fahrer vorgegebene Druckniveau. Eine schnelle Entlastung der Radbremszylinder trotz noch angesteuerter Einlassventile ist durch die eingebaute Rückschlagventilfunktion der Einlassventile möglich.

Zur aktiven Bremsung des durchdrehenden Rades bei ASR, muss ein spezielles Hydroaggregat verwendet werden [1]. Dieses baut auf dem Hydroaggregat des ABS auf, ist aber um einiges erweitert (Abb. 23.22). Für den aktiven Druckaufbau wurde die Rückförderpumpe als selbstsaugende Pumpe ausgelegt. Zusätzlich wurden die Ansaug-

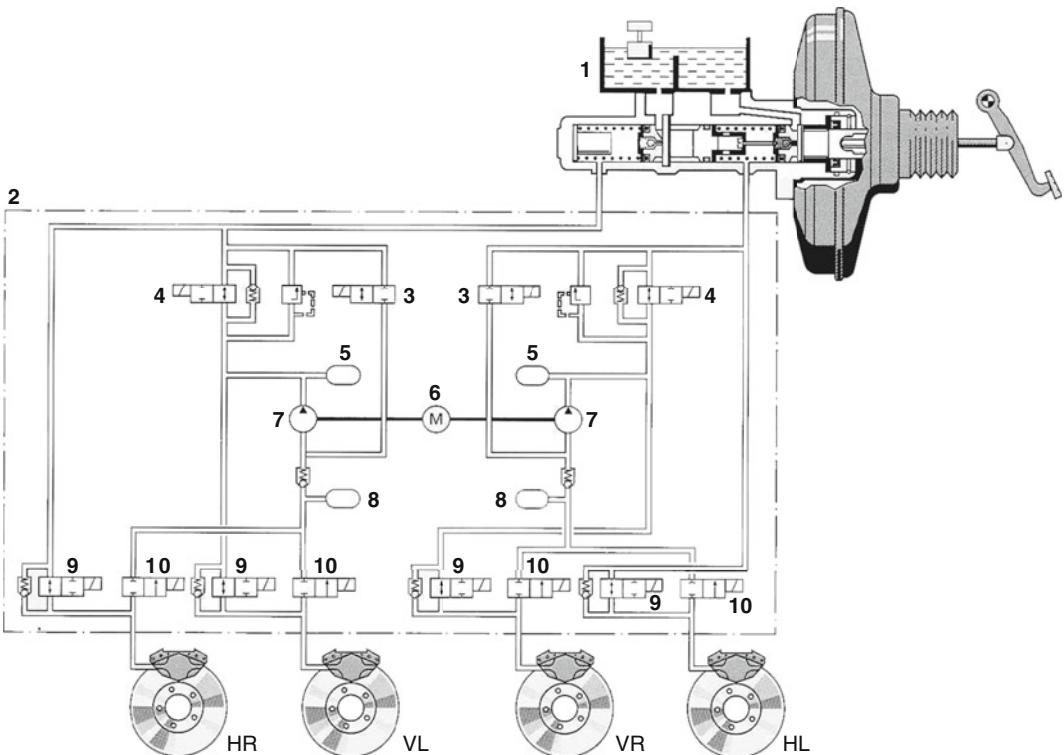


Abb. 23.22 ASR Hydroaggregat für einen Fronttriebler mit diagonaler Bremskreisauflaufteilung

ventile 3 und die Umschaltventile 4 eingeführt. Muss an einem Rad, z. B. vorne links (VL) aktiv gebremst werden, so wird der Pumpenmotor 6 elektrisch angesteuert. Gleichzeitig wird das linke Ansaugventil 3 geöffnet und das linke Umschaltventil 4 geschlossen. Nun saugt die linke Pumpe Bremsflüssigkeit durch das geöffnete Zentralventil im Schwimmkolben aus dem Bremsflüssigkeitsbehälter an. Die Pumpe fördert die angesaugte Bremsflüssigkeit durch das geöffnete Einlassventil 9 des Rades VL in den Radbremszylinder. Wenn der erforderliche Bremsdruck erreicht ist, so werden das Einlassventil 9 VL und das linke Ansaugventil 3 geschlossen.

Eingebaut in das Umschaltventil ist eine Rückschlagventilfunktion die den sofortigen Durchgriff des Fahrers beim Bremsen während einer ASR erlaubt. Das Umschaltventil hat auch eine Druckbegrenzungsfunktion die verhindert, dass der Bremsdruck im Hydroaggregat zu hoch werden kann, z. B. wenn beide Einlassventile in einem Kreis geschlossen sind.

Wenn das Ansaugventil bei angesteuertem Pumpenmotor geschlossen ist, entsteht ein großer Unterdruck auf der Pumpeneinlassseite. Damit sich dieser Unterdruck nicht bis zu den Radbremszylindern fortpflanzen und die Radbremskolben zurückziehen kann, ist ein Rückschlagventil zwischen Pumpe 7 und Speicherkammer 8 eingebaut, dessen Feder vorgespannt ist.

Wichtig für eine einwandfreie Regelung der Fahrdynamik bei ESP ist ein ausreichend schneller Druckanstieg in den Radbremsen. Problematisch sind in diesem Zusammenhang die niedrigen Kfz-typischen Temperaturen, bei denen die Viskosität der Bremsflüssigkeit drastisch zunimmt. Um auch bei tiefen Temperaturen schnell den Druck aufzubauen zu können hat das Ansaugventil 3 des ASR-Hydroaggregats (Abb. 23.22) eine große Durchlassöffnung. Bremst der Fahrer aber, dann reicht die elektromagnetische Ventilkraft nicht, das Ansaugventil zu öffnen. Für ESP wurde deshalb das Ventil 3 durch ein neues Ventil ersetzt (*Hochdruck-Saug-Ventil*, HSV), welches sowohl bei kleinen als

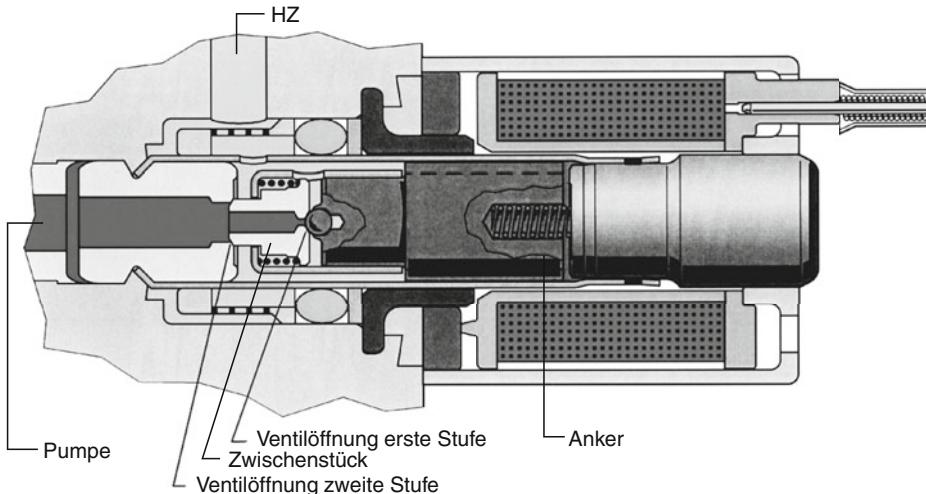


Abb. 23.23 Zweistufiges Ansaugventil (HSV)

auch bei hohen Gegendrücken (bei der Bremsung) eine große Durchlassöffnung frei machen kann.

Das neue Ventil, HSV, ist ein zweistufiges Ventil, welches bei hohen Gegendrücken in der ersten Stufe eine kleine Öffnung frei macht, indem der Anker die Ventilkugel nach rechts vom Sitz abhebt (Abb. 23.23). Bei hohen Drücken reicht dies aus, um einen schnellen Druckaufbau zu erzielen. Fällt durch die Öffnung der ersten Stufe die Druckdifferenz über das Ventil ab, dann öffnet sich auch die zweite Stufe mit dem großen Querschnitt, indem der Anker in einer weiteren Rechtsbewegung auch das Zwischenstück vom Ventilsitz der zweiten Stufe abhebt. Ist der Druck von vornherein klein, dann öffnet sich sofort die zweite Stufe mit der großen Öffnung. Mit diesem zweistufigen Ansaugventil ist das ASR-Hydroaggregat für ESP geeignet.

Reicht die Druckaufbaudynamik nicht aus (z. B. bei großvolumigen Radbremszylindern), dann kann durch Zusatzmaßnahmen die Saugseite der Rückförderpumpe mit Druck beaufschlagt werden. Dazu gibt es zwei Lösungsansätze. Erstens kann ein so genannter *intelligenter Bremskraftverstärker* (Smart Booster) verwendet werden (Abb. 23.24). Bei einer aktiven Druckanforderung wird der Verstärker über ein elektrisch steuerbares Proportionalventil belüftet, sodass der Stangenkolben und damit auch der Schwimmkolben bewegt wird, und

ein Bremsdruck im Hauptbremszylinder, der auf ca. 15 bar geregelt wird, entsteht.

Zweitens kann eine *Vorladepumpe* mit Kaskadenanordnung zur Rückförderpumpe verwendet werden (Abb. 23.25). Die Vorladepumpe saugt aus dem Bremsflüssigkeitsbehälter und fördert in den Stangenkreis. Zum Bremsflüssigkeitsbehälter ist im Hauptbremszylinder eine Drossel eingebaut, sodass im Hauptbremszylinder und im Stangenkreis ein Staudruck von ca. 15 bar entsteht, welche die Saugseite der Rückförderpumpe im Stangenkreis beaufschlägt. Über den Schwimmkolben findet ein Druckausgleich statt, sodass auch in dem Schwimmkolbenkreis der Druck auf ca. 15 bar ansteigt. Nun wird auch die Saugseite der Rückförderpumpe im Schwimmkolbenkreis mit Druck beaufschlägt.

ESP wird in verschiedenen Ausbaustufen angeboten. Die höchste Ausbaustufe, welche seit 2006 angeboten wird, umfasst ein Hydroaggregat mit sechs Pumpenelementen anstatt zwei in der niedrigsten Ausbaustufe (Abb. 23.26). Weiter ist ein Sensorblock zur Messung der Drücke im Hauptbremszylinder und in den Bremskreisen vorgesehen. Das Geräuschniveau der Pumpe wird dadurch zum kaum wahrnehmbaren Niveau reduziert. Weiter wird die aktive Druckaufbaudynamik mehr als dreifach gesteigert, sodass Eingriffe früher und des-

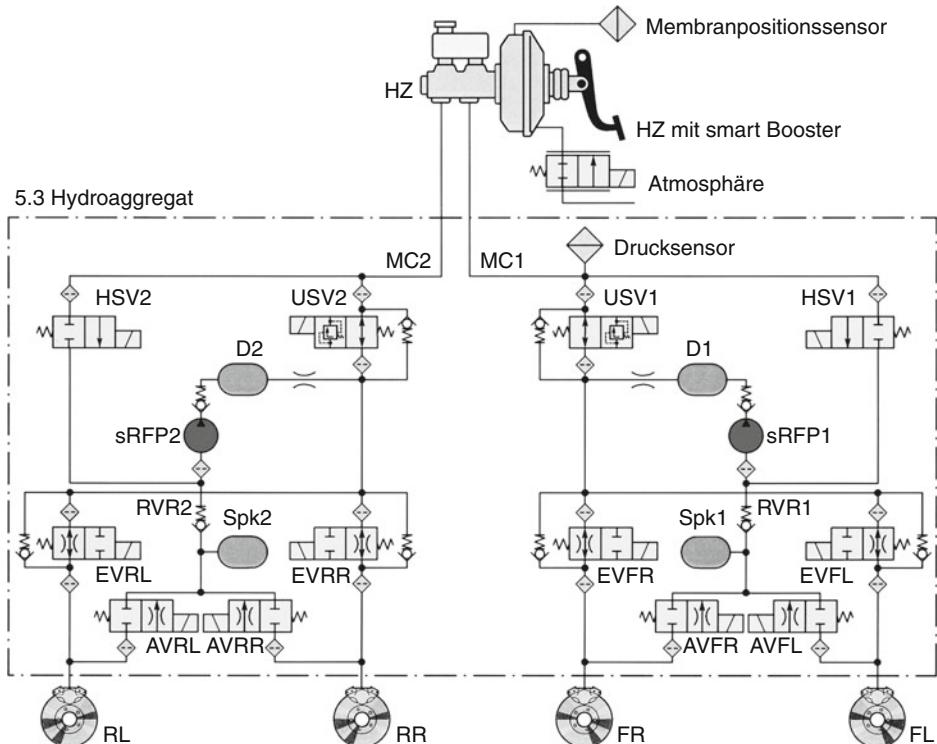


Abb. 23.24 Druckbeaufschlagung der Rückförderpumpensaugseite mittels Smart Booster

halb in abgemilderter Form zur Wirkung kommen können. Durch die verbesserte Druckschätzung auf der Basis der zusätzlichen Sensoren sind die Bremseingriffe besser dosierbar, und deshalb komfortabler. Beim erweiterten Bremsassistenten können die Bremsbeläge bereits angelegt werden, bevor der Fahrer das Bremspedal berührt. Die Erweiterung zum „stop and go“ ist relativ einfach möglich.

### 23.5 Überwachung der Bremsanlage in Fahrerassistenzsystemen

Die Hydroaggregate der Fahrerassistenzsysteme sind fail-safe konzipiert [1]. Dies bedeutet, dass bei Ausfall der Regelsysteme, das Hydroaggregat in den Ruhezustand zurückfällt, wie in den Bildern der Hydroaggregate dargestellt. Fail-safe heißt hier, dass eine ungeregelte Bremsung im vollen Funktionsumfang möglich ist. Weiter sind die Hydroaggre-

gate auf extreme Zuverlässigkeit konstruiert, sodass Ausfälle höchst selten sind.

Bei Fahrzeugstart wird der Rückförderpumpenmotor geprüft. Dazu wird der Motor kurz angesteuert. Eventuell vorhandene Bremsflüssigkeit wird dabei aus den Speicherkammern in den Kreisen zurückgefördert. Nach Ablauf der Ansteuerung wird durch den Motornachlauf eine Generatorenspannung induziert, die gemessen wird. Ist die Generatorenspannung Null, hat sich der Motor nicht gedreht und ABS wird nicht aktiviert. Die gelbe ABS-Lampe im Display wird angesteuert.

Bei ESP mit Vorladung über eine Vorladepumpe wird bei Fahrzeugstart auch der Vorladepumpenmotor angesteuert. Zeigt der Drucksensor daraufhin keinen Bremsdruck an, ist entweder die Vorladepumpe oder der Bremsdrucksensor defekt. Einen ähnlichen Zusammenhang gibt es bei der Vorladung über den intelligenten Bremskraftverstärker: wird der Bremskraftverstärker belüftet, so muss der Drucksensor einen Druck anzeigen.

## 23.5 · Überwachung der Bremsanlage in Fahrerassistenzsystemen

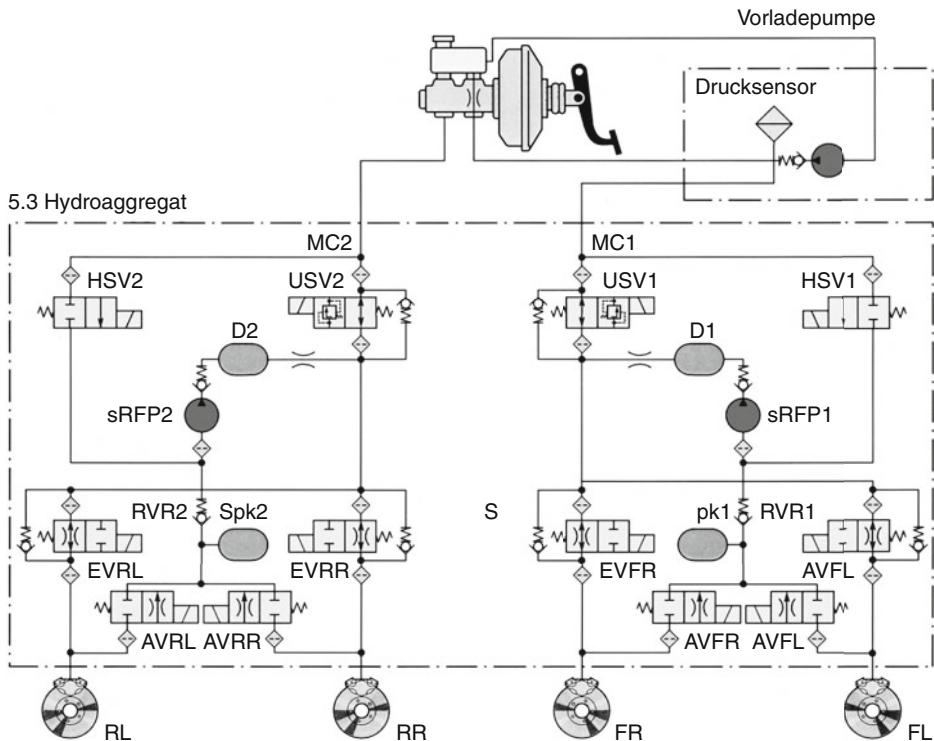


Abb. 23.25 Druckbeaufschlagung der Rückförderpumpensaugseite mittels Vorladepumpe

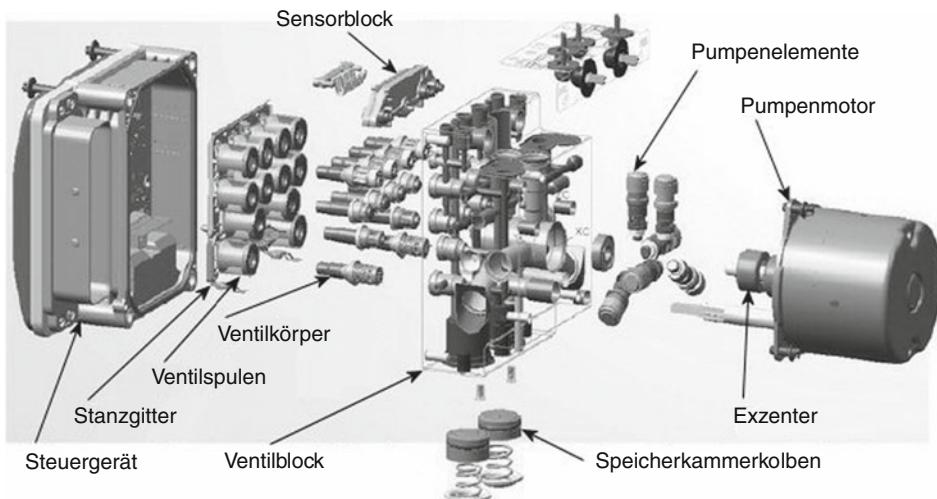


Abb. 23.26 Explosionszeichnung von ESP Premium (Bosch)

## 23.6 Ausblick und Perspektiven

Mit ESP hat die aktive Fahrsicherheit mittels Einsatz der Bremsen vorerst einen Höhepunkt erreicht. Erweitert werden kann ESP in zwei Richtungen. Erstens Verbesserung der Fahrsicherheit und zweitens Verbesserung auf dem Gebiet der Bremsung. Eine anfangs skeptisch betrachtete Weiterentwicklung des ESP verwendet die Bremsen sogar, um das Fahrverhalten bei höheren Querbeschleunigungen des Fahrzeugs zu verbessern (z. B. XDS von Audi zusammen mit ESP).

Da bereits die Beeinflussung der Fahrzeugführung mit Hilfe eines aktiven Lenksystems entwickelt wurde, kann über die Fahrzeugführung mittels Einsatz der Bremsen in sicherheitsrelevanten Verkehrssituationen nachgedacht werden. Als Beispiel, die Bremsen werden benutzt, wenn detektiert wird, dass das Fahrzeug beim ungewollten Überschreiten der Spurmarkierungen auf der Straße die Fahrspur verlässt. Mittels ESP wird das Fahrzeug wieder in die Fahrspur zurückgebracht. Ein beherzter Bremseneingriff könnte dann für den unaufmerksamen Fahrer sogar vorteilhaft sein. Bei Fahruntüchtigkeit (z. B. durch plötzliche Herzbeschwerden) könnte dieses System erweitert werden zu einem geregelten Fahrspurwechsel bis zur Standspur und bis zum Fahrzeugstillstand.

Bei den Verbesserungen auf dem Gebiet der Bremsung ist die fahrsituationsabhängige Bremskraftverteilung bereits bei der Elektrohydraulischen Bremse (EHB) eingeführt. Weiter wurde das ACC in Richtung „Stop and Go“ als Stauassistent oder als Vollbremsassistent weiterentwickelt. Wichtig ist die Weiterentwicklung auf dem Gebiet der Anhalte-

wegverkürzung. Hier werden, bei Erkennung einer kommenden Vollbremsung, durch eine leichte aktive Bremsung, die Bremsbeläge bereits an die Brems Scheibe angelegt, bevor der Fahrer das Bremspedal betätigt. Da am Anfang einer Bremsung die Fahrgeschwindigkeit am höchsten ist, wirkt sich dieser frühe Bremseingriff besonders vorteilhaft aus. Mittlerweile wird auf der Basis von ESP die Bremse bei sehr vielen Fahrerassistenzfunktionen und für die verschiedenen Stufen des automatisierten Fahrens benötigt [8]. Für die Rekuperation bei Hybrid- und Elektrofahrzeuge wurde das ESP-Aggregat zum ES-Phev erweitert (s. ▶ Kap. 19).

## Literatur

1. Robert Bosch GmbH (Hrsg.): Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 27. Aufl. Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden (2011)
2. Inagaki, S., Koshiro, I., Yamamoto, M.: Analysis on Vehicle Stability in Critical Cornering Using Phase Plane Method. AVEC'94 (1994), S. 287–292 (1994)
3. van Zanten, A.; Erhardt, R.; Pfaff, G.: FDR – Die Fahrdynamikregelung von Bosch. ATZ **11**, 674–689 (1994)
4. van Zanten, A., Erhardt, R., Pfaff, G., Kost, F., Hartmann, U., Ehret, T.: Control Aspects of the Bosch VDC. AVEC'96, S. 576–607 (1996)
5. Fischer, G., Müller, R.: Das elektronische Bremsenmanagement des BMW X5. ATZ **102**(9), 764–773 (2000)
6. Kiesewetter, W., Klinkner, W., Reichelt, W., Steiner, M.: Der neue Brake Assist von Mercedes – Benz. ATZ **99**(6), 330–339 (1997)
7. Fischer, G., Heyken, R., Trächtler, A.: Aktive Gespannstabilisierung beim BMW X5. ATZ **104**(4), 330–336 (2002)
8. Winner, H., Hakuli, S., Wolf, G. (Hrsg.): Handbuch Fahrerassistenzsysteme, 2. Aufl. Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden (2012)

# Die Bremse im mechatronischen Fahrwerk

Hermann Winner, Thomas Degenstein, Tobias Bischof-Niemz und Marcus Schumann

- 24.1 Einleitung – 550**
- 24.2 Fahrwerksmechanik – 550**
  - 24.2.1 Funktionsstruktur und Schnittstellen von Radaufhängungen – 550
  - 24.2.2 Darstellung von Fahrwerksparametern – 552
- 24.3 Grenzen passiver Fahrwerksysteme – 553**
  - 24.3.1 Einschränkungen konventionell hydraulisch betätigter Radbremsen – 553
  - 24.3.2 Dynamik – 553
  - 24.3.3 Bremskomfort – 554
  - 24.3.4 Zielkonflikt zwischen Sicherheit und Komfort – 554
- 24.4 Lösungspotentiale durch Mechatronik – 555**
  - 24.4.1 Möglichkeiten der Mechatronik – 555
  - 24.4.2 Mechatronik in der Bremsanlage – 556
  - 24.4.3 Mechatronik in der Radaufhängung – 559
  - 24.4.4 Wechselwirkung zwischen Lenkung und Bremse – 563
  - 24.4.5 Wechselwirkung zwischen Reifen und Bremse – 564
- 24.5 Ausblick – 567**
- Literatur – 567**

## 24.1 Einleitung

Das von der Radbremse erzeugte Bremsmoment wird über den die Radlast tragenden Reifen in eine Bremskraft umgeformt und im Reifenlatsch auf die Fahrbahn übertragen. Gleichzeitig werden die Reaktionskräfte über die verschiedenen Komponenten des Fahrwerks an den Radaufhängungspunkten in die Karosserie eingeleitet. Die Hauptfunktionen eines Fahrwerks – Tragen des Aufbaus, Radführung, Gewährleistung des Schwingungskomforts und der Fahrsicherheit bis in den Grenzbereich hinein – können durch passive mechanische Komponenten nur innerhalb von Grenzen, die durch den beschränkten Bauraum, die endliche Bauteilfestigkeit, die Materialeigenschaften etc. gegeben sind, realisiert werden. Außerdem führt die fehlende Adaptivität der mechanischen Lösungen zu weiteren Konflikten in der Fahrwerksentwicklung, die aus konkurrierenden Anforderungen resultieren. So erfordern unterschiedliche Fahrsituationen (z. B.  $\mu$ -Split-Bremsung und Bremsen in der Kurve) unterschiedliche Auslegungen der Radaufhängungskinematik. Während eine Auslegung bei einem Fahrmanöver stabilisierend wirkt, kann sie bei einem anderen zur Destabilisierung führen. Daraus resultiert eine Kompromisslösung bei der Fahrwerksgestaltung, die dem Fahrer eine höhere Stabilisierungsaufgabe aufbürdet, als es eine optimal auf die Situation abgestimmte Auslegung verlangen würde. Um derartige Kompromisslösungen zu vermeiden und auch Fahrsituationen zu entschärfen, die der Fahrer nicht mehr meistern könnte, bietet sich der Einsatz mechatronischer Systeme an, die zu einem Zugewinn an Auslegungsfreiheitsgraden führen und Zielkonflikte auflösen oder entschärfen können.

Um das Potential eines mechatronischen Fahrwerks für die Bremsfunktion einerseits und die Rolle der Bremse im Fahrwerk andererseits aufzeigen zu können, werden zunächst die Kraftflussketten eines passiven Fahrwerks und die Einschränkungen eines solchen Systems dargestellt. Im nächsten Schritt werden die Potentiale mechatronischer Lösungen im Allgemeinen aufgezeigt und Eingriffsmöglichkeiten anhand einzelner Fahrwerkskomponenten vorgestellt, die zur Ausweitung der genann-

ten Grenzen führen. Abschließend wird das Potential der Vernetzung der einzelnen Komponenten diskutiert und ein Ausblick auf die Einsatzmöglichkeiten in Fahrerassistenzsystemen gegeben.

## 24.2 Fahrwerksmechanik

### 24.2.1 Funktionsstruktur und Schnittstellen von Radaufhängungen

Das Gewicht des Kraftfahrzeugs, genauso wie die für seine Bewegung ursächlichen Kräfte, werden nahezu ausschließlich auf vier etwa handtellergroßen Flächen abgestützt – den Radaufstandsflächen. Die Kraftübertragung in der Ebene erfolgt dabei kraftschlüssig über die Reifen, wobei die maximal übertragbaren Längs- und Querkräfte voneinander abhängen (vgl. ▶ Kap. 5). Der Reifen seinerseits wird auf der Felge geführt und erfährt über diese die fahrzeugbezogenen Richtungsvorgaben und die Antriebs- bzw. Bremsmomente. Die Radnabe ihrerseits wird über Lenker im Allgemeinen gleichzeitig kinematisch und elastokinematisch geführt. Elastische und dämpfende Elemente nehmen die wirkenden Kräfte auf und leiten sie an den Aufbau weiter. Die Bewegungen der vier Räder und ihrer Radaufhängungen sind voneinander abhängig, da sie einerseits dynamisch und andererseits kinematisch über den Aufbau miteinander gekoppelt sind. Anhand der Darstellung in □ Abb. 24.1 lässt sich beispielhaft die Kraftflusskette einer Einzelradaufhängung in Feder-Dämpferbein-Ausführung ablesen.

Die vielfältigen Anforderungen an die Funktion eines Fahrwerks resultieren in zahlreichen Zielkonflikten (z. B. notwendige Kompromisse in der Gestaltung der Kinematik aufgrund gegebener Bauteilfestigkeiten und damit verbundener Mindestdimensionierung).

### Wechselwirkungen zwischen Bremse und Radaufhängung

Eine typische Pkw-Einzelradaufhängung besitzt einen vertikalen Freiheitsgrad bezogen auf die Karosserie. Bei Ein- und Ausfederung werden in Richtung dieses Freiheitsgrades im Wesentlichen durch die Aufbaumfeder und den Aufbau-

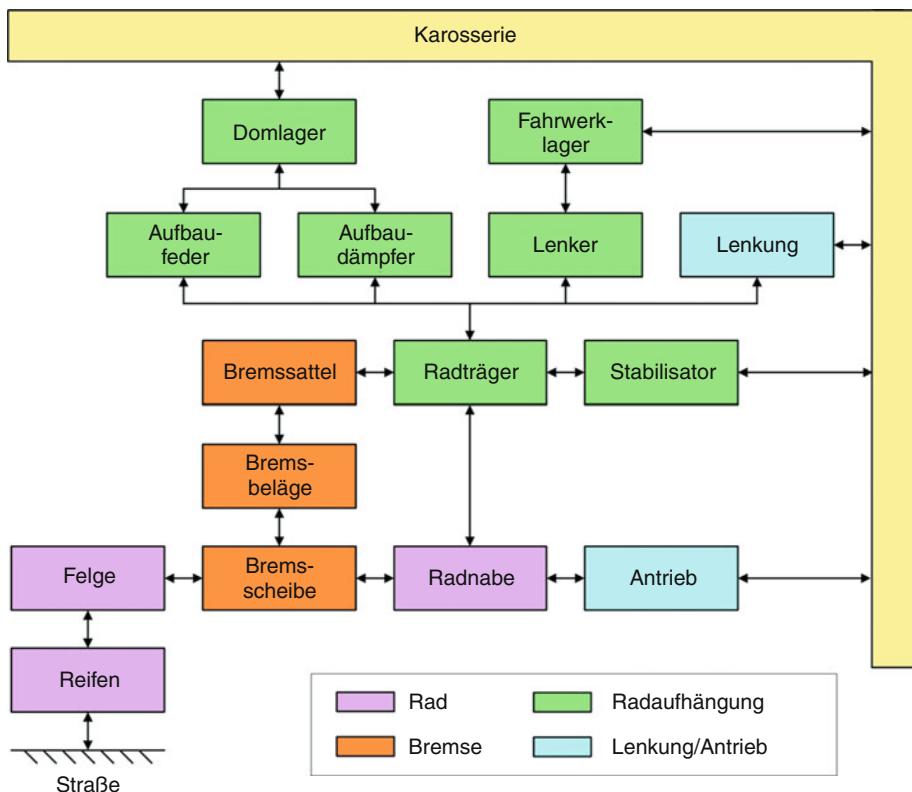


Abb. 24.1 Kraftkopplungen von Fahrwerkkomponenten am Beispiel einer Vorderradaufhängung in Feder-Dämpferbein-Ausführung

dämpfer Kräfte aufgenommen. Zusätzlich existieren Fahrwerk nachgiebigkeiten in Fahrzeuglängs- und -querrichtung, die durch die Elastokinematik bedingt sind. Greifen im Reifenlatsch Antriebs-, Brems- oder bei Kurvenfahrt Seitenkräfte an, so bewirken diese, sofern sich die Wank- bzw. die Nickachse nicht auf der Höhe des Fahrzeugschwerpunkts befindet, Folgendes: Der Aufbau beginnt gemäß dem Drallsatz um die entsprechende Achse zu rotieren; er wankt aufgrund der Zentrifugalkraft bzw. nickt aufgrund der translatorisch beschleunigten tragen Masse. Bezogen auf das einzelne Rad führt dies zu einem Ein- oder Ausfedern. Ein Teil der durch die Längs- bzw. Querkraft erzeugten Radlastverschiebung wird über die im betrachteten Zusammenhang als starr anzunehmenden Radaufhängungen übertragen. Der andere Teil baut sich durch das genannte Ein- bzw. Ausfedern allmählich auf. Beide Teile führen an allen Rädern zu

einer Änderung der Radlast im Vergleich zur statischen Radaufstandskraft. Bedingt durch die resultierenden Einfedervorgänge kommt es zu Verschiebungen der Radaufhängungskomponenten gegenüber einander sowie relativ zum Aufbau, wodurch sich im Allgemeinen die Radstellungsparameter ändern. Diese Mechanismen werden entsprechend ihrer Ursache auch als Wank-, Längskraft- oder Seitenkraftlenken bezeichnet. Von besonderem Interesse sind dabei die Änderungen der Spur- und Sturzwinkel, da sie unmittelbaren Einfluss auf das Fahrverhalten haben. Die für unterschiedliche Fahrsituationen jeweils optimalen Raderhebungskurven eines einzelnen Rades sind im Allgemeinen nicht identisch, sodass die konstruktive Auslegung nur einen Kompromiss gegensätzlicher Optimierungsrichtungen darstellen kann.

Durch Gaswegnahme oder Bremsen wird eine Lastwechselreaktion hervorgerufen. Dabei verur-

sacht die im Fahrzeugschwerpunkt angreifende Reaktionskraft – bedingt durch das Motorbremsmoment und die Bremskräfte – eine Erhöhung der Vorderachslast und eine gleichzeitige Verminderung der Hinterachslast. Bei Kurvenfahrt ändert sich somit bei zunächst gleich bleibenden Schräglauftwinkeln die Querkraftaufteilung zwischen Vorder- und Hinterachse. Aufgrund der nun höheren Radlast an der Vorderachse erhöht sich dort die Seitenkraft. Entsprechend verringert sich die Seitenkraft an der Hinterachse. Damit liegt ein Giermoment vor, welches das Fahrzeug in die Kurve eindrehen lässt und somit übersteuernd wirkt. Dies gilt bereits im linearen Bereich der Reifenkennlinien und somit auch schon bei Querbeschleunigungen weit unterhalb der physikalischen Grenze. Wird bei sehr starkem Bremsen der Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn überbeansprucht, so geht dies mit einem Verlust der Seitenführungskraft an Vorder- und/oder Hinterachse einher, was in einem starken Übersteuern oder in einem Verlassen der Fahrbahn resultieren kann.

Somit wird klar, dass die Wechselwirkungen zwischen Bremse und Radaufhängung die Fahrdynamik stark beeinflussen.

## 24.2.2 Darstellung von Fahrwerksparametern

Die Auslegung eines Fahrwerks erfolgt im Wesentlichen durch die Kinematik der Radaufhängung sowie durch die Abstimmung der Einzelparameter von Steifigkeiten, Dämpfungen und Massen. Deren Zusammenwirken definiert das Gesamtsystemverhalten, wodurch schließlich verschiedene Abstimmungsphilosophien dargestellt werden können. Nachfolgend sind Haupteinflussparameter des Fahrwerks aufgelistet:

- Aufbaufederung (Steifigkeit, lineare bzw. nichtlineare Kennlinie etc.)
- Aufbaudämpfung (Dämpfungsmaß, Reibung, Kennlinie etc.)
- Stabilisator (Anzahl, Kennlinie)
- Reifen (Steifigkeiten, Trägheiten, Mischung, Profilgeometrie, Dimension etc.)
- Massenträgheitstensoren der Fahrwerkskomponenten

Die Variationen der einzelnen Parameter beeinflussen das Fahrverhalten, den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit. Das vertikale Schwingverhalten des Fahrzeugaufbaus wird maßgeblich durch die Steifigkeit der Aufbaufederung bestimmt. Diese ist bei gegebener Aufbaumasse über die Größe der gewünschten Aufbaueigenfrequenz weitgehend vorgegeben. Bei sportlich ausgelegten Fahrzeugen ist die Aufbaueigenfrequenz höher als bei komfortablen Abstimmungen. Ähnliche Tendenzaussagen lassen sich zur Ausführung der Aufbaudämpfung machen. Mit zunehmender Dämpfung reduziert sich meist der vertikale Schwingungskomfort. Eine wichtige Beurteilungskenngröße für diesen Komfort stellt der Effektivwert der Aufbaubeschleunigung dar. Gleichzeitig jedoch verringert eine Erhöhung der Aufbaudämpfung in weiten Bereichen die Radlastschwankungen; der Schwingungsdämpfer ist somit auch fahrsicherheitsrelevant. Eine gängige Entschärfung der Problematik zwischen einer hohen Dämpfung aus Fahrsicherheits- und einer geringen aus Komfortgründen wird zurzeit durch eine im Vergleich zur Druckstufe um ca. den Faktor zwei größere Zugstufendämpfung dargestellt. Grundsätzlich kann jedoch bei einer rein passiven Fahrwerksauslegung sowohl die Aufbaudämpfung als auch die Federung nur in recht engen Grenzen variiert werden, da die einmal gewählten Parameter für alle Fahrsituationen jeweils eine mindestens ausreichende Qualität erzielen müssen.

Durch den Einsatz von Torsionsstabilisatoren kann zum einen das Wank- und zum anderen das Eigenlenkverhalten abgestimmt werden. Hohe Steifigkeiten der Stabilisatoren bewirken geringe Wankwinkel, was bei sportlichen Fahrzeugen gewünscht ist. Durch die vorhandene Kopplung zwischen der linken und der rechten Fahrzeugseite an einer Achse nimmt jedoch die Stoßempfindlichkeit auf einseitiges fahrbahnbedingtes Einfedern zu. Dies hat einen negativen Einfluss auf den Komfort. Da die Wankfederrate zusätzlich auch durch die Aufbaufederung festgelegt wird, müssen diese beiden Komponenten aneinander angepasst werden.

Auch die Auswahl der Bereifung hat einen Effekt auf das vertikale Schwingverhalten. Eine steifere Auslegung – d. h. eine hohe Reifenfedersteifigkeit – bewirkt einerseits eine Erhöhung der vertikalen Radeigenfrequenzen. Andererseits vergrößert

sie die Radlastschwankungsamplituden. Im Allgemeinen ist aber mit einer hohen Reifensteifigkeit ein insbesondere in sportlichen Fahrzeugen gewünschtes dynamischeres Ansprechverhalten des Reifens auf Last- oder Bewegungsrichtungsänderungen verbunden. Beides tritt bei komfortbetonten Fahrzeugen wegen des gewünschten hohen Abrollkomforts in den Hintergrund. Die Vertikalsteifigkeit des Reifens lässt sich hauptsächlich über den Aufbau des Reifenquerschnitts und über den Reifeninnendruck variieren.

Einen weiteren wichtigen Einfluss hat die Größe der Massen, die nicht durch Aufbaufederung und -dämpfung von der Straße isoliert sind. Diese reifengefederten Massen (auch ungefederte Massen genannt) stützen sich nur über die Reifenfeder auf der Fahrbahn ab. Vertikalanregungen auf unebenen Fahrbahnen führen zu Radlastschwankungen, die umso größer werden, je größer die reifengefederten Massen sind. Sie können so groß werden, dass der Bodenkontakt verloren geht. Aber auch geringere Radlastschwankungen führen bedingt durch nichtlineares Reifenverhalten und Zeitverzüge beim Kraftaufbau des Reifens zur Verringerung der übertragbaren Kräfte für Spurführung, Bremsen und Antreiben. Dies verlängert den Bremsweg bei Vollbremsungen und kann die Regelgüte des ABS verschlechtern. Für eine optimale Bodenhaftung sollen die reifengefederten Massen deshalb möglichst klein sein.

Zu den reifengefederten Massen zählen im Wesentlichen die folgenden:

- Reifen
- Felge
- Bremsscheibe, Bremssattel mit Belägen/Brems trommel, Belagträger mit Belägen
- Radträger inklusive Radnabe und Radlager

Nur zu einem Teil werden die Massen der Bau teile gerechnet, die sich sowohl an diesen fahrbahn nahen Komponenten als auch am Fahrzeug selbst abstützen. Dazu gehören:

- Fahrwerkslenker, Achsen
- Spurstange
- Antriebswelle
- Feder und Dämpfer

Die Auslegung aller oben genannten Parameter eines passiven mechanischen Fahrwerks erfolgt un-

ter Optimierungsgesichtspunkten für eine Vielzahl von Fahrsituationen.

## 24.3 Grenzen passiver Fahrwerksysteme

### 24.3.1 Einschränkungen konventionell hydraulisch betätigter Radbremsen

Auch bei der Entwicklung konventionell hydraulisch betätigter Radbremsen muss auf eine Reihe von Komponenteneigenschaften eingegangen werden (vgl. z. B. ► Abschn. 7.2). Als Beispiel sei der Konflikt zwischen dem Wunsch nach einem großen Lüftspiel, um z. B. Restbremsmomente zu vermeiden, und einer möglichst kleinen hydraulischen Volumenaufnahme genannt. Weiterhin spielen bei der Gestaltung der Bremspedalcharakteristik die Sattelsteifigkeit und die Belagkompressibilität eine große Rolle. Diese beeinflussen auch stark die Übertragung von Schwingungen und Geräuschen (wie Quietschen oder Bremsenrubbeln), vgl. ► Kap. 28. Hier würde man sich im Sinne eines kurzen Pedal weges eine hohe Steifigkeit, im Sinne einer geringeren Schwingungsübertragung eine niedrige Steifigkeit wünschen. Das rein passive System kann hier nur auf einen bestimmten Arbeitsbereich aus gelegt werden, in dem ein optimales Verhalten erzielt wird. Veränderungen der Systemparameter, z. B. durch Verschleiß oder Alterung, führen zwangsläufig zu einem nicht mehr optimalen Systemverhal ten.

### 24.3.2 Dynamik

Hinsichtlich der Dynamikgrenzen mechanischer Radaufhängungen muss zwischen der von der Bremse realisierbaren Systemdynamik und der Dy namik abgewogen werden, welche den anderen Fahrwerkskomponenten und dem Fahrer maximal zugemutet werden kann.

Nach Einleitung eines Bremsvorgangs sind in dem mechanischen Gesamtsystem an verschiedenen Stellen spiel- und elastizitätsbedingte Wege zu überwinden, bevor die vom Fahrer am Bremspe-

dal eingeleitete Kraft (nach entsprechender Verstärkung) das Fahrzeug verzögert. Als Beispiele seien hier der Druckaufbau im Bremshydratiksystem, die Überwindung von Lüftspiel zwischen Belag und Scheibe, die Fahrwerkelastizitäten und die Nachgiebigkeit der Reifen genannt. Aufgrund von Fertigungstoleranzen kann der Bremskraftaufbau zwischen der linken und der rechten Fahrzeugeite asynchron erfolgen, sodass ein plötzlicher lenkähnlicher Effekt auftritt. Je größer dabei die Bremsdynamik ist, desto stärker wirkt sich der Lenkeffekt aus und desto schwieriger wird die Kompensation für den Fahrer.

Darüber hinaus steigt bei einer Erhöhung der Dynamik des Druckaufbaus im Bremsystem bei kritischen Bremsmanövern die Geschwindigkeit des Kraftaufbaus an. Dies wirkt sich negativ auf die Dauerhaltbarkeit der im Kraftfluss stehenden Komponenten aus. Exemplarisch seien hier die elastokinematischen Fahrwerkkomponenten (Gummi-Metall-Elemente und Hydrobuchsen) erwähnt. So mit besteht auch hier ein Zielkonflikt, nämlich zwischen der Dynamikoptimierung eines Bremsystems und der Lebenserwartung (und damit der Zuverlässigkeit) eines mechanischen Brems- bzw. Fahrwerksystems.

### 24.3.3 Bremskomfort

Auf die einzelnen Schwingungserscheinungen, die während des Bremsvorganges den Komfort beeinträchtigen können, wird im ▶ Kap. 28 „Schwingungen und Geräusche“ ausführlich eingegangen. Bedingt durch die Grenzen mechanischer Systeme kann die Beseitigung von komfortmindernden Erscheinungen in der Regel nur symptomatisch erfolgen. So wird zur Vermeidung des Auftretens der aufgrund von Schwankungen der Bremsscheiben dicke erregten Lenkunruhe versucht, die Eigenfrequenzlagen der am Radträger angebundenen Lenker so zu verschieben, dass sie durch das an einem Kraftfahrzeug auftretende Schwingungskollektiv nicht angeregt werden. Durch die Entkopplung von Freiheitsgraden ließe sich die Übertragung von Schwingungen von der Radaufhängung in die Lenkung unterbinden. Im Allgemeinen reduzieren jedoch diese Maßnahmen den Gestaltungsfreiraum

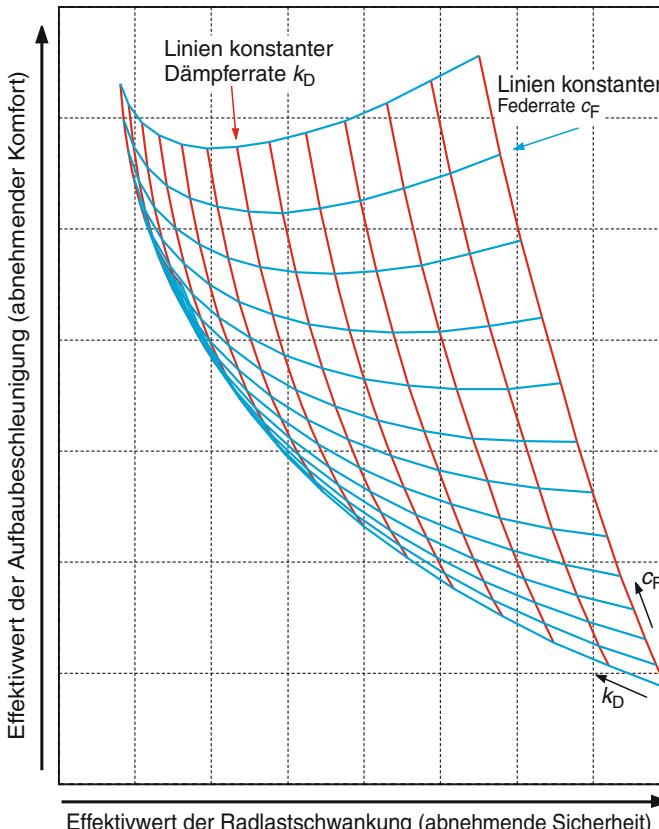
bei der Fahrwerksauslegung. Es gibt eine Vielzahl von Beispielen, die nicht nur zeigen, dass die in einem System verwirklichten Sollfunktionen Nebeneffekte haben können, sondern auch, dass aufgrund der Komfortanforderungen eine Vielzahl von Kompromissen eingegangen werden muss. Hier werden zusätzliche Maßnahmen benötigt, wie z. B. der Einsatz von Dämpfungsblechen auf den Belagrückenplatten, um Bremsgeräusche zu bedämpfen.

### 24.3.4 Zielkonflikt zwischen Sicherheit und Komfort

Bei der Betrachtung und Diskussion der Grenzen von mechanischen Systemen fällt insbesondere der Zielkonflikt zwischen Sicherheit und Komfort ins Auge. Die Auflösung ist beim ausschließlichen Einsatz von passiven, rein mechanischen Systemen nicht möglich.

Für ein möglichst gutes Bremsverhalten muss die vertikaldynamische Abstimmung des Fahrwerks vor allem hinsichtlich der Fahrsicherheit und weniger bezüglich des Fahrkomforts vorgenommen werden. Nachfolgend werden daher am Beispiel der vertikal- und längsdynamisch relevanten Federungen und Dämpfungen die möglichen Diskrepanzen zwischen Komfort und Sicherheit diskutiert. Die für jede Bremskraftübertragung benötigte Radlast kann als die stellvertretende Bewertungsgröße für Fahrsicherheitsaspekte angesehen werden, was von Reichel [1] experimentell nachgewiesen wurde. Eine objektive und weithin bekannte Größe für deren Bewertung stellt der so genannte Effektivwert der Radlastschwankung (dies entspricht der Standardabweichung der Radlast über der Zeit) dar. Ein Ziel einer Fahrwerksabstimmung kann z. B. dessen Minimierung sein, was hauptsächlich durch eine geeignete Auslegung der Parameter Aufbaudämpfung und Aufbaufedersteifigkeit erreicht wird.

Meist ist die Folge dieser Auslegungsphilosophie allerdings eine deutliche Verschlechterung des Fahrkomforts. Dies gilt zumindest dann, wenn die beiden genannten Parameter im Fahrbetrieb nicht variierbar sind. □ Abb. 24.2 veranschaulicht die genannten Zielkonflikte bei der Abstimmung eines Fahrwerks (s. hierzu neben anderen auch Mitschke [2]).



**Abb. 24.2** Konflikt zwischen Komfort und Sicherheit bei Anregungsfrequenzen zwischen 1 und 20 Hz (Simulation eines linearen Zweimassenschwingers)

Dem Schaubild sind die Grenzen eines passiven, rein mechanischen Fahrwerks beim Auflösen des Zielkonflikts zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit zu entnehmen. So verschlechtert sich beispielsweise bei konstanter Aufbaufedersteifigkeit in weiten Bereichen der Fahrkomfort, wenn die Aufbaudämpfungsrate erhöht wird. Gleichzeitig wird der Effektivwert der Radlastschwankung aber kleiner. Bei einer passiven Abstimmung des Fahrwerks muss sich stets auf einen einzelnen Punkt innerhalb des Konfliktbildes festgelegt werden. Durch einen mechatronischen Ansatz kann diese Beschränkung aufgebrochen werden.

## 24.4 Lösungspotentiale durch Mechatronik

### 24.4.1 Möglichkeiten der Mechatronik

Wie in [► Kap. 17 „Mechatronische Systeme – eine kurze Einführung“](#) schon ausgeführt wurde, erweitert die Mechatronik das Lösungsspektrum des Fahrzeugkonstrukteurs erheblich. Anfänglich wurden ABS-Lösungen mechanisch dargestellt. Doch erst die elektronisch geregelten Antiblockiersysteme erreichten die für eine erfolgreiche Einführung

notwendige Funktionsqualität. Damit war die Voraussetzung geschaffen für den späteren Markterfolg. Wie in diesem Fall, aber bei vielen folgenden mechatronischen Umsetzungen auch, war das mechatronische System eine Substitutionslösung vorwiegend mechanischer Ansätze. Die Überlegenheit der mechatronischen Systeme resultierte aus der mechanischen Entkopplung von Signalerfassung und Energiemodulation durch die stattdessen verbindende Regel- und Steuerelektronik. Diese wurde anfänglich noch vollständig aus analogen Bauteilen aufgebaut, heute aber ist sie ausschließlich in Digitaltechnik ausgeführt. Mechatronische Regelleküre zeichnen sich gegenüber mechanischen durch höhere Präzision und oftmals auch höhere zeitliche Dynamik aus. Hinzu kommen die Möglichkeiten einer Mehrgrößenregelung, und es ist mit Mechatronik erheblich einfacher, elektrische, hydraulische oder pneumatische Energieflüsse zu modulieren.

Wie in ▶ Abschn. 24.2 dargelegt wurde, sind im Kraftfahrzeug die Fahrwerkmodule durch die vielen mechanischen Wechselwirkungen voneinander abhängig. Daraus resultiert der Bedarf an Vernetzung der diesen Modulen zugeordneten Steuer- und Regelsysteme. Zumindest der Informationsaustausch zwischen den mechatronischen Einzelmodulen muss gewährleistet sein. Darüber hinaus entsteht die Möglichkeit des kooperativen Zusammenwirkens, wie es auch in ▶ Abschn. 36.7 „Global Chassis Control“ beschrieben wird. Die einzelnen mechatronischen Module wachsen zu Netzwerken zusammen und bilden ein verteiltes Gesamtsystem. Dieses verspricht eine neue Stufe der Leistungsfähigkeit, aber es führt auch gleichzeitig zu höherer Komplexität. Als Ordnungskonzept für die funktionale Struktur stehen Ansätze wie das Cartronic-Konzept [3] zur Verfügung. Allerdings ist dort die Partitionierung, also die Aufteilung der einzelnen Funktionen auf Steuergeräte, bewusst offen gelassen. Die Gründe, die über die jeweils gewählte Partitionierung entscheiden, leiten sich oftmals aus dem Notlaufkonzept bei Komponentenausfall, aus dem Variantenauftreten einzelner Module und natürlich aus den Gesamtkosten ab. Obwohl zahlreiche Veröffentlichungen von übergeordneten Fahrwerksfunktionen (s. z. B. [4, 8]) existieren, ist ein durchgängiges Konzept der Koordination der Stellaktionen nicht bekannt. Als Gründe für das Fehlen kön-

nen die hohe Zahl der verschiedenen Stellanforderungen, die oben erwähnte starke mechanische Vernetzung und die heute übliche Architektur, die eine energetische Kopplung zwischen Fahrerbetätigung und Radstellern vorsieht, genannt werden. Eine fehlertolerante X-by-Wire-Architektur erleichtert die Koordination erheblich, da „nur“ die verschiedenen funktionalen Anforderungen auf der Informationsebene zusammengeführt und koordiniert werden müssen. Aus diesen wird eine Vorgabe für die Bewegung des Fahrzeugs, z. B. ein Bewegungsvektor [9], abgeleitet. Diese wird in einem einzigen Kommandofluss zu den Radstellern umgesetzt.

Eine andere wesentliche Veränderung durch den Einzug der Mechatronik in das Kraftfahrzeug zeigt sich in der Eigendiagnosefähigkeit. Diese oftmals den größten Teil der Software beanspruchende Funktionalität verhindert die Entstehung von kritischen Situationen durch ausfallbedingte Fehlfunktionen und spielt für Wartung und Reparatur eine wichtige Rolle. Mussten früher viele Defekte aufwendig durch Testfahrten und/oder jahrelange Erfahrung aufgespürt werden, so werden heute häufig im Fehlerspeicher der Steuergeräte abgelegte Meldungen zur Schadensanalyse herangezogen. Es wurden allerdings auch Fälle bekannt, insbesondere bei Neueinführungen von Systemen, in denen diese Eigendiagnose zu „scharf“ appliziert worden war und dann in Produktpflegeaktionen „desensibilisiert“ werden musste.

Eine besondere Eigenschaft moderner mechatronischer Systeme ist die Fähigkeit, situationsabhängige Aktionen auszuführen. Dazu werden Verhaltensmuster, die auf Modellen basieren, für den aus Sensorsignalen und einem Fahrzeug(teil)modell ermittelten Istzustand abgeleitet und in Stellgrößen umgesetzt. Dies schließt die Adoption von Kennungen in Abhängigkeit von Fahrsituationen ebenso wie die Vorgabe einer idealen Kennung mit Störungsausgleich ein.

## 24.4.2 Mechatronik in der Bremsanlage

Ende der achtziger Jahre erfolgte mit dem Antiblockiersystem der großserientechnische Einzug der

Mechatronik in das Fahrzeugsystem. Mit der Einführung der Antriebsschlupfregelung ASR im Jahre 1987 und der Elektronischen Stabilitätsregelung ESC (vielfach auch als Elektronisches Stabilitätsprogramm ESP bezeichnet) im Jahre 1995 entstanden Systeme, die erstmals einzelne Radbremsen autonom betätigen konnten (für diese drei Systeme s. ▶ Abschn. 23.1).

Für die elektrohydraulische Bremse wurde eine neue Architektur der Bremsanlage entwickelt, in der die Radbremsen zwar weiterhin hydraulisch betätigt werden, die Ansteuerung aber elektrisch erfolgt. Das heißt, der Fahrerwunsch wird nicht mehr unmittelbar durch eine mechanische Übertragung in Stellaktionen der einzelnen Radbremsen umgesetzt, sondern diese folgen stattdessen nach einer Interpretation des Fahrerwunsches den Ausgängen der Regelungslogik. Dies führt dazu, dass sich komfort- und sicherheitsrelevante Erweiterungen allein auf der Softwareebene implementieren lassen.

Der nächste Schritt ist der komplette Verzicht auf hydraulische Komponenten, und somit beispielsweise die rein elektromechanische Betätigung der einzelnen Radbremsen. Die Erzeugung der benötigten Kräfte erfolgt bei der elektromechanischen Bremse (▶ Kap. 21) über Gleichstrommotoren.

Eine Vielzahl von Gründen führte zu einer Stagnation in der EHB-Verbreitung und zu einer Verschiebung der Serieneinführung der EMB. Daraus resultierte, dass konventionellen Bremsystemen Funktionen hinzugefügt wurden, die über das reine Verzögern des Fahrzeugs hinausgehen.

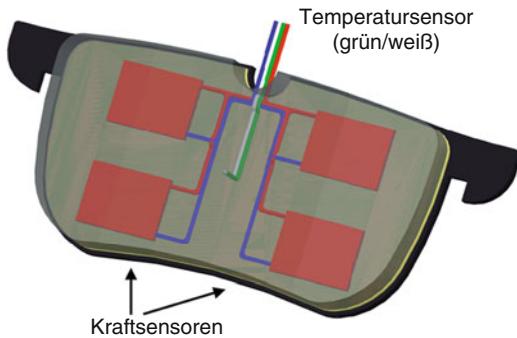
Neben der eigentlichen Aufgabe der ESC – der Korrektur der tatsächlichen Fahrzeuggbewegung gemäß dem Fahrerwunsch – wurden dem ESC-System im Laufe der Ausbaustufen weitere Funktionen hinzugefügt. Beispielhaft werden die elektronische Bremskraftverteilung, eine Anfahrhilfe, die ein ungewolltes Zurückrollen des Fahrzeugs vermeidet, oder das Brake Disc Wiping, bei dem die Bremsbeläge bei Nässe an die Bremsscheibe angelegt werden, um Spritzwasser zu entfernen und so das Ansprechverhalten zu verbessern, angegeben. Die Stellenergie wird jeweils über das Hydraulikaggregat der ESC zur Verfügung gestellt.

Weiterhin finden sich verschiedene Varianten elektrischer Parkbremsen in einem immer größer

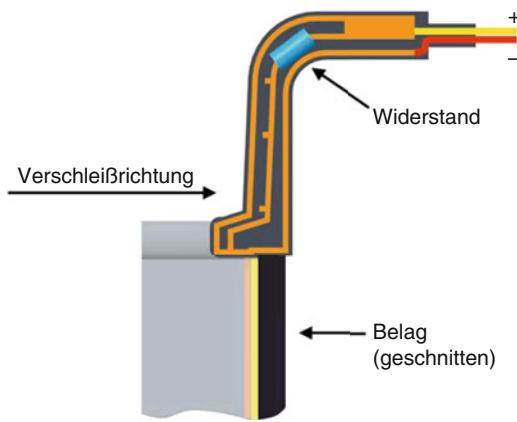
werdenden Anteil an Neufahrzeugen. Sie sollen den Fahrer entlasten und den Fahrkomfort erhöhen. Die technische Umsetzung erfolgt durch eine Betätigung und eine mechanische Sperre der (Hinterachs-)Bremsen. Wird das Fahrzeug mit heißer Bremsscheibe abgestellt, so bewirkt die Reduzierung der Bremsscheiben- und der Belagdicke beim Abkühlen einen Verlust an Spannkraft. Die daraus folgende Gefahr des Wegrollens des Fahrzeugs wird derzeit mit einer stark überhöhten Spannkraft beseitigt, was zu stärkeren Materialbeanspruchungen führt. Eine Spannkraftmessung würde dynamische Anpassungen ermöglichen und somit die Anfangsspannkräfte deutlich reduzieren. Eine Integration von Kraftsensorik in einen Reibbelag könnte der EPB und insbesondere der EMB, der als trockener Bremse die Stellgröße des Bremsdrucks nicht zur Verfügung steht, als Regelgröße dienen. Besonders eine kombinierte Erfassung von Spann- und Umfangskraft und deren Angriffspunkten würde eine Bremsmomentenregelung inklusive der Erfassung des Reibwerts zwischen den Reibbelägen und der Bremsscheibe und hochgenaue Bremseingriffe für jedes einzelne Rad ermöglichen.

Eine Analyse der Kraftflüsse in einer Bremse verdeutlicht, dass die beste Position zur Erfassung der Spann- und Umfangskraft im Reibbelag zu finden ist. Für eine möglichst genaue Erfassung dieser Größen ist eine unmittelbare Nähe zum Krafteinleitungspunkt, der in diesem Fall zwischen Reibbelag und Bremsscheibe liegt, ausschlaggebend. Weiterhin wird eine Messung z. B. im Bremssattel aufgrund komplexer und wechselnder Kraftflüsse sehr erschwert. Die Möglichkeit der Erfassung der Kräfte in einem Bremsbelag ist eine Teilfunktion der iPads (▶ Abb. 24.3), die in einer Forschungscooperation der TMD Friction GmbH und der Technischen Universität Darmstadt prototypisch hergestellt wurden, s. a. [10, 11]. Weitere Einsatzmöglichkeiten dieser aktiven Bremsbeläge definieren sich aus den Anforderungen zukünftiger Fahrzeugkonzepte. Die exponierte Lage, der große Nutzen der zum Teil sicherheitsrelevanten Messgrößen und der Wunsch nach neuen Funktionalitäten von Reibbelägen in mechatronischen Fahrwerken zeigen den potentiellen Nutzen der iPads auf.

Für aktuelle Fahrzeuge, die keine Kraftsensorik benötigen, da der Bremsdruck als Sensorgröße



■ Abb. 24.3 iPad – Bremsbelag mit integrierter Kraft- und Temperatursensorik. (Quelle: TMD Friction und Fachgebiet Fahrzeugtechnik der TU Darmstadt)



■ Abb. 24.4 Zweistufiger Verschleißsensor (Serieneinsatz in BMW-Fahrzeugen)

verfügbar ist, stehen zunächst die Detektion des Verschleißzustandes der Bremsbeläge und der vorherrschenden Temperatur durch die iPads im Vordergrund. Im Pkw-Sektor werden Serienreibbeläge zurzeit allenfalls mit Endverschleißsensoren ausgestattet. Die BMW AG begann im Jahre 2005 damit, ihre Fahrzeuge mit zweistufigen Verschleißsensoren (■ Abb. 24.4) auszustatten.

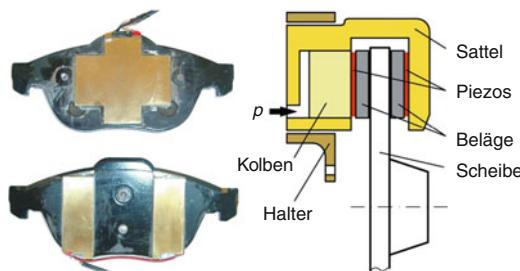
Der Aufbau der zweistufigen bei BMW eingesetzten Sensorik entspricht einer Parallelschaltung zweier Leitungsdrähte mit stark unterschiedlichem ohmschem Widerstand, was im Neuzustand zu einem sehr kleinen Widerstand, nach der Trennung der ersten Schleife zu einem ca.  $500\Omega$  großen Widerstand und bei dann späterer Trennung der

zweiten Schleife zur Unterbrechung der elektrischen Verbindung führt. Die Verschleißzustände zwischen den Messpunkten werden über ein Modell geschätzt und nach dem Erreichen der ersten Verschleißstufe gegebenenfalls korrigiert. Diese zusätzliche Information kann für den Druckschätzer des Hydroaggregats, für eine dynamische Anpassung der Serviceintervalle bis hin zur Benachrichtigung des Fahrers über die Restlaufstrecke seiner Beläge verwendet werden.

Im Nfz-Sektor sind zum Teil auch Systeme vorhanden, die den Verschleiß der einzelnen Beläge kontinuierlich erfassen (► Kap. 9). Diese Lösung ist für den Pkw-Bereich aus wirtschaftlichen Gründen bisher nicht eingesetzt worden.

Deshalb ist bei der Entwicklung der iPads eine kostengünstige kontinuierliche Verschleißmessung ein zusätzliches Ziel. Die Erfassung der Temperatur in der Reibschicht (■ Abb. 24.3) könnte ein Verschleißmodell, wie es bei BMW eingesetzt wird, zur Zwischenberechnung der Verschleißzustände verbessern, da die wirkende Temperatur einer der Haupteinflussfaktoren auf die Höhe des Verschleißes ist. Die Temperaturmessung würde gleichzeitig zur Überwachung des Sicherheitsbauteils Bremse inklusive einer möglichen Fadingwarnung dienen. Für den Einsatz in Pkw ist es z. B. wünschenswert, bei elektronischen Differenzialsperren die Bremsscheibentemperatur messtechnisch zu bestimmen, statt sie – wie bisher – zu schätzen. Da die durchdrehenden Räder gegen die Antriebskraft des Motors abgebremst werden, entstehen sehr hohe Temperaturen an der Bremsscheibe. Durch die Kenntnis dieser Bremsscheibentemperatur kann die Entscheidung zur Motordrosselung auf einer sicheren Grundlage getroffen und somit eine thermische Überbeanspruchung verhindert werden. Erste Ideen für eine Integration von Temperatursensorik in den Reibbelag wurden von Bargende und Pütter [12] veröffentlicht worden und konnte in einem Forschungsbelaug auch realisiert werden [11].

In einem weiteren Forschungsprojekt der TU Darmstadt (Fachgebiet Dynamik) wurden so genannte „SmartPads“ (■ Abb. 24.5) entwickelt, um Bremsgeräusche zu unterdrücken. Diese mit piezokeramischen Elementen ausgestatteten Bremsbeläge können als Aktor und/oder Sensor verwendet und zur aktiven Unterdrückung von Bremsenquiet-



■ Abb. 24.5 SmartPads: Prototypen (links) und Funktions- schema (rechts). (Quelle: [11])

schen eingesetzt werden. Weiterhin können auch Übertragungsfunktionen gemessen und damit potentielle Quietschfrequenzen schnell gefunden werden [13].

### 24.4.3 Mechatronik in der Radaufhängung

Durch die bereits oben angesprochene Kopplung zwischen der übertragbaren Längskraft (im hier behandelten Kontext der Bremskraft) und der Vertikalkraft (Radaufstandschaft oder Radlast) im Reifenaufstandspunkt lässt sich diese Bremskraft durch Eingriffe in die Vertikaldynamik eines Fahrzeugs beeinflussen:

$$F_B = \mu \cdot F_Z \quad (24.1)$$

Diese Eingriffe wiederum sind prinzipiell an allen Elementen der Radaufhängung denkbar, angefangen bei den Domlagern über die Feder-Dämpfer-Elemente bis hin zu den Achs- oder gar den Radlagern. Am effektivsten ist es hierbei, durch Eingriffe in den Feder-Dämpfer-Einheiten Radlastveränderungen zu bewirken, da hier die größten Wege gestellt werden und somit viel Energie schon bei relativ geringen Stellkräften umgesetzt werden kann. Die Radaufhängungen werden üblicherweise in drei Kategorien eingeteilt: passiv, semiaktiv und vollaktiv.

Auf die Grenzen der passiven Fahrwerke beim Lösen des Zielkonflikts zwischen Sicherheit und Komfort wurde oben bereits eingegangen. Ein weiterer Zielkonflikt besteht bezüglich der Auslegungs-



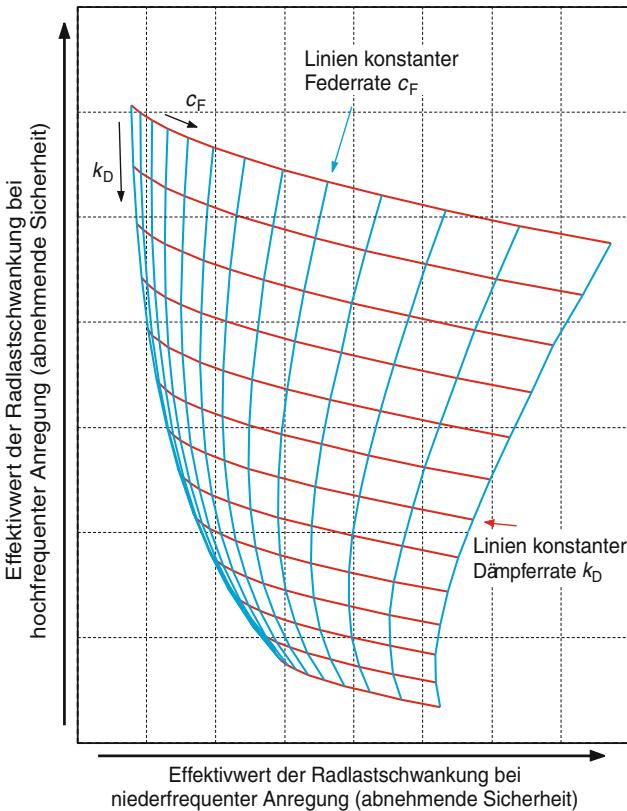
■ Abb. 24.6 Verstelldämpfer mit externem Proportionalventil. (Quelle: ZF Sachs AG)

anforderungen an die Fahrwerkparameter, wenn das Fahrzeug mit Amplitudenspektren verschiedenen Frequenzinhalts angeregt wird. Es gibt keine für alle Anregungsfrequenzen optimal auf die Fahrsicherheit ausgelegte passive Fahrwerksabstimmung.

Die semiaktiven Fahrwerksysteme zeichnen sich dadurch aus, dass die Fahrwerksparameter innerhalb kurzer Stellzeiten verändert werden können. Die semiaktiven Fahrwerke sind derzeit in der Serie hauptsächlich durch verstellbare Schwingungsdämpfer repräsentiert. Diese sind durch die Variabilität ihrer Dämpfungskennlinie charakterisiert. Im hier betrachteten Verstelldämpfersystem (■ Abb. 24.6) wird durch elektromagnetische Ventile die Dämpfungskennlinie geändert. So kann mit vergleichsweise geringem Energieaufwand die Radlast sowohl in einem weiten Frequenz- wie auch Amplitudenband beeinflusst werden. Energiespeicher – was der Dämpfer selbst per se nicht sein kann – ist letztlich die Aufbaufeder und/oder es wird durch Straßenunebenheiten Schwingungsenergie ins System eingebracht.

Durch die Verstellung der Dämpfungseigenschaften wird das Eigenverhalten des schwingungsfähigen Systems Rad/Radaufhängung/Aufbau verändert. In ■ Abb. 24.7 sind für zwei verschiedene Anregungsfrequenzbänder der jeweils resultierende Effektivwert der Radlastschwankung gegeneinander aufgetragen. Dieser Effektivwert ist, wie in ▶ Abschn. 24.3.4 erwähnt, ein Maß für die Fahrsicherheit. Das niederfrequente Anregungsband (1–10 Hz) beinhaltet die Aufbaueigenfrequenz, das hochfrequente (10–20 Hz) die Radeigenfrequenz. Sowohl die Aufbaufedersteifigkeit als auch die Aufbaudämpfungskonstante werden variiert.

Es ist zu erkennen, dass eine Erhöhung der Aufbaudämpfung von mittleren Dämpfungsgraden hin zu hohen Dämpfungen stets zu einer Verschlechterung des Effektivwerts der Radlastschwankung



**Abb. 24.7** Konflikt zwischen Fahrsicherheit bei niedrigen (im Bereich der Aufbaueigenfrequenz) und Fahrsicherheit bei hohen (im Bereich der Radeigenfrequenz) Anregungsfrequenzen (Simulation eines linearen Zweimassenschwingers)

im Bereich niedriger Anregungsfrequenzen und zu einer Verbesserung desselben im Bereich hoher Anregungsfrequenzen führt. Es gibt folglich bezüglich der Sicherheit keine passiv ausgelegte Dämpfereinstellung, die für beide Teile des Anregungsspektrums im relevanten Frequenzbereich optimal ist. Eine auf die Anregung angepasste optimale Dämpfergrundeinstellung oder eine geregelte Dämpfung mit Verstelldämpfern besitzen damit ein Verbesserungspotential.

Wie die in **Abb. 24.7** dargestellte Modellrechnung zeigt, gilt im Frequenzbereich, dass für unterschiedliche Anregungsfrequenzen verschiedene Dämpfereinstellungen optimal sind. Es stellt sich nun die Frage, wie sich eine Dämpferumschaltung im Zeitbereich auswirkt.

Durch das Umschalten des Verstelldämpfers von einer Kennlinie in eine andere kann zumindest

kurzzeitig die Radlast und damit die übertragbare Bremskraft gezielt beeinflusst werden. Mit einem in [14] beschriebenen Prüfverfahren wurde die zeitliche und betragsmäßige Auswirkung eines solchen Umschaltvorgangs auf die Radlast bewertet: Auf einem Vierstempelpreußstand wird das zu untersuchende Fahrzeug an den Radaufstandspunkten monofrequent vertikal angeregt, bis es sich im eingeschwungenen Zustand befindet. Dann erfolgt das Umschalten von einer Dämpferkennlinie auf eine andere.

In **Abb. 24.8** ist exemplarisch ein Messschrieb eines der beschriebenen Prüfstandsversuche dargestellt. Es handelt sich um ein Fahrzeug der Kompaktklasse; das betrachtete linke Vorderrad ist an einer Einzelradaufhängung in Feder-Dämpferbein-Ausführung angebracht. Die Anregung erfolgte sinusförmig mit einer Amplitude von 10 mm und

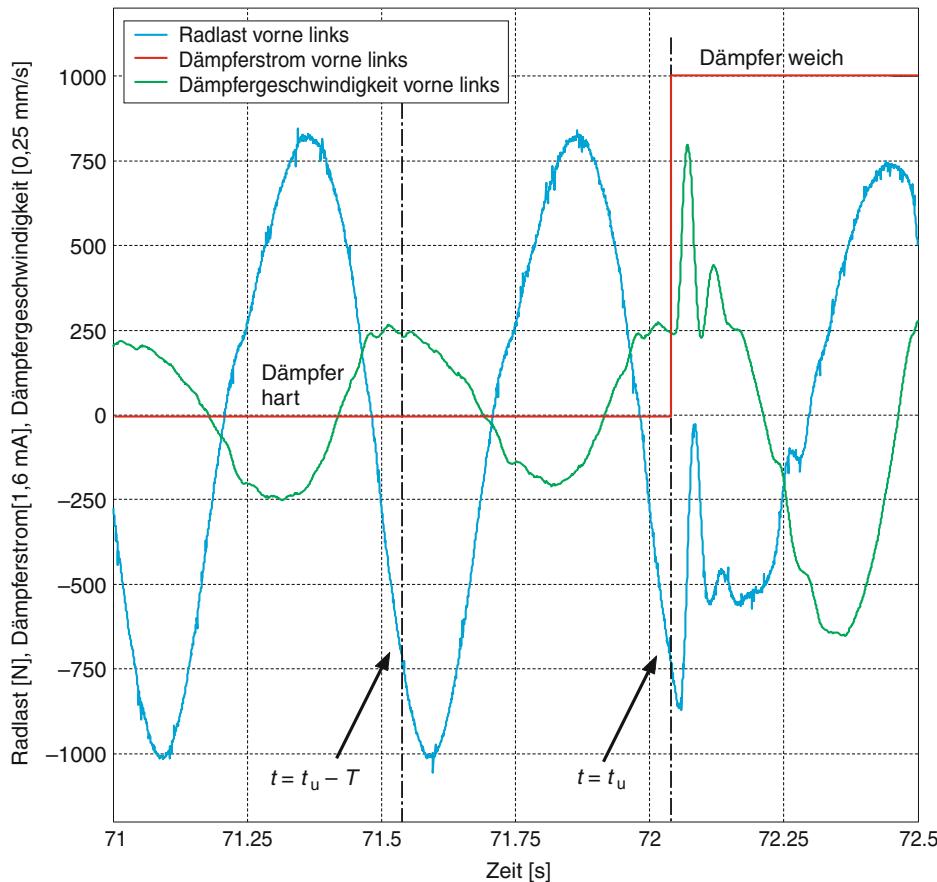


Abb. 24.8 Radlaständerung bei Umschalten des Verstellämpfers; Sinusanregung an allen Rädern gleichmäßig; Frequenz: 2 Hz; Amplitude: 10 mm

einer Frequenz von 2 Hz (Periodendauer  $T = 0,5$  s) an allen vier Rädern gleichmäßig. Dargestellt sind die Verläufe der dynamischen Radlast, der Dämpferventilbestromung und der Dämpfergeschwindigkeit für das linke Vorderrad. Das Umschalten der Dämpfer erfolgte zum Zeitpunkt  $t = t_U$ , und zwar von der harten Dämpfereinstellung auf die weiche. Wie in dem Messschrieb zu erkennen ist, befand sich der Dämpfer zu diesem Zeitpunkt in der Zugstufe (erkennbar an der positiven Dämpfergeschwindigkeit). Deshalb verursachte das Umschalten des Dämpfers wie erwartet eine Erhöhung der Radlast, welche deutlich in dem „Ausschlag“ nach oben direkt nach  $t = t_U$  erkennbar ist. Dieser existierte eine Schwingungsperiode zuvor, bei  $t = t_U - T$  – ein Zeitpunkt, zu dem sich das Sys-

tem im eingeschwungenen Zustand befand –, noch nicht.

Diese Möglichkeit der Radlastbeeinflussung durch Verstellämpfer kann genutzt werden, um letztendlich den Bremskraftverlauf positiv im Sinne einer Bremswegverkürzung zu verändern. In Abb. 24.9 sind der Radlast-, Raddrehzahl- und Bremsmomentverlauf bei Überfahrt über ein cosinusförmiges Hindernis für zwei konstante Dämpfereinstellungen (weich und hart) und für eine gezielte Dämpfung zu erkennen. Der Einfluss der Dämpfungskonstanten gekoppelt über die Vertikalauch auf die Längsdynamik wird hierbei deutlich. Bei der harten Dämpfungseinstellung ist der Radlastabfall während der Hindernisüberfahrt ausgeprägter als bei der weichen Dämpfungseinstellung

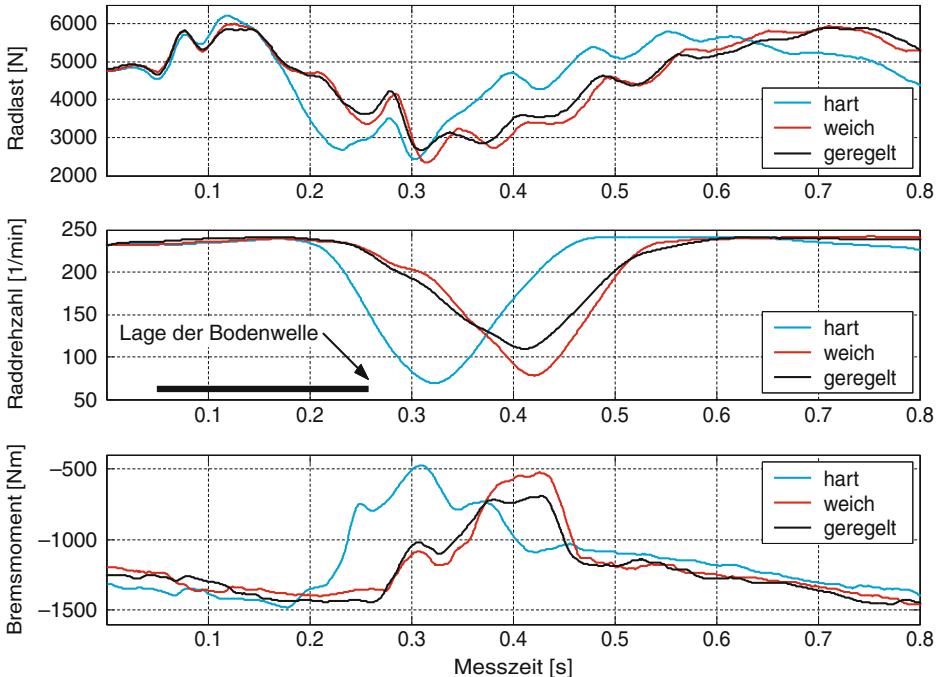


Abb. 24.9 Radlast-, Raddrehzahl- und Bremsmomentverlauf bei Überfahrt über ein cosinusförmiges Hindernis mit einer Geschwindigkeit von 30 km/h, Bremsdruck: 45 bar, linkes Vorderrad. (Quelle: [1])

( $t = 0,2$  s). Gekoppelt über die Drehbewegung des Rades kann daraus resultierend bei der weichen Dämpfungseinstellung ein größeres Bremsmoment übertragen werden (zwischen  $t = 0,2$  und  $0,35$  s).

Mit den hier vorgestellten grundlegenden Ansätzen gelang es nachzuweisen, dass mit einer eher einfachen, so genannten Minimax-Logik der Bremsweg um etwa 1,3 % verkürzt werden kann [15]. Bei stark unebener Fahrbahn wurden noch größere Werte erreicht. Auch die Kopplung der Radlastinformation zur Verbesserung der Regelqualität des ABS-Reglers führt zu vergleichbaren Verkürzungen des Bremswegs [16]. Zwar gibt es noch weitere Ansätze zur Dämpferregelung für mehr Fahrsicherheit, allerdings finden sich dazu keine verallgemeinerbare Aussagen über das Potential zur Bremswegverkürzung und schon gar keine experimentellen Verifikationen der Angaben.

Neben den semiaktiven Fahrwerksregelungen, die auf die Dämpfungseigenschaften der Radaufhängung einwirken, gibt es auch solche semiaktive Ansätze, die die Aufbausteifigkeit als adaptive Grö-

ße verwenden. So kann z. B. in Luftfederungssystemen die Aufbausteifigkeit der gestaltet verändert werden, dass bei Beladung die Aufbaueigenfrequenz konstant gehalten wird.

Aktive Fahrwerke sind dadurch gekennzeichnet, dass durch die Regelung Energie in das Schwingungssystem eingebracht wird. Im Bereich der aktiven Fahrwerke findet sich beispielsweise das Active Body Control-System (ABC) in Fahrzeugen der Marke Mercedes-Benz. Auch durch aktive Fahrwerke kann die übertragbare Bremskraft erhöht werden. Als Beispiel sei die Möglichkeit des Anhebens des Aufbaus genannt. Während der Hubphase stützen sich die aktiven Radaufhängungselemente (im genannten Falle Hydraulikzylinder) sowohl am Aufbau als auch auf der Straße ab. Die Radlast erhöht sich somit während der Hubphase und die übertragbare Bremskraft nimmt zu. Allerdings ist hinzuzufügen, dass Systeme wie ABC wegen der nur unter sehr hohem Aufwand darstellbaren Leistungen nur bis Frequenzen von ca. 5 Hz – also im Bereich um die Aufbaueigenfrequenz – regeln

können und deshalb für hochdynamische Regelungen bis 20 Hz (Radeigenfrequenz) nicht geeignet sind.

Andererseits ist die Dauer der Kraftänderung in einer Richtung durch die Federweglänge begrenzt. Bei Ausreizung des maximalen Federwegs  $z$  kann für eine Zeit  $t = \sqrt{m_A \cdot z / F_z}$  ( $= 0,2$  s bei  $F_z = 1000$  N,  $z = 10$  cm und  $m_A = 400$  kg) die Radlast erhöht werden. Dabei wird allerdings der Aufbau auf eine Hubgeschwindigkeit beschleunigt, die im nachfolgenden Zeitraum wieder abgebaut werden muss, mit der Folge einer entsprechend stark reduzierten Radlast. Damit werden aber auch die Grenzen für die niederfrequente Anwendung deutlich, nämlich dass bei kleiner werdenden Frequenzen auch immer kleiner werdende Radlastbeeinflussungen möglich sind.

Prinzipiell ist ein Eingriff in die Vertikaldynamik nicht nur zur Verbesserung der Längs-, sondern auch der Querdynamik geeignet. Bei Kurvenfahrt kann durch gezielte Radlastverteilungen das Fahrverhalten verbessert werden. Dies ist sowohl durch semiaktive (z. B. Verstelltdämpfer) als auch durch aktive Fahrwerksysteme denkbar. Ein Ansatz aus dem Bereich der aktiven Fahrwerke zu dieser Problematik kommt von der BMW AG und befindet sich im Serieneinsatz unter dem Namen Dynamic Drive. Durch aktive Drehmomentaufschaltung auf die Stabilisatoren des Fahrwerks werden die Radlastverteilungen variiert, um eine möglichst ideale Verteilung im Sinne einer optimalen Kurvenfahrt zu erreichen. Gleichzeitig wird das Wanken des Aufbaus verringert.

#### 24.4.4 Wechselwirkung zwischen Lenkung und Bremse

Bei Manövern, die einen gleichzeitigen Einsatz von Bremse und Lenkung erfordern – wie Ausweichen und Bremsen in der Kurve – ist der Fahrer bei einer gegenseitigen Beeinflussung oftmals irritiert. Dabei scheint es kaum eine Rolle zu spielen, ob die Wechselwirkung direkt über das Lenksystem erfolgt oder indirekt durch Lenkeinflüsse, die aus der Achslastveränderung resultieren. Deshalb wurden und werden Systeme entwickelt, die versuchen, die-

se Kopplung von Lenk- und Bremseingriffen für den Fahrer weniger störend zu machen.

Zur Unterscheidung der Wirkungsketten wird hier der Einfluss von Bremskräften auf die Querführung aufgeteilt auf eine Veränderung des Fahrzeuggiermoments und auf die Änderung des Lenkradmoments, das wiederum von der Summe der Radgiermomente verursacht wird. Die unterschiedlichen Wirkungsketten lassen sich am Beispiel der  $\mu$ -Split-Bremsung veranschaulichen. Bedingt durch den unterschiedlichen Reibwert der einzelnen Spuren entsteht ein Giermoment, das das Fahrzeug zur Seite mit dem hohen Reibwert zieht. Ohne Gegenlenken verließe das Fahrzeug unweigerlich den vom Fahrer gewünschten Kurs. Neben dem Giermoment entsteht ein Lenkradmoment, das sich aus dem Unterschied der Bremskräfte vorne links und rechts ergibt. Diese Differenz multipliziert mit dem Lenkradius ergibt ein Zusatzlenkmoment und führt bei einem positiven Lenkradius zu einer Lenkwinkelveränderung, die das Fahrzeuggiermoment und damit das Verlassen der Spur verstärkt. Umgekehrt kann ein negativer Lenkradius zu einer kompensierenden Wirkung führen und den Fahrer bei der Gegenlenkung unterstützen. Zwar lassen sich die grundlegenden Wechselwirkungen nicht beseitigen, aber die mechatronischen, vernetzten Fahrwerksysteme können eine Kompensation ermöglichen. Der erste Schritt zur Beherrschung der  $\mu$ -Split-Situation wurde mit der Giermomentaufbauverzögerung GMA (► Kap. 23 oder ► Abschn. 23.1) eingeführt, um dem Fahrer genügend Zeit für das Gegenlenken zu geben. Allerdings ist der Preis für diese Assistenz eine Bremswegverlängerung. Diese lässt sich vermeiden, wenn mit dem Aufbau des durch Längskräfte bewirkten Giermoments ein gleichzeitiger Aufbau eines gleichgroßen entgegengesetzten Lenkgiermoments stattfindet. Dies kann auf zwei Wegen geschehen: Entweder über eine direkte Einwirkung durch eine Überlagerungslenkung bzw. eine Hinterradlenkung, oder über die indirekte durch ein aufgeschaltetes Lenkradmoment.

Die Lenkwinkelüberlagerung [17, 19] übernimmt dabei die notwendige Lenkkorrektur und kann nahezu unmerklich für den Fahrer das Giermoment kompensieren. Allein eine Abstützung des Verstellmoments am Lenkrad ist für die Winkelverstellung erforderlich. Neben der Giermomenten-

kompensation bei  $\mu$ -Split-Bremsungen kann eine Überlagerungslenkung zur fahrdynamischen Stabilisierung eingesetzt werden und viele ESC-Eingriffe vermeiden [17].

Alternativ zur Vorderachslenkwinkelüberlagerung bietet sich die Lenkung der Hinterräder an. Auch hier lässt sich durch einen Zusatzlenkwinkel, nun an der Hinterachse, das längskraftbedingte Giermoment durch ein Seitenkraftbedingtes kompensieren. Neben dem Unterschied, dass bei der Hinterachslenkkorrektur keine – für den Fahrer merkbare – Abstützung am Lenkrad erfolgt, führen die beiden Varianten zu unterschiedlichen Schwimmwinkeln. Die Fahrzeuglängsrichtung zeigt bei der Korrektur durch die Vorderachslenkung zur Hochreibwertseite, während bei der Hinterachslenkkorrektur die Fahrzeugrichtung zur Niedrigreibwertseite gezogen wird. Eine schwimmwinkelneutrale Kompensation ist nur mit Zusatzlenkwinkeln an beiden Achsen möglich, die entgegengesetzte, betragsmäßig gleich große Zusatzseitenkräfte erzeugen.

Gerade zur fahrdynamischen Korrektur bietet sich neben den in der Vergangenheit gezeigten Hinterachslenkungen mit der Kopplung des Lenkgetriebes auch eine in die Radaufhängung integrierte dynamische Spurstangenverstellung [20, 21] an, die durch aktive Lager erreicht wird. Die Verstellung bleibt zwar mit etwa  $1\text{--}2^\circ$  gering, sie erlaubt aber mit den heutigen Seitensteifen Reifen eine erhebliche Seitenkraftveränderung und kann damit eine  $\mu$ -Split-Giermomentenkompensation durchaus leisten.

Als Alternative zur direkten Giermomentenkompensation bietet sich die Aufschaltung eines Lenkradmoments an, mit dem in analoger Weise zur Wirkung des negativen Lenkrollradius eine Selbststabilisierung stattfindet, wobei in gleicher Weise eine Änderung des Lenkradwinkels benötigt wird. Durch die Lenkradmomentüberlagerung wird ein Auslegungsfreiheitsgrad für den Lenkrollradius gewonnen und die Einbauanforderungen entschärft. Damit wird zwar der Grundsatz, dass das der mechatronischen Lösung unterlegte mechanische System an sich möglichst stabil sein soll, verletzt. Diese bewusste Destabilisierung des rein mechanischen Systems ist aber im betrachteten Beispiel durchaus gerechtfertigt, da die  $\mu$ -Split-Bremsung und ein

Ausfall der mechatronischen Lösung gleichzeitig auftreten müssten, um zu einer kritischen Situation zu führen – ein Szenario, das äußerst unwahrscheinlich ist.

Noch mehr Möglichkeiten als die Allradlenkung bietet das Konzept des Active Tire Tilt, das im Forschungsfahrzeug F400 Carver von der Daimler-Chrysler AG [22] vorgestellt wurde. Es sieht neben der Rotation der Räder um die Hochachse auch die Möglichkeit der aktiven Sturzverstellung vor. Zum einen ist es dadurch möglich, zusätzliche Seitenkräfte aufzubringen, nämlich die Sturzseitenkräfte, zum anderen kann die Laufflächenutzung an die Fahrsituation angepasst werden. Dabei werden asymmetrische Reifen verwendet, die so konstruiert sind, dass bei großem Sturzwinkel eine Laufflächenmischung, die besonders gute Kraftschluss-eigenschaften besitzt, in den Kontakt mit der Fahrbahn kommt. Im nicht gestürzten Zustand wird dieser Teil der Lauffläche nicht mehr belastet, so dass die verminderte Abriebfestigkeit des gut haftenden Teils der Lauffläche nicht zum Nachteil gerät. Somit ist es möglich, bei starker Kraftschlussbeanspruchung – wie bei einer Notbremsung – durch beidseitiges Stürzen der Räder einen höheren Reibwert zu aktivieren und damit eine höhere Verzögerung zu erreichen.

#### 24.4.5 Wechselwirkung zwischen Reifen und Bremse

Wie in ▶ Kap. 5 „Interaktion Fahrbahn–Reifen–Bremse“ ausführlich erläutert wird, kommt dem Reifen für die Kraftübertragung auf die Straße die Schlüsselrolle zu. Dabei sind die für die Kraftübertragung relevanten Eigenschaften von Reifen zu Reifen genauso verschieden wie die „Begleitumstände“ Fahrbahn, Witterung und Temperatur. Darüber hinaus altert der Reifen und unterliegt einem Verschleiß. Zusammengenommen bedeutet dies, dass Regelsysteme, die die horizontalen Kräfte des Reifens steuern, mit einem wenig vorhersagbaren Reifenverhalten zurechtkommen müssen. Teilweise lassen sich bestimmte Reifenparameter über einen Beobachter (▶ Abschn. 23.1) „lernen“. Diese sind u. a. die Längs- und die Quersteifigkeit. Auch der beim Kraftschlussmaximum vorliegen-

de Schlupfwert spielt für die Regelung eine Rolle (vgl. ▶ Kap.23 und [23]). Andernfalls bleibt nur eine robuste Reglerauslegung mit dem Nachteil der verminderten Leistungsfähigkeit.

Die für die Horizontalbewegung wohl wichtigste Reifengröße ist der aktuelle maximale Kraftschlussbeiwert  $\mu_{\max}$ , der das übertragbare Kraftmaximum festlegt. Dieser Wert kann vergleichsweise einfach ermittelt werden, wenn eine höhere Kraftschlussbeanspruchung erfolgt. Eine derartige Schätzung geschieht in Fahrdynamikregelsystemen wie ESC oder fahrdynamischen Lenksystemen [17], und ist bei Weber [24] detailliert beschrieben. Nachteil dieser Reibwertschätzung ist der Zeitbedarf für die Ermittlung, der zum einen durch die Trägheit des Rades (eine Veränderung der Radgeschwindigkeit muss festgestellt werden können) und zum anderen durch die für eine Mittelung benötigte Zeit bedingt ist, um Radlastschwankungen nicht als Reibwertschwankungen zu interpretieren. Denn bei konstantem Radbremsmoment hat eine Variation der Radlast die gleiche Reaktion zur Folge wie eine Reibwertänderung. Eine vom Radbewegungsverhalten unabhängige Bestimmung des Reibwerts ist daher für eine schnelle Anpassung an die Reibwertverhältnisse sowohl im Falle variierender Reibwerte als auch bei Bremsbeginn notwendig.

Ein anderer Grund für den Wunsch nach einer von der Kraftschlussbeanspruchung unabhängigen Messung ist die Anwendung für Notbremsysteme. Diese Systeme (s. [25, 27] und im Überblick [28]) beginnen die Notbremsung, wenn durch umfelderfassende Sensoren festgestellt wird, dass ein Ausweichen nicht mehr möglich ist. Der Abstand, der zum Ausweichen gerade noch reicht, ist proportional zur Relativgeschwindigkeit  $v_{\text{rel}}$ . Der Quotient Abstand/Relativgeschwindigkeit entspricht bei unbeschleunigter Weiterfahrt dem Zeitintervall  $t_s$  bis zum Aufprall.  $t_s$  berechnet sich aus den Größen der seitlichen Versatzstrecke  $y_s$  für das Ausweichen sowie der maximal möglichen Querbeschleunigung, die über den Reibwert  $\mu_{\max}$  festgelegt ist (s. 24.2).

$$t_s = \sqrt{2y_s / (\mu_{\max} \cdot g)} \quad (24.2)$$

Beginnt zu diesem Startpunkt eine Vollbremsung, so kann die Aufprallenergie um das Produkt

der Bremskraft  $m \cdot \mu_{\max} \cdot g$  und der Bremsstrecke  $v_{\text{rel}} \cdot t_s$ .

$$\Delta E_{\text{kin}} = m \cdot \mu_{\max} \cdot g \cdot v_{\text{rel}} \cdot t_s \quad (24.3)$$

verringert werden. Würde der Startwert  $t_s$  auf Hochreihwertbedingungen bezogen, so ist bei deutlich verringertem Reibwert nach 24.3 ein ebenso deutlich reduzierter Aufprallenergieabbau die Folge. Ist der Reibwert bekannt, so kann dieser zur Bestimmung des Startpunkts gemäß 24.2 berücksichtigt werden, so dass nur noch eine der Wurzel des Reibwerts proportionale Verminderung des Energieabbaus erfolgt (24.4).

$$\Delta E_{\text{kin}} = m \cdot v_{\text{rel}} \sqrt{2y_s \cdot \mu_{\max} \cdot g} \quad (24.4)$$

Für die Bestimmung des Reibwerts werden zwei Ansätze verfolgt. Zum einen gibt es die indirekte Bestimmung über die Informationsfusion von Reifengeräuschmessungen, Messungen optischer Eigenschaften der Fahrbahnoberfläche, Messungen des Regenbeschlags auf der Windschutzscheibe (Regensensor) und der fahrbahnnahen Temperatur (vgl. z. B. [29]). Zum anderen bietet sich die Messung der Verformungen von Profilelementen, Karkasse und Seitenwand an. Die Seitenwandverformung wird beim Sensorkonzept des Seitenwandtorsionssensors (SWT) herangezogen. Der SWT (Abb.24.10) verwendet eine magnetisierbare Seitenwandmischung, der mit Hilfe von Elektromagneten ein magnetisches Muster mit 96 Polwechseln pro Umdrehung aufgeprägt wurde. Zwei magnetoresistive Sensoren am Radträger erfassen die Polwechsel auf unterschiedlichen Radien des Reifens. Zeitdifferenz und Amplitude der Signale sind Maße für Torsion und seitliche Verschiebung der Seitenwand, aus denen mit Hilfe vorher erfolgter Kalibriermessungen die vorliegenden Längs- und Seitenkräfte ermittelt werden [30].

Die Messung der lokal am einzelnen Profilelement herrschenden Kräfte und Bedingungen ist das Grundprinzip des Darmstädter Reifensors, der am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der TU Darmstadt entwickelt wurde. Die Messung der Verformungsverläufe einzelner Profilelemente während des Durchlaufs durch den Reifenlatsch ermöglicht einen Einblick in die Abläufe der Kraftübertragung, wie z. B. das lokale Gleiten (Aufteilung in

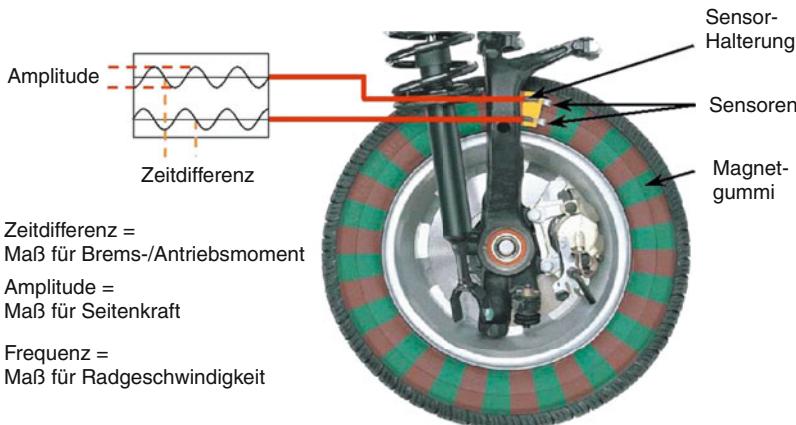


Abb. 24.10 Seitenwandtorsionssensor (SWT). (Quelle: [25])

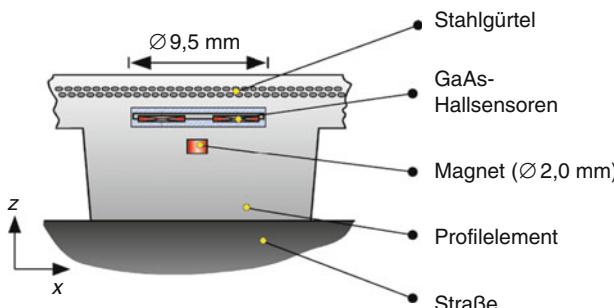


Abb. 24.11 Darmstädter Reifensensor (4. Generation). (Quelle: [29])

Deformations- und Gleitschlupf) [31] oder hochfrequente Profilelementschwingungen beim ABS-Bremsen [32]. Am fahrbahnnahen Profilelement werden Grenzen der Kraftübertragungsmöglichkeiten und die vorherrschenden Umgebungsbedingungen schon deutlich, bevor sie sich am Reifen als Ganzes in Form von Raddrehzahländerungen oder großen Verformungen bemerkbar machen. Dies ermöglicht z. B. Rückschlüsse auf das Reibwertniveau oder beginnendes Aquaplaning zu einem sehr frühen Zeitpunkt, häufig sogar am freirollenden Rad.

Gleichzeitig lassen sich aus den lokalen Verformungsverläufen im Reifenlatsch mit Kenntnis der entsprechenden Übertragungsfunktionen auch Rückschlüsse auf die insgesamt am Rad angreifenden Kräfte ziehen. Hierfür wurden Verfahren zur Kennwertbildung und Autokalibrierung untersucht

und die Grundlagen für eine Anwendung im Serienfahrzeug gelegt [33].

Die Bewegungen und Verformungen eines Profilelementes in den drei Raumrichtungen werden vom Darmstädter Reifensensor als Lageänderungen eines Magneten relativ zu vier kreuzförmig angeordneten und entsprechend verschalteten Hallsensoren erfasst (Abb. 24.11). Beim Durchlauf durch den Reifenlatsch verformt sich das Profilelement zunächst gegen, dann in Drehrichtung des Reifens, wobei sich die neutrale Position etwa in der Mitte des Reifenlatsches einstellt.

Die Auswertung der Sensorsignale kann im Idealfall Informationen über den aktuellen maximalen Reibwert [34], die Reibwertausnutzung (und damit über die vorhandenen Reserven), Aquaplaninggefahr, den beladungsabhängig erforderlichen Reifenluftdruck, Radlasten, Antriebs-, Brems- und

Seitenkräfte sowie Größe und Lage des Reifenlasts liefern.

Beiden Reifensensorkonzepten ist gemeinsam, dass die Radlängs- und -querkräfte gemessen werden und somit die Schätzung in den Regelsystemen erheblich verbessern und ggf. Bremsdrucksensoren einsparen können. Der Hauptnachteil aller Reifensensorkonzepte ist die Tatsache, dass der Reifen ein Verschleißteil ist und damit in einem Fahrzeugleben mehrfach erneuert werden muss. D.h., diese Sensorik muss in der Fahrzeulebenszeit auch mehrfach erworben werden und bindet den Besitzer an wenige Reifentypen.

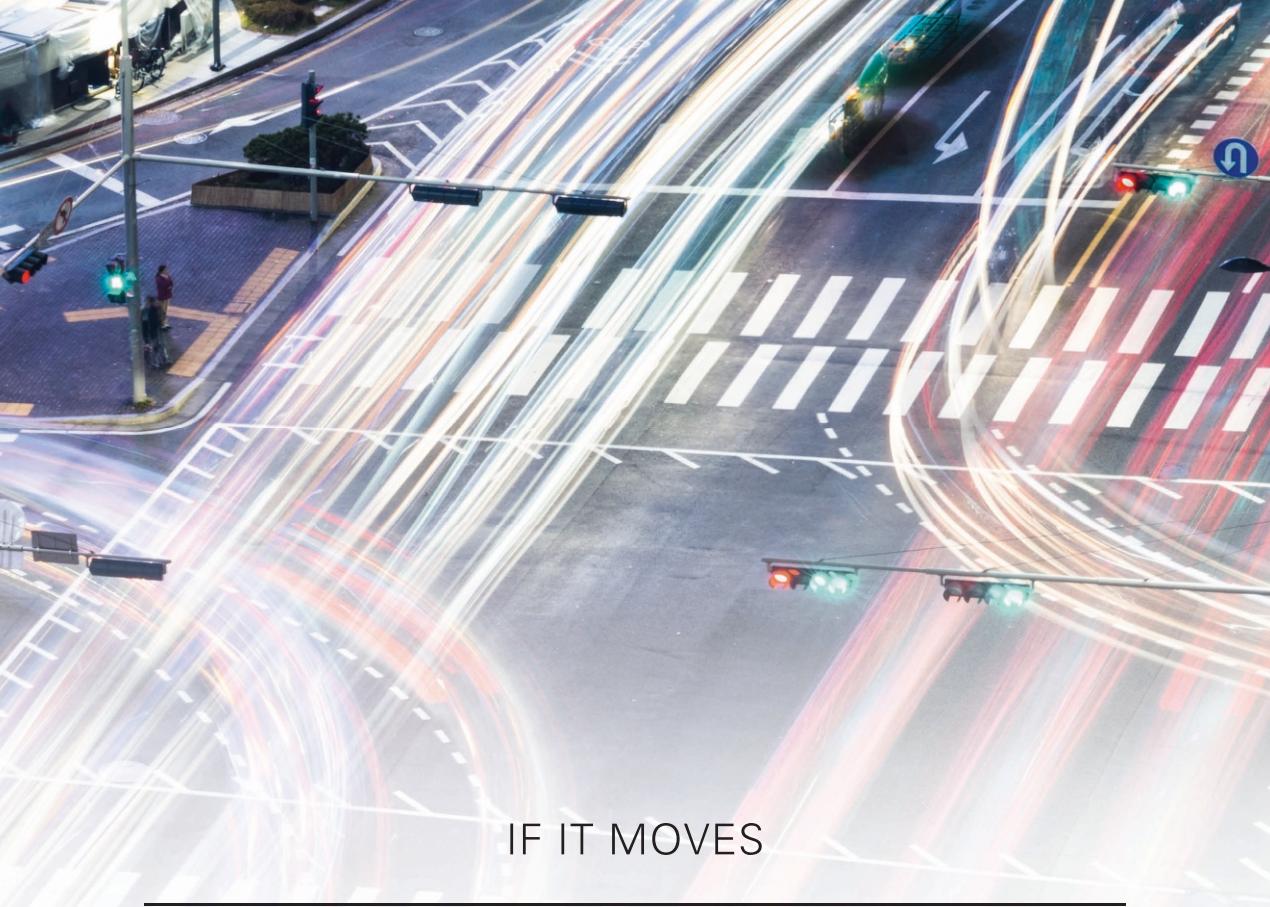
## 24.5 Ausblick

Die Bremse ist schon heute als integraler Bestandteil in das mechatronische Fahrwerk eingebettet. Dadurch werden einerseits die Bremsfunktionen perfektioniert, andererseits übernimmt das Bremsystem immer mehr Teilaufgaben in einem überlagerten Systemverbund mit „verteilten“ Funktionen. Die adaptive Geschwindigkeitsregelung ACC und deren Weiterentwicklung für den Stop&Go-Einsatz nutzen die Bremse zur komfortablen Verzögerung. Der Bremsassistent interpretierte zunächst die Pedalbewegung für die Auslösung der Vollbremsfunktion. Weiterentwicklungen [35] ermitteln über Radarsensordaten die optimale Verzögerung und stellen diese ein, sofern das Bremspedal vom Fahrer betätigt ist. Neben aktiven Warnbremsungen lösen Frontkollisionsschutzsysteme auch Vollbremsungen aus, setzen so die Aufprallenergie herab und tragen so sowohl zum Eigenschutz als auch zum Schutz der Kollisionsopfer bei, insbesondere auch für ungeschützte wie Fußgänger. Als nächste Herausforderung wartet auf das mechatronische Bremsystem das automatisierte Fahren ohne permanente Fahrerüberwachung, woraus sich auch die neue Anforderung an eine fehlertolerante Betätigungsaktorik ergibt, die zumindest für die Übergangszeit bis zur Fahrerübernahme einen Ausfall eines Aktors toleriert.

## Literatur

1. Reichel, J.: Untersuchungen zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das instationäre Bremsen von Personenwagen, Dissertation TU Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 553, VDI Verlag, Düsseldorf, ISBN 3-18-355312-0 (2003)
2. Mitschke, M., Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Aufl. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 3-540-42011-8 (2004)
3. Bertram, T., Schröder, W., Dominke, P., Volkart, A.: CARTRONIC – ein Ordnungskonzept für die Steuerungs- und Regelsysteme in Kraftfahrzeugen, 17. VDI/VW-Gemeinschaftstagung Systemengineering in der KFZ-Entwicklung, Wolfsburg, 3.-5. 12. 1997, VDI-Berichte 1374, Düsseldorf, S. 369–397 (1997)
4. Hiemenz, R.; Klein, A.: Interaktion von Fahrwerkregelsystemen im Integrated Chassis Control (ICC), Tag des Fahrwerks, Inst. f. Kraftfahrwesen Aachen (7.10.2002)
5. Knoop, M.K.F., Leimbach, K.-D., Verhagen, A.M.: Fahrwerksysteme im Reglerverbund, Tagung Fahrwerktechnik, Haus der Technik, Essen (17–18.03.1999)
6. Trächtler, Ansgard: Integrierte Fahrdynamikregelung mit ESP, aktiver Lenkung und aktivem Fahrwerk. Zeitschrift Automatisierungstechnik 53, 1. Oldenbourg Verlag (2005)
7. Schwarz, R., Rieth, P.: Global Chassis Control: Systemvernetzung im Fahrwerk. at – Automatisierungstechnik 517, 299–312. Oldenbourg Verlag (2003)
8. Semmler, S.J., Rieth, P.: Global chassis control – The networked chassis. Zeitschrift AutoTechnology 2(2005), 38–42 (2005)
9. Spiegelberg, G.: Mit Drive-by-Wire Technologie zum integrierten Antriebsstrang-Modul – Integration von Umfeldbewertungen, VDI-Tagung Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn, Hannover, Oktober 2001, VDI-Tagungsband 1632/2001, S. 425–446. VDI-Verlag, Düsseldorf (2001)
10. Degenstein, T.: Kraftmessung in Scheibenbremsen. Dissertation TU Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 655, Düsseldorf, ISBN 3-18-365512-0 (2007)
11. Degenstein, T., Winner, H.: Neue Verfahren zur Messung von Kräften und Temperaturen in einer Fahrzeughbremse während des Bremsvorgangs. XXVII. Internationales  $\mu$ -Symposium. 26–27. Oktober 2007 in Bad Neuenahr, VDI, Düsseldorf (2007)
12. Bargende, M., Pütter, R.G.: Dynamische Temperaturmessung zwischen Bremsbelag und -scheibe während des Bremsvorgangs, VDI Berichte Nr. 632, S. 283–298 (1987)
13. Hagedorn, P., von Wagner, Utz: „Smart pads“: A new tool for the suppression of brake squeal? XXIV. Internationales  $\mu$ -Symposium Bremsenfachtagung. VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 575. VDI-Verlag, Düsseldorf, ISBN 3-18-357512-4 (2004)
14. Niemz, T., Winner, H.: Bremswegverkürzung durch dynamische Dämpferregelung, VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn 2005, Hannover
15. Niemz, T.: Reducing Braking Distance by Control of Semi-Active Suspension. Dissertation TU Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 640, ISBN 3-18-364012-6, Düsseldorf (2007)

16. Reul, M.: Bremswegverkürzungspotential bei Informationsaustausch und Koordination zwischen semiaktiver Dämpfung und ABS. Dissertation TU Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 738, ISBN 978-3-18-373812-0, Düsseldorf (2011)
17. Köhn, P., Baumgarten, G., Richter, T., Schuster, M., Fleck R.: Die Aktivlenkung – Das neue Fahrdynamische Lenksystem von BMW, 11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motoren technik 2002, S. 1093 (2002)
18. Nell, J., Rieth, P., Bayer, R., Böhm, J., Linkenbach, S., Hoffmann, O.: Erlebbare Kundennutzen durch Erweiterung heutiger hydraulischer Lenksysteme und deren systemtechnische Umsetzung, Pkw-Lenk systeme, Haus der Technik, Essen, 02. 04.–03. 04. 2003
19. Kilgenstein, P.: Elektrisch/elektronische Lenksysteme, VDA Technischer Kongress 2000, Nutzfahrzeuge: Treffpunkt Technik, Sicherheit, Energie und Umwelt, S. 107–117 (2000)
20. Gruber, S., Winner, H., Härtel, V., Holst, M.: Beeinflussung des Fahrzeugverhaltens durch adaptive Fahrwerklager, VDI-Tagung Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn, Hannover, 29./30. 10. 2003, VDI-Tagungsband 1791/2003, VDI-Verlag, Düsseldorf, ISBN: 3-18-091791-1 (2003)
21. Holst, M., Eberhard, G., Karkosch, H.-J., Rieth, P., Linkenbach, St., Jungbecker, J.: Adaptive und aktive Fahrwerklager zur Optimierung von Fahrdynamik und -komfort, fahrwerk.tech 2005, 04.–05. 04. 2005, München (2005)
22. Mäckle, G., Schirle, T.: Active Tire Tilt Control: Ein Reifen-Fahrwerksystem zur verbesserten Kraftübertragung zwischen Reifen und Straße. 4. Darmstädter Reifenkolloquium. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 511, VDI-Verlag, Düsseldorf (2002)
23. Semmler, S.: Dissertation TU Darmstadt, noch nicht erschienen, Veröffentlichung geplant im VDI-Verlag Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12
24. Weber, I.: Verbesserungspotenzial von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik. Dissertation TU Darmstadt. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 592. VDI Verlag, Düsseldorf, ISBN 3-18-359212-6 (2005)
25. Kallenbach, R.: Der Weg zum „sensitiven Auto“: Sicherheits-Systeme arbeiten künftig zusammen, Vortrag zum 57. Internationalen Motorpressekolloquium, Boxberg (Juni 2005)
26. Gayko, J.; Kodaka, K.: Intelligent Systems for Active and Preventive Safety – Collision Mitigation Brake System,
3. Workshop Fahrerassistenzsysteme, Walting im Altmühltaal (6–8.04.2005)
27. Holt, V. v., Maurer, M.: Aktive Sicherheitssysteme mit maschineller Wahrnehmung – Anforderungen, Potentiale und Einführungshemmnisse, Tagung Aktive Sicherheit durch Fahrerassistenzsysteme, München (11./12.03. 2004)
28. Winner, H.: Frontkollisions schutzsysteme. In: Winner, H., Hakuli, S., Lotz, F., Singer, Ch.. (Hrsg.): Handbuch Fahrerassistenzsysteme, 3. Aufl . Springer Vieweg Verlag, Wiesbaden (2015)
29. Kendziorra, N., Hartling, H.-J.: Ermittlung des Reibbeiwerts Reifen/Fahrbahn im Fahrbetrieb als Schlüsselkomponente in Fahrerassistenzsystemen, XXV.  $\mu$ -Symposium, Bremsenfachtagung, 17./18. 06. 2005, Bad Neuenahr, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 597, S. 41–57 VDI-Verlag, Düsseldorf, ISBN 3-18-359712-8 (2005)
30. Becker, A., Folchert, U., Kluge, S., Schröder, C., Volk, H., Eckert, A., Schmittner, B.: Integration von Fahrzeugkomponenten am Beispiel des verkürzten Anhaltewegs. Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. Tagung 18./19. Oktober 2001. VDI-Berichte Nr. 1632. Düsseldorf: VDI-Verlag (2001)
31. Fach, M.: Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn. Dissertation TU Darmstadt 1999, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 411. VDI-Verlag, Düsseldorf (2000)
32. Xie, C.: Experimentelle Untersuchungen zur Interaktion zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn beim Bremsen. Dissertation TU Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 486. VDI-Verlag, Düsseldorf (2002)
33. Bachmann, V.: Untersuchungen zum Einsatz von Reifensensoren im Pkw-Reifen. Dissertation TU Darmstadt 1998, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 381. VDI-Verlag, Düsseldorf (1999)
34. Strothjohann, T., Winner, H.: Reibwerterkennung mit dem Darmstädter Reifensensor. 4. Darmstädter Reifenkolloquium. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 511. VDI-Verlag, Düsseldorf (2002)
35. ATZ/MTZ Sonderheft: Mercedes S-Klasse (2005)



IF IT MOVES

---

## IT'S OUR JOB TO STOP IT

---

Mit über 135 Jahren Erfahrung in der Reibbelagindustrie sind wir einer der weltweit führenden Hersteller von Bremsbelägen für Pkw und Nutzfahrzeuge und genießen das Vertrauen der umsatzstärksten Marken und Automobilhersteller, die auf das gelungene Zusammenspiel von Sicherheit, Komfortverhalten und Qualität unserer Bremslösungen setzen. **[www.tmdfriction.com](http://www.tmdfriction.com)**

---

**TMDFRICTION**  
AN NISSHINBO GROUP COMPANY

---

**TEXTAR**

**MINTEX®**

**DON.**

**PAGID**

**COBREQ®**

**NISSHINBO**

# Reibbeläge

*Christian Wiaterek*

- 25.1 Einführung – 572**
- 25.2 Anforderung an Reibbeläge – 572**
- 25.3 Materialkonzepte – 574**
  - 25.3.1 Semimetallische Reibbeläge – 574
  - 25.3.2 Low Steel Reibmaterialien – 576
  - 25.3.3 NAO-Reibbeläge – 576
  - 25.3.4 Metallfreie Reibbeläge – 577
  - 25.3.5 Hybridbeläge – 577
  - 25.3.6 Reibbeläge für keramische Scheiben – 578
  - 25.3.7 Zwischenschichten – 579
- 25.4 Ökologie – 580**
- 25.5 Rohstoffe und ihre Eigenschaften in Reibbelägen – 583**
- 25.6 Prüfverfahren für Rohstoffe – 585**
  - 25.6.1 Geräteanalytische Untersuchungsverfahren – 586
- 25.7 Fertigungsverfahren – 588**
- 25.8 Ausblick – 590**
- Literatur – 591**

## 25.1 Einführung

Reibbeläge, umgangssprachlich Bremsbeläge genannt, sind Funktionsteile in einer Bremse und gehen daher in die Berechnung der Bremsleistung mit ihrem Reibwert  $\mu$  ein.

Ohne Reibung würde kein Körper in seiner Ruhelage verharren und kein Fahrzeug zum Stehen kommen.

Die bei der Reibung verrichtete Arbeit wird im Verlauf des Bremsprozesses in Wärme umgewandelt. Dabei werden die Atome bzw. Moleküle im Reibbelag durch die zugeführte thermische Energie deformiert bzw. gespalten, was nicht zuletzt zur Bildung von Verschleißteilchen führt. Mikroskopisch können Spitzentemperaturen auftreten, die den Schmelzpunkt einzelner Reibmaterialbestandteile erreichen. Makroskopisch jedoch werden dabei deutlich geringere Spitzentemperaturen gemessen.

Reibbeläge sind also Verschleißteile, für die folgende Verschleißmechanismen [1, 2] diskutiert werden:

- Abrasiver Verschleiß  
Verschleiß durch Schneid-, Furchungs- und Reißprozesse
- Adhäsiver Verschleiß  
Bildung und Trennung von atomaren Bindungen (Mikroverschweißungen) zwischen Bremsbelag und Gegenmaterial (Bremsscheibe oder Bremstrommel)
- Oxidativer Verschleiß  
Bildung von Metalloxiden als Schmierfilm
- Ablation  
Thermischer Abbau der Polymere (Bindungsmittel).

Die Tribologie als Wissenschaft aufeinander einwirkender Oberflächen in Relativbewegung umfasst die Teilgebiete Schmierung, Reibung und Verschleiß. Da Reibung und Verschleiß wesentliche Kriterien der Reibbelagentwicklung sind, stellt der Reibbelag im Zusammenwirken mit der Bremsscheibe ein tribologisches System dar.

Während bei den Metallpaarungen (z. B. Lager) geringe Reibwerte bei geringem Verschleiß gefordert werden, was durch optimierte Schmierfilme erreicht wird, werden bei Reibbelägen möglichst

hohe Reibwerte bei niedrigem Verschleiß angestrebt. Auch in diesem Fall spielt die Schmierung eine erhebliche Rolle, wenn auch nicht zur generellen Reibwertminimierung, sondern eher zu einer Erhöhung der Lebensdauer durch Senkung des Ei-geverschleifes und des Gegenmaterialangriffs.

Da die reibtechnisch wirksamen Grenzschichten zwischen Reibbelag und Gegenmaterial sich in Abhängigkeit von den vielen, unterschiedlichen Betriebszuständen in einem Fahrzeug immer wieder neu konditionieren, kann nicht von einer konstanten oder gleichbleibenden Reibpaarung gesprochen werden.

Damit der Reibbelag unter diesen, sich immer verändernden Betriebszuständen funktionieren kann, ist er von seiner Zusammensetzung her ein komplex aufgebauter Kompositwerkstoff, der unter allen Umständen nur eins nicht darf: versagen!

Um Reibbeläge besser verstehen zu lernen, wird auf die Themenkreise Anforderungsprofil, Materialkonzepte, Ökologie, Rohstoffe und ihre Eigenschaften, Prüfverfahren zur Rohstoffqualifizierung sowie Fertigungsverfahren näher eingegangen.

## 25.2 Anforderung an Reibbeläge

Das Anforderungsprofil an Reibbeläge ist fast unerschöpflich, wobei sicherheitsrelevante Aspekte besonderes Augenmerk verdienen. Schließlich muss ein Fahrzeug unter allen denkbaren Bedingungen beherrschbar und vor allem bremsbar sein.

Daneben gibt es eine Vielzahl von Anforderungen vor allem im Komfortbereich, die gewünscht werden, aber nicht sicherheitsrelevant sind.

Alle Anforderungen kann man grob in drei Kategorien einteilen, □ Tab. 25.1:

- Physikalische/chemische Eigenschaften
- Reibtechnisches Verhalten
- Komfort

Beispiele für **physikalische/chemische Eigenschaften** sind Kompressibilität (kalt und heiß), Scherwerte, innere Scherfestigkeit, Biegefestigkeit, Druckfestigkeit, E-Modul, Dämpfung, Dichte, Porosität, Schrumpfen, Wachsen, Wärmeleitfähigkeit und Korrosionsverhalten.

**Tabelle 25.1** Anforderungsprofil an Reibbeläge (Auswahl)

Reibtechnische Anforderungen und Lebensdauer	Komfort	Physikalisch-chemische Anforderungen
<ul style="list-style-type: none"> <li>— Reibwerthöhe</li> <li>— Reibwertstabilität (<math>\vartheta</math>, p, v, n)</li> <li>— Dickeendifferenz (DTV)</li> <li>— DTV-Regeneration</li> <li>— Initialfading</li> <li>— Kaltreibwert/Nassreibwert</li> <li>— Hill Hold Eigenschaften</li> <li>— Kurze Bremswege (AMS)</li> <li>— Momentenverläufe</li> <li>— Ansprechverhalten</li> <li>— Bergabfahrten</li> <li>— Belagverschleiß</li> <li>— Scheibenverschleiß</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Geräusche allg.</li> <li>— Quietschen</li> <li>— Lenkraddrehschwingungen</li> <li>— Brummen</li> <li>— Knautschen</li> <li>— Knarzen</li> <li>— Rubbeln</li> <li>— Muhen</li> <li>— Grunzen</li> <li>— Pedalgefühl</li> <li>— Felgenverschmutzung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Kompressibilität (kalt, heiß)</li> <li>— Dämpfung</li> <li>— Abscherfestigkeit</li> <li>— E-Modul</li> <li>— Korrosion (Haft-, Material-) Wachsen/Dehnung/Schrumpfen</li> <li>— Porosität</li> <li>— Festigkeit (Biegung-, Druck-) Innere Scherfestigkeit</li> <li>— Wärmeleitfähigkeit, -durchgang</li> <li>— Ökologie</li> </ul>

Zu den **reibtechnischen Eigenschaften** zählt der Reibwert in Abhängigkeit von Temperatur, Druck, Geschwindigkeit und das Fading (Folgebremsungen). Hier gibt es eine Vielzahl von Prüfungen an Schwungmassenprüfständen, die sowohl fahrzeug-, als auch bremsenspezifisch gefahren werden. Ergänzend kommen AMS-Tests (Auto-Motor-Sport Test zur Ermittlung kurzer Bremswege), Verschleißprogramme, Daueraufsimulationen als Funktion von spezifischen Lastkollektiven, DTV-Bildung und Regeneration, Nassreibwert, Kaltreibwert sowie eine Vielzahl von Spezialprogrammen zur Anwendung.

In **Komfortuntersuchungen** werden unter verschiedenen Betriebsbedingungen Geräusche wie das klassische Quietschen (konstante Frequenz; schmalbandig; >1500 Hz), aber auch andere Geräuschphänomene wie Knarzen (Geräusch bei Automatikfahrzeugen beim langsamen Loslassen der Bremse; veränderliche Frequenz; breitbandig; 20–150 Hz), Muhen (konstante Frequenz, schmalbandig; 300–800 Hz), Knautschen (veränderliche Frequenz; breitbandig; 50–2000 Hz) und Brummen (veränderliche Frequenz, schmalbandig; 200–600 Hz) untersucht. Die einzelnen Geräuschphänomene unterscheiden sich, wie an den Beispielen zu sehen ist, durch den Frequenzbereich, in dem sie auftreten, wobei es hier durchaus Überschneidungen gibt.

Zum Komfortverhalten zählen ebenfalls „mechanische“ Auswirkungen, die ein Fahrer spüren kann, wie Lenkraddrehschwingungen, Pedalgefühl und das Rubbeln.

Rubbeln ist ein Sammelbegriff für tieffrequente, überwiegend fremderregte Vibrationen zwischen Belag und Scheibe, die sich in Geräuschen oder fühlbaren Schwingungen äußern.

In den letzten Jahren hat das Thema Felgenverschmutzung (wheel dust) erheblich an Bedeutung gewonnen. Die Kunden, vor allem in den USA aber zunehmend auch in Europa, akzeptieren den Staub, der sich durch den Bremsvorgang aus dem Verschleiß von Belag und Scheibe ergibt, auf den immer weiter Verbreitung findenden Aluminiumfelgen nicht mehr. Analysiert man die Zusammensetzung, so findet man erhebliche Anteile an Eisenoxid, was darauf hinweist, dass es sich im Wesentlichen um Abrieb der Bremsscheibe handelt. Da es sich um einen visuell-ästhetischen Effekt handelt, der im weitesten Sinn als optische Komforteigenschaft verstanden werden kann, wird er hier in diese Kategorie eingegliedert.

Die physikalischen Prüfungen werden an Proberkörpern, die aus gefertigten Reibbelägen präpariert werden, oder an ganzen Belägen durchgeführt.

Reibtechnische Prüfungen und Komfortuntersuchungen finden sowohl an Schwungmassenprüfständen unter konstantem Witterungseinfluss als

auch auf speziellen Teststrecken im Fahrzeug statt. Daneben werden in einigen Anwendungsfällen Teilbelagprüfungen durchgeführt.

Während in den 70er-Jahren das Quietschen beim Bremsen im Straßengeschehen durchaus öfter zu hören war, sind mit jeder neuen Fahrzeuggeneration die Anforderungen an den Komfort immer weiter gestiegen. Parallel dazu haben die reibtechnischen Erfordernisse ebenfalls zugenommen, geprägt dadurch, dass die Fahrzeuge immer schwerer wurden, die Motorleistung immer weiter zugenommen hat und auch die Höchstgeschwindigkeit der Fahrzeuge kontinuierlich nach oben getrieben wurde. Hochleistungsfahrzeuge moderner Bauart erreichen dabei ohne Probleme 250 km/h. Dabei wird diese „Höchstgeschwindigkeit“ oft elektronisch begrenzt; die wahre Endgeschwindigkeit ohne Regelung läge oftmals noch deutlich höher.

Ein Fahrzeughersteller fordert z.B. für seine Fahrzeuge, dass die Bremsbeläge 5 Blockadubremsungen aus  $v_{\max} = 250 \text{ km/h}$  (ohne ABS-Regelung) überstehen müssen und der Bremsweg dabei bestimmte Sollvorgaben bei der 5. Bremsung nicht überschreiten darf. Natürlich darf ein solches Fahrzeug unter diesen Bedingungen nicht durch Rubbeln in seinen Komforteigenschaften als Folge der thermischen Belastung der Reibbeläge beeinträchtigt sein.

Ein Reibmaterial zu finden, dass allen diesen Ansprüchen genügt, ist die Herausforderung, der sich die Entwicklungs- und Anwendungingenieure bei jedem Fahrzeug immer wieder aufs Neue stellen müssen.

Es wird für einen Anwendungsfall immer der beste Kompromiss zwischen wünschenswerten und wirklich erreichbaren Eigenschaften angestrebt, wobei sich die zahlreichen Anforderungen aus den Bereichen Reibtechnik, physikalischen Eigenschaften und Komfort auch widersprechen können. In Zusammenarbeit zwischen dem Reibbelaghersteller, dem Bremsenhersteller, der oftmals auch Systemverantwortlicher ist, und dem Fahrzeughersteller wird ein Reibmaterial schließlich zur Serienreife geführt.

## 25.3 Materialkonzepte

Da in sehr vielen Ländern Asbest in Reibbelägen mittlerweile nicht mehr eingesetzt wird, soll diese Reibmaterialfamilie hier nicht weiter diskutiert werden. Die folgenden Überlegungen gelten außerdem nur für Scheibenbremsbeläge straßengebundener Fahrzeuge, [Tab. 25.2](#).

### 25.3.1 Semimetallische Reibbeläge

Als die Ablösung von Asbest anstand, wurde zunächst nach einem Werkstoff gesucht, der wie Asbest thermisch stabil ist und im Verlauf des Bremsprozesses keine chemische Veränderung oder kristalline Umwandlung erfährt.

Man glaubte zunächst in Stahlwolle bzw. Eisenpulver diesen Werkstoff gefunden zu haben und hat im ersten Schritt Asbest durch diese Rohstoffe substituiert. Damit war die Familie der **semimetallischen Reibbeläge** (Semimet) geboren. Wie der Name schon sagt, bestanden diese Rezepturen zu mehr als 50 % aus Metallen, wobei eigentlich nur Eisen gemeint war.

In Ländern ohne Geschwindigkeitsbeschränkung auf den Straßen fand man schnell heraus, dass die semimetallischen Beläge als Folge der hohen Energieumsätze, die beim Bremsen aus hohen Geschwindigkeiten auftreten, nicht den Verschleißanforderungen des Marktes genügten. Im Gegensatz zu Asbest ist die thermische Stabilität der Stahlwolle bzw. des Eisenpulvers nämlich deutlich geringer. Da dadurch die Temperatur in der Bremse stark ansteigt, nimmt der ablativen Verschleiß, nämlich der thermische Abbau des Bindemittelgerüstes ebenfalls überproportional zu.

In Anwendungen mit hohen Fahrzeuggewichten wird das gleiche Phänomen beobachtet. Auch hier steigen die Temperaturen in der Bremse und damit der Verschleiß in Abhängigkeit von der Masse deutlich an. Damit ist der Einsatz dieser Materialfamilie in Nutzkraftfahrzeugen nur eingeschränkt möglich. Die Grenze ist hier bei einem Fahrzeug-

**Tabelle 25.2** Eigenschaften von Reibbelägen

Reibmaterialfamilie	Wesentliche Eigenschaften
Semimet	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Niedriger Scheibenangriff</li> <li>■ Hohe Lebensdauer (abhängig von Masse, Energieeintrag, wenig Bremsungen)</li> <li>■ Belagverschleiß (abhängig von Masse, Energieeintrag, Geschwindigkeit)</li> <li>■ Geringe DTV-Erzeugung</li> <li>■ Keine DTV Regeneration</li> <li>■ Haftkorrosion kritisch</li> <li>■ <math>\mu \leq 0,4</math></li> <li>■ guter Komfort</li> </ul>
NAO	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Niedriger Scheibenangriff</li> <li>■ Geringer Belagverschleiß</li> <li>■ <math>\mu</math>-Performance (abnehmend über Energieeintrag, Masse, Geschwindigkeit)</li> <li>■ Geringe DTV-Erzeugung (über Laufstrecke kumulierend)</li> <li>■ Keine DTV-Regeneration</li> <li>■ Reibwert <math>\mu = 0,30\text{--}0,40</math></li> <li>■ Guter Komfort</li> <li>■ Gutes Knarzverhalten</li> <li>■ Neigung zur Fischbildung</li> <li>■ Hoher Scheibenauflauf aus Belagmaterial über <math>\vartheta</math></li> <li>■ Geringe, mechanische Festigkeit</li> <li>■ Reduzierung der Felgenverschmutzung</li> </ul>
Low Steel	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Scheibenangriff höher als bei Semimet und NAO</li> <li>■ Belagverschleiß höher als bei Semimet und NAO</li> <li>■ Lebensdauer geringer als bei Semimet und NAO</li> <li>■ DTV-Erzeugung höher (abhängig vom Reibmaterial; Sattelkonstruktion)</li> <li>■ DTV-Regeneration (Corrective Liner) abhängig von der Materialfamilie</li> <li>■ Reibwert <math>\mu = 0,35\text{--}0,5</math></li> <li>■ Hohe Fadingstabilität</li> <li>■ Systemabhängige Komforteigenschaften</li> <li>■ Ausreichende mechanische Festigkeiten</li> </ul>
Hybrid	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Kombination der Eigenschaftsprofile NAO und Low Steel</li> </ul>

gewicht von ca. 6 t zulässigem Gesamtgewicht zu ziehen.

Der „Semimetallic“ hat aber in Märkten mit Geschwindigkeitsbegrenzung wie z. B. den USA überlebt, während er in Europa schon lange nicht mehr zum Einsatz kommt. Gerade jetzt erlebt er in den USA sogar so etwas wie eine Renaissance.

Bei Anwendungen mit moderater Fahrzeuggmasse und geringen Geschwindigkeiten ist das Verschleißverhalten des Semimets oftmals unerreichtbar. Unter diesen Bedingungen wird gleichzeitig immer ein sehr gutes Komfortverhalten in Bezug auf Geräusche gefunden.

Semimets gehören in die Reibwertklasse  $\mu \leq 0,4$ . Auch unter diesem Gesichtspunkt sind

sie für High Performance Anwendungen nicht geeignet, wo für Vorderachsanhwendungen Reibwerte im Bereich  $\mu \geq 0,45$  gefordert werden. In den USA genügen diese relativ niedrigen Reibwerte jedoch völlig. Niedrige Reibwerte stehen dort für niedrigen Verschleiß, geringe Felgenverschmutzung und sehr gutes Komfortverhalten. Um die schweren Fahrzeuge dort trotzdem unter den zugelassenen Bedingungen abbremsen zu können, sind die Bremsanlagen entsprechend groß dimensioniert. Verglichen mit europäischen Anwendungen sind die Belagfläche und der wirksame Reibradius deutlich größer.

Ein anderer Vorteil der Semimets liegt in ihrer geringen DTV Erzeugung. DTV steht dabei für

**Dickendifferenzbildung (Disc Thickness Variation).** Darunter versteht man das Auswaschen der Scheibe im ungebremsten Zustand. Auch im ungebremsten Zustand kommt es aufgrund dessen, dass die Scheibe nicht planparallel zum Reibbelag steht und aufgrund von Fertigungstoleranzen in der Achse zu einem permanenten Touchieren des Belags an die Scheibe. Dabei können in Abhängigkeit von der Reibmaterialkomposition regelrecht „Löcher“ bzw. „Dellen“ in die Scheibe gegraben werden. In Abhängigkeit von dem Sensitivitätslevel des Fahrzeugs führen diese Eingravuren zu verschiedenen Folgeproblemen. Dies kann im einfachsten Fall ein Rubbeln sein, womit das unterschiedliche Bremsverhalten in den „Tälern“ und auf den „Höhen“ der Scheibe gemeint ist. Im Extremfall treten Lenkraddrehenschwingungen auf, die ein Fahrzeug für den Normalfahrer unberehrlich machen.

Semimets waschen die Scheibe unter den für sie günstigen Betriebsbedingungen nicht aus und bieten damit in Märkten, in denen lange Strecken ohne gebremste Anteile zurückgelegt werden, wie z. B. in den USA auf den Highways zwischen den Ballungszentren, erhebliche Vorteile.

### 25.3.2 Low Steel Reibmaterialien

Ein weiterer Meilenstein auf dem Weg der Asbestsubstitution waren die „**faserhaltigen Reibbeläge**“. Hierbei wurde versucht, durch einen Cocktail organischer und anorganischer Fasern die Eigenschaften von Asbest im Reibbelag nachzubilden. Da diese „Ersatzfasern“ aber nicht in gleicher Menge eingesetzt werden konnten, wurde durch additiven Einsatz von Abrasivstoffen, Schmiermitteln und Metallen ein weites Feld für neue Reibmaterialfamilien eröffnet. Diese Entwicklung hält bis zum heutigen Tag an. Strenggenommen gehören auch die heute im europäischen Markt verwendeten Reibmaterialien dieser Familie an, wobei der Anteil der Fasern immer weiter minimiert wurde. Dies geschah und geschieht natürlich auch aus ökologischen Gesichtspunkten, da eine Vielzahl der Fasern im Verdacht steht, möglicherweise karzinogen zu wirken.

Die heute im Markt etablierten, europäischen Materialien, die für jeden Anwendungsfall quasi neu entwickelt oder zumindest optimiert werden,

werden zur Differenzierung zu den anderen Produktfamilien auch als „**Corrective Liners**“ bezeichnet. Darunter versteht man Materialkonzepte, die zwar in ungebremsten Zustand durchaus DTV aufbauen können, in den gebremsten Zuständen aber das Potential haben, die in die Scheibe eingegrabene DTV wieder regenerieren zu können. Dies wird durch eine höhere Gewichtung spezieller Abrasivstoffe erreicht. Der Preis dafür ist ein höherer Scheibenangriff (Verschleiß). Da der Eisenmetallgehalt gegenüber den Semimets reduziert wurde, werden diese Materialien oftmals auch als **Low Steel bzw. Low Mets** bezeichnet. In jüngerer Zeit hat sich außerdem der Begriff „*ECE-Belag*“ eingebürgert.

### 25.3.3 NAO-Reibbeläge

Parallel zu dieser Entwicklung mit den Semimets in Europa bzw. den USA hat in Japan die Entwicklung der **NAO-Beläge** den Ausstieg aus der Asbestära eingeläutet. NAO steht für „Non Asbestos Organics“ und meint nach japanischer Reibbelagphilosophie ein organisch gebundenes Material, das keine Stahlwolle oder Eisenpulver enthält. Stahlwolle gilt bei führenden Automobilherstellern in Japan ursächlich als Verursacher der DTV. Dies steht im Widerspruch zu den Erfahrungen mit den Semimets und Materialien nach europäischer Philosophie. Gleichzeitig sind Abrasivstoffe mit höherer Härte ebenfalls unerwünscht. Die Reibwertklasse dieser Materialkonzepte ist daher recht niedrig ( $\mu = 0,30\text{--}0,40$ ). Aufgrund des weitestgehenden Verzichtes auf abrasive Bestandteile sind diese Materialien nicht in der Lage, einmal aufgetretene DTV zu regenerieren. Daher wird über der Laufstrecke auch oftmals ein permanentes Ansteigen der DTV beobachtet. Da der japanische Markt überwiegend Erstkundenorientiert ist, werden Anforderungen definiert, die DTV-Erzeugung schlechend nur über sehr lange Laufstrecken zuzulassen (ca. 100.000 km), um Reklamationen des Erstbesitzers eines Fahrzeugs auszuschließen.

Auch in Japan fasst das Modell der „Corrective Liners“ langsam Fuß. Da die meisten Automobilhersteller in Japan auch exportorientiert sind bzw. ihre Fahrzeuge zunehmend in Fertigungsstätten in Europa fertigen, werden in neuen Projekten immer

mehr Materialien nach europäischer Philosophie akzeptiert.

Echte NAOs zeichnen sich durch ein sehr gutes Komfortverhalten bei niedrigen Reibwert- und gutem Verschleißverhalten aus. Sie stellen damit auch die ideale Lösung zur Reduzierung der Felgenverschmutzung dar. Für High Performance Anwendungen europäischer Automobilhersteller, also Fahrzeugen mit hohem Gewicht, hoher Motorleistung und Anwendungsbereichen ohne Geschwindigkeitsbegrenzungen sind diese Materialien jedoch ungeeignet. Oftmals werden sie allerdings für Lösungen im Nischenbereich, in denen sie Vorteile haben, eingesetzt. Dabei wird dann das geringere reibtechnische Leistungsprofil als Kompromiss durchaus akzeptiert.

NAOs haben neben den Semimets auch erhebliche Marktverbreitung in den USA über die Transplants japanischer Reibbelagfirmen gefunden. Da sie wie die Semimets unter den dortigen Betriebsbedingungen gut funktionieren, sind sie in Personenkraftwagen der „Big Three“ weit verbreitet. Ihre Leistungsgrenze erreichen sie über das Fahrzeuggewicht. Die Grenze ist hier bei ca. 3,5 t zulässigem Gesamtgewicht zu ziehen.

### 25.3.4 Metallfreie Reibbeläge

Als weiteres grundsätzliches Materialkonzept sind die **metallfreien Beläge** zu nennen, die im Gegensatz zu den NAOs auch keine Buntmetalle wie Kupfer, Bronze oder Messing mehr enthalten.

Diese Materialklasse ist jedoch für Scheibenbremsbeläge bei Pkws oder gar Nutzkraftwagen praktisch ohne Bedeutung, da durch das Fehlen der Metalle erhebliche Probleme bezüglich der Wärmeleitfähigkeit und damit für das thermische Verhalten des Gesamtsystems vorhersehbar sind. Dies manifestiert sich unter anderem in dem Aufheizen der Bremsscheibe, was zumindest für Vorderachsanwendungen einen negativen Faktor darstellt. Im Extremfall kann die Scheibe reißen und somit zu einem echten Sicherheitsrisiko werden. Auch Sattelbauteile können durch den Wärmestau geschädigt werden.

Neben den thermischen Problemen wird als weiteres Handicap die reduzierte, mechanische Fes-

tigkeit beobachtet, die bei den anderen Werkstoffen eben durch die Metallfasern und deren „Verkrallung“ im Belag positiv beeinflusst wird. Daher sind die Anwendungen mit metallfreien Belägen eher gering und beschränken sich auf Hinterachsen, die sowohl thermisch als auch mechanisch geringer belastet sind.

### 25.3.5 Hybridbeläge

Der Wunsch, die guten Komforteigenschaften der japanischen NAO-Beläge vor allem in Bezug auf die Eigenschaft *Knarzen* (Anfahrgeräusch bei Automatikfahrzeugen, s. auch ▶ Abschn. 25.2) mit den reibtechnischen Hochleistungseigenschaften der europäischen *Low Steel* Beläge zu kombinieren, hat zur Namensgebung einer Entwicklungsrichtung für eine neue Rezepturfamilie, der **Hybridbeläge**, geführt, deren Entwicklung gerade erst begonnen hat.

NAO-Beläge zeigen unter europäischen Fahrbedingungen eine erhebliche Schwäche und das ist der Verlust der mechanischen Festigkeit unter Temperaturinfluss. Dieser Festigkeitsverlust ist eine direkte Folge des Fehlens armierender Bestandteile wie z. B. der Stahlwolle.

Umgekehrt sind Low Steel Materialien mechanisch hoch belastbar und zeigen die in Europa gewünschten reibtechnischen Eigenschaften. Ihr Schwachpunkt aber ist das Komfortverhalten, insbesondere das Knarzen.

Neben dem *Automatikknarzen* gibt es noch zwei weitere Arten des Knarzens, welche dem gleichen Anregungsmechanismus gehorchen und sich auch in gleicher Frequenz äußern. Das eine kann bei Fahrzeugen auftreten, bei denen die Hinterachsbrille gleichzeitig auch Parkbremse ist (integrierte Parkbremse). Wenn Insassen im Fond einsteigen, kann es passieren, dass der Haftreibwert der bei stehendem Fahrzeug angezogenen Hinterachsbrille in lokalen, mikroskopischen Kontaktstellen nicht ausreicht, sodass es zu einer geringen Relativbewegung der Bremsbeläge auf der Scheibe kommt. Dabei kann dann ein Geräusch auftreten, das dem Knarzen bei Automatikfahrzeugen entspricht.

Der andere Anregungsmechanismus tritt beim Anfahren mit einem Fahrzeug am Hang auf, welches mit einer elektrischen Parkbremse in Ver-

bindung mit einer elektronischen Haltefunktion ausgerüstet ist, bei dem die Hinterachsbeläge bei stehendem Fahrzeug immer angelegt sind. Erst beim Anfahren werden die Beläge elektrisch zurückgeführt, sodass eine Situation ähnlich der der Automatikfahrzeuge entsteht und Knarzen die Folge sein kann.

Das Auftreten dieses Geräusches scheint unter anderem auf die Stahlwolle zurückzuführen zu sein. Wenn man nämlich eine NAO-Formulierung, die knarzfrei ist, mit geringen Mengen an Stahlwolle versetzt, kann man als Folge direkt ein Knarzgeräusch messen. Das gleiche Ergebnis erreicht man, wenn man NAO-Rezepturen mit harten Abrasivstoffen in Richtung hoher Reibwerte optimiert.

Ziel bei dieser Entwicklung ist es also, einen Belag zu finden, der die Eigenschaften beider Rezepturfamilien kombiniert. Heute nämlich schließen sich beide Materialkonzepte in ihren Eigenschaften gegenseitig aus.

### 25.3.6 Reibbeläge für keramische Scheiben

Alle bisher diskutierten Materialkonzepte sind für Bremsysteme mit Graugusscheiben ausgelegt. Neben Edelstahlscheiben, wie sie bei Motorrädern Einsatz finden, und Aluminiumscheiben, die vor Jahren aus Gründen der Gewichtseinsparung im Fahrzeugbau Anwendung finden sollten, wegen ihrer begrenzten Temperaturstabilität von ca. 450 °C aber technische Probleme in der Bremse aufwarfen, gibt es seit einiger Zeit Bestrebungen, keramische Werkstoffe als Scheibenwerkstoffe einzuführen.

**Keramiken** sind anorganische, nichtmetallische Werkstoffe, die bei hohen Temperaturen hergestellt werden, wobei durch das Sintern der Bestandteile Materialien mit neuen Werkstoffeigenschaften entstehen.

Die keramischen Scheiben bestehen im Wesentlichen aus Kohlefasern, Kohlepulvern und Harzen, die unter hohem Druck in Formen gepresst werden. In einem weiteren Fertigungsschritt werden diese Formkörper dann bei ca. 1100 °C getempert, wobei die Harze carbonisieren. Anschließend werden die beim Carbonisierungsprozess gebildeten Porenvolumina bei ca. 1500 °C mit reinem Silizium infil-

triert. Das metallische und unter diesen Bedingungen flüssige Silizium reagiert mit dem Kohlenstoff zu Siliziumcarbid und es entstehen C/C-SiC Keramiken (kohlenstoffverstärkter Kohlenstoff in einer Siliziumcarbidmatrix), s. auch ▶ Kap. 29.

Die daraus hergestellten Scheiben weisen erstaunliche Eigenschaften auf. Das Ansprechverhalten ist besser als im Vergleich zur Grauguss scheibe, die Scheiben sind extrem temperaturbeständig (bis ca. 1000/1200 °C), die Lebensdauer liegt deutlich höher als 300.000 km. Die Keramikscheibe ist absolut korrosionsfrei, sie ist deutlich leichter als Grauguss (Gewichteinsparung), die Komforteigenschaften sind besser (weniger Kalt- und Heißrubbeln); sie zeigt verbesserte Fadingeigenschaften und ermöglicht kürzere Bremswege.

Technisch gesehen bietet dieser Werkstoff also erhebliche Vorteile. Sein ökonomischer Nachteil sind aber noch die hohen Herstellungskosten, so dass er heute dem Einsatz in der Fahrzeugoberklasse vorbehalten bleibt. Ein weiterer Nachteil stellt die Feuchteaufnahme der Keramikscheibe dar, als deren Folge ein Nässefading beobachtet wird. Durch axiale, mechanische Verformung schließlich kann es gar zum Scheibenbruch kommen.

Die mit der Entwicklung der keramischen Scheibe einsetzende Reibmaterialentwicklung steckt noch in ihren Anfängen. Natürlich wurden unterschiedliche, alternative Materialkonzepte untersucht. So wurden z. B. Reibbeläge aus dem gleichen Material hergestellt, aus der auch die Scheibe besteht, abgeleitet aus der Formel 1, wo Kohlenstoffscheiben mit Reibbelägen aus dem gleichen Material arbeiten. Diese Materialien erwiesen sich aber aus Performancegründen absolut als ungeeignet. Ein weiterer Ansatz waren Sintermaterialien aus Oxiden und Metallen. Aber auch diese Materialien funktionierten reib- und verschleißtechnisch nicht. Außerdem war der Wärmedurchgang zu hoch, so dass es zum Aufheizen der Bremsflüssigkeit kam. Ein weiteres Problem stellte das Komfortverhalten dar.

Die heute in Serie produzierten Reibbeläge für **keramische Scheiben** entstammen den heute üblichen Materialkonzepten, sind also organisch gebundene *Low Steel* Beläge, die man so gut wie möglich auf thermische Stabilität optimiert hat. Ausgangspunkt waren oftmals Scheibenbremsbelä-

ge, wie sie im *Rennsport* gegen Grauguss als Gegenmaterial Anwendung finden, also Beläge, die auf Stabilität und Reibwert, aber nicht auf Verschleiß optimiert wurden. Man fand empirisch heraus, dass sich diese Materialien auf der Keramikscheibe aber vollkommen anders verhielten und auch verschleißtechnisch durchaus akzeptabel waren. Durch Variation der metallischen und anorganischen Bestandteile und gleichzeitige Minimierung der organischen Bestandteile auf das absolute Minimum wurde mit einer Art Feintuning ein Kompromiss erzielt.

Da die Keramikscheibe aber deutlich höhere Betriebstemperaturen als die Grauguss scheibe (im Bereich von ca. 900 °C) aufweist, bleiben die organischen Low Steel Materialien Kompromisse, da unter diesen Bedingungen das Harzgerüst zunächst carbonisiert wird und sich mit Überschreiten der 800 °C Grenze nunmehr auch die Festigkeit der Beläge am Limit befindet.

Daher gibt es aktuell Grundsatzuntersuchungen, die nach neuen Herstellungsverfahren im Bereich der Arbeitstemperatur der keramischen Scheibe in Verbindung mit neuen Materialkonzepten suchen. Parallel dazu müssen Rohstoffe gefunden werden, die in diesem Temperaturbereich verarbeitet werden können und deren Eigenschaften es zu qualifizieren gilt. Auch für die Anbindung an eine Trägerplatte müssen neue Lösungen erarbeitet werden, da die heutigen organischen Kleber bei diesen hohen Temperaturen ebenfalls nicht mehr funktionieren. Den letzten Schritt wird die Komfortoptimierung darstellen.

### 25.3.7 Zwischenschichten

Nachdem nun gängige Materialkonzepte für Reibwerkstoffe beschrieben worden sind, soll zur Voll-

ständigkeit kurz auf den Komplex „**Zwischenschichten**“ eingegangen werden.

Wenn ein Reibbelag im Querschnitt betrachtet wird, so wird ein sandwichartiger Aufbau sichtbar (Abb. 25.1). Oberhalb der Belagträgerrückenplatte sind normalerweise zwei farblich unterscheidbare Schichten erkennbar. Die dunklere, obere Schicht ist das beschriebene Reibmaterial. Zwischen Trägerplatte und Reibmaterial ist eine oftmals hellere, manchmal auch rot oder grün eingefärbte, ca. 2 bis 4 mm dicke Schicht, die so genannte **Zwischenschicht**, auch *Underlayer* genannt, zu erkennen. Dem genauen Betrachter fällt schließlich noch eine wenige µm dicke Schicht zwischen Underlayer und Trägerplatte auf. Hierbei handelt es sich um einen **Kleber**, der die Bindung zwischen dem Stahl der Trägerplatte und den Kompositwerkstoffen Zwischenschicht/Reibmaterial sicherstellen soll. Federn und Sekundärmaßnahmen (Dämmfolien, Dämpfungsbleche, Dämpfungslacke) zur Geräuschoptimierung auf der dem Reibmaterial gegenüberliegenden Seite der Trägerplatte werden hier nicht näher betrachtet.

Die Zwischenschicht, die von ihrer Zusammensetzung her eine eigene Rezeptur darstellt, hat in erster Linie die Aufgabe der **Haftvermittlung** zwischen Reibmaterial und Kleber. Diese Haftvermittlung ist notwendig, da das Reibmaterial gerade so viel Bindemittel enthält, um alle Bestandteile des Reibmaterials gefügetechnisch einzubinden. Aufgrund von reibtechnischen Anforderungen ist dieser Anteil jedoch auf das Notwendigste minimiert. Organische Bestandteile führen nämlich zur Temperaturabhängigkeit des Reibwertes, vor allem im Fading (Folgebremssungen). Auch andere temperaturabhängige Eigenschaften, wie z. B. der Bremsweg (AMS-Test) werden negativ beeinflusst.

Die Bindung zwischen Reibmaterial und Kleber reicht von der *Festigkeit* normalerweise so nicht aus. Daher werden Zwischenschichten eingesetzt,



Abb. 25.1 Querschnitt eines Reibbelages

die von ihrer Zusammensetzung mehr Bindemittel enthalten, um so die geforderten Scherwerte einzuhalten.

Natürlich ist die Zwischenschicht auch so aufgebaut, dass mit ihr noch sicher gebremst werden kann, da es durchaus Fahrer gibt, die das volle Verschleißvolumen des Belages, bestehend aus Reibmaterial und Zwischenschicht, ausnutzen. Jedoch dürfen hierbei nicht die hohen Komfort- und Verschleißerwartungen wie an das Reibmaterial gestellt werden.

Neben der Haftvermittlung erfüllen moderne Zwischenschichten auch weitere Funktionalitäten. Zu nennen sind hier vor allem die gezielte Beeinflussung von Kompressibilität und Dämpfung, zwei wichtige Bausteine in der Komfortoptimierung moderner Anwendungen.

Der Vollständigkeit halber sollen die im Markt etablierten **mechanischen Verankerungen** (mechanical fix) als Alternative zur Zwischenschicht oder als additive Maßnahme zur Erhöhung der mechanischen Anbindung zur Trägerplatte zumindest genannt werden. Es handelt sich hierbei um Streckmetall, Sinterrauhgrund, die so genannte gekämmte Platte und Stiftverankerungen.

## 25.4 Ökologie

Die Betrachtung von Reibmaterialien unter ökologischen Gesichtspunkten, □ Tab. 25.3 und □ Tab. 25.4., hat praktisch mit der Substitution des Asbestes begonnen. Diese Substitution war notwendig, weil hier zum ersten Mal einer Substanz das Prädikat „mit Sicherheit krebserzeugend beim Menschen“ attestiert wurde, die in Form von Asbeststaub durch den Verschleiß der Reibbeläge beim Bremsen in die Umwelt gelangte.

Aber auch andere Substanzen bzw. Substanzklassen sind über die Jahre in Misskredit gekommen.

Im Besonderen sind das wieder die anorganischen und organischen **Fasern**, die als Substitut für Asbest verwendet wurden. Hierbei spielt die Lungengängigkeit und die Löslichkeit der Fasern im Lungenmilieu eine wesentliche Rolle. Da in der medizinischen Fachwelt unterschiedliche Testmethoden zur Beurteilung dieser Fasereigenschaften teils

kontrovers diskutiert werden, soll an dieser Stelle nur auf zwei Aspekte eingegangen werden:

1. Die Definition nach **WHO** (World Health Organisation) berücksichtigt lediglich das Längen-/Dickenverhältnis der Fasern, sowie die Dicke ( $d$ ) und Länge ( $l$ ) der Faserstängeln an sich. Andere Fasereigenschaften bleiben unberücksichtigt. Es gelten als kritisch:

$$l:d > 3:1$$

$$d < 3 \mu\text{m}$$

$$l > 5 \mu\text{m}$$

Asbest hat dieser Klassifizierung genügt. Da es gleichzeitig im Lungenmilieu unlöslich ist, kann es über lange Zeiträume durch mechanische Reizung des Gewebes Krebs verursachen.

2. Heute werden neben den WHO-Regeln auch verschiedene andere Klassifizierungsverfahren angewandt.

Ein Beurteilungskriterium ist die Löslichkeit der Fasern im Lungenmilieu (**Biolöslichkeit**). Auch wenn biolösliche Fasern durchaus in die Lunge eindringen können, kann deren Zusammensetzung chemisch so eingestellt sein, dass sie sich in dem dort herrschenden, wässrigen Milieu lösen, damit abbauen und somit keine Langzeitreizung verursachen können.

Solche biolöslichen Fasern werden heute in Reibbelägen vielfach eingesetzt und gelten nach heutigem Kenntnisstand als unbedenklich.

Nicht biolösliche Fasern im klassischen Sinn sind die anorganischen Mineralfasern, zu denen Basaltfasern, Stein- und Schlackenwollen zählen, verdüste Keramikfasern, aber auch Whisker (einkristalline Mineralfaser) wie die Kaliumtitantitanfaser. Diese werden in Neuentwicklungen in Europa nicht mehr eingesetzt. Letztlich entscheidend für die Einstufung als biolösliche Faser waren bisher Ergebnisse aus Tierexperimenten.

Eine andere ökologische Herausforderung betrifft die **Schwermetalle**. Schon lange in der Diskussion sind **Blei** und Bleiverbindungen. Als Bleiverbindung ist Bleisulfid zu nennen, welches als Hochtemperaturschmierstoff Anwendung findet. Gleichzeitig ist Bleisulfid in der Lage, Reibwerte in

■ Tabelle 25.3 Zusammensetzung von Reibmaterialien (in Gew.-%)

Rohstoff	Semimet	NAO	Low Steel	Anwendung keramische Scheibe <sup>a</sup>
Stahlwolle	60,0		20,0	15,0
Kupfer		21,6	16,0	
Buntmetalle				25,0
Aluminiumoxid	3,0	0,6	1,2	5,0
Zirkonsilikat		2,5		
Siliziumcarbid				3,0
Glimmer		3,0	6,5	4,0
Schwerspat	15,0	16,0	9,5	2,0
Calziumhydroxid	5,0	4,0		
Eisenoxid			10,0	
Zinksulfid		5,2	6,0	
Sulfide				10,0
Graphit	10,0	4,0	4,0	4,0
Petrolkoks		14,0	16,0	12,0
Kaliumtitanat		15,0		
Faser (z. B. PAN)		6,0	1,4	2,0
Kautschuk	2,0	1,6	4,0	1,0
Harz	5,0	6,5	5,4	5,0

<sup>a</sup> Eine weitere Aufschlüsselung der Bestandteile für die Anwendung „keramische Scheibe“ in ■ Tab.25.3 ist aus Know-How-Schutzgründen nicht möglich.

Abhängigkeit von der Temperatur auf hohem Niveau zu stabilisieren. Wegen ihrer Toxizität finden diese Substanzen in Neuentwicklungen ebenfalls keine Anwendung mehr.

An nächster Stelle ist **Cadmium** zu nennen. Cadmium bzw. Cadmiumverbindungen werden als originäre Rohstoffe nicht eingesetzt. Sie sind aber in sehr geringer Konzentrationen als Verunreinigungen von Rohstoffen natürlicher Ressourcen analytisch nachweisbar. Als erstes wurde in den 90er-Jahren für Anwendungen in Schweden ein Grenzwert für Cadmium von maximal 2 ppm definiert.

Ein weiteres chemisches Element, das in die Diskussion geraten ist, ist **Antimon**. In Reibma-

terialien wird elementares Antimon, Antimontrio- oder pentasulfid eingesetzt. Antimonsulfide sind wie Bleisulfide Hochtemperaturschmierstoffe, die ebenfalls gleichzeitig in der Lage sind, Reibwerte in Abhängigkeit von der Temperatur auf hohem Niveau zu stabilisieren. Antimonsulfide gelten nach heutigem Kenntnisstand als unbedenklich. Es existiert in Deutschland lediglich ein **MAK-Wert** (**maximale Arbeitsplatzkonzentration**), um die Belastung der Produktionsmitarbeiter auf definiertem, niedrigen Niveau zu halten. Im Sommer 2005 hat die MAK-Kommission, die die deutsche Regierung bei Fragen zum Schutz der Gesundheit vor toxischen Stoffen am Arbeitsplatz

**Tabelle 25.4** Ökologische Klassifizierung von Reibmaterialien

Ökologische Stufe	Reibmaterial frei von
1	Blei und Bleiverbindungen (Restbleieghalt < 1000 ppm) Cadmium ≤ 2 ppm
2	Blei und Bleiverbindungen (Restbleieghalt < 1000 ppm) Cadmium ≤ 2 ppm Antimon und Antimonverbindungen
3	Blei und Bleiverbindungen (Restbleieghalt < 1000 ppm) Cadmium ≤ 2 ppm Antimon und Antimonverbindungen Toxikologisch bedenkliche Fasern
4	Blei und Bleiverbindungen (Restbleieghalt < 1000 ppm) Cadmium ≤ 2 ppm Antimon und Antimonverbindungen Toxikologisch bedenkliche Fasern Kupfer und Kupferlegierungen

berät, vorgeschlagen, Antimon und seine Verbindungen (mit Ausnahme von Antimonwasserstoff) als Krebs erzeugend in die Kategorie 2 einzustufen. Eine Entscheidung ist bis heute nicht gefallen.

Die Antimonverbindung, die eindeutig krebs erzeugend ist, ist Antimontrioxid. Auch wenn von verantwortungsbewussten Unternehmen diese Verbindung in Reibmaterialien nicht eingesetzt wird, ist unter bestimmten Bedingungen die Bildung des Trioxids aus eingesetztem Antimon durch Oxidation grundsätzlich nicht auszuschließen.

Antimon wird in manchen Quellen als Ersatzstoff für Asbest genannt. Unter diesem Aspekt wurde es jedoch in der Reibmaterialindustrie nie eingesetzt.

Aus dem bisher Diskutierten wurde eine Ökoklassifizierung für Reibmaterialien entwickelt, die in dieser oder leicht abgewandelter Form in der Reibbelagbranche und im Kundenumfeld in Europa akzeptiert ist (**Tab. 25.4**).

Als weitere ökologische Herausforderung muss die Reduzierung von **Kupfer** und seiner Legie-

rungen (Messing und Bronze) genannt werden. Die Kupferdiskussion wurde erstmals 1996 in den USA geführt, einem wichtigen Exportmarkt europäischer Automobilhersteller, die dort bis auf wenige Ausnahmen die Materialkonzepte europäischer Prägung einsetzen. Diese enthalten praktisch alle diese Stoffklasse. Kupfer kann in ionischer, also gelöster Form Mikroorganismen schädigen und damit die Nahrungskette beeinflussen. Als Hauptverursacher für die Verbreitung von Kupfer in der Umwelt galt in den USA zunächst der Reibbelag, der dann aber für viele Jahre wieder aus der direkten Diskussion verschwunden ist. Bei genauerer Recherche konnten nämlich auch andere Industriezweige und deren Produkte für die Kupferbelastung verantwortlich gemacht werden.

Nach fast 15 Jahren wurden schließlich in einzelnen Bundesstaaten der USA (beginnend mit Washington, Kalifornien, Rhode Island und New York) Verbote für den Einsatz von Kupfer und Kupferverbindungen erlassen, die den *Kupfergehalt in Reibbelägen* ab dem Jahr 2021 auf < 5 % und ab 2032 auf < 0,5 % beschränken. Mittlerweile wurde die Einführung kupferfreier Beläge < 0,5 % auf 2025 vorgezogen.

Als Folge werden derzeit alle Anstrengungen unternommen, die Substitution von Kupfer und Kupferverbindungen in Reibbelägen zu realisieren. Dabei haben die Automobil- und Bremsenhersteller nicht nur die USA im Fokus, sondern wollen zeitgleich die *kupferfreien Reibmaterialien* auch in Europa einführen.

In der **EU-Altautoverordnung** ist seit dem 27. 06. 2002 ein Grenzwert für Blei, welches auch als Verunreinigung verschiedener natürlicher oder metallischer Rohstoffe in den Belag eingeschleust wird, definiert.

Als Grenzwert wurden 1000 ppm (0,1 %) festgesetzt. In der EU-Altautoverordnung sind darüber hinaus auch Grenzwerte für Verunreinigungen durch Chrom ( $\text{Cr}^{6+}$ ) und Quecksilber mit jeweils 1000 ppm (0,1 %), sowie durch Cadmium mit 100 ppm (0,01 %) festgelegt worden.

Es ist zu erwarten, dass die ökologischen Anforderungen im Allgemeinen zukünftig weiter ansteigen werden.

## 25.5 Rohstoffe und ihre Eigenschaften in Reibbelägen

Als Rohstoff kann im Prinzip alles eingesetzt werden, was toxikologisch unbedenklich, verfügbar und vor allem auch bezahlbar ist.

Da sich die Rohstoffkosten oftmals auch an den Börsennotierungen von Basischemikalien, wie z. B. bei Kupfer oder Phenol orientieren, sind vor allem die unvorhersehbaren Sprünge an der Börse für die Reibbelagunternehmen oft schmerhaft.

Auch hochreine Materialien synthetischen Ursprungs scheiden aus Kostengründen meistens aus.

Deshalb werden gerade im breiten Feld der *Füllstoffe*, *Abrasivstoffe* und *Schmierstoffe* vorwiegend Materialien natürlicher Ressourcen eingesetzt. Die in der Literatur unter dem Begriff Füllstoffe, im englischen Filler einsortierten Materialien sind aber nicht, wie der Begriff vermuten ließe, inerte, volumenbringende Füllmittel, sondern ganz im Gegenteil oftmals Funktionsträger für eine Vielzahl unterschiedlicher Eigenschaften im Reibmaterial. Daher sollte diese Klasse eher als Funktionsstoffe bezeichnet werden. Rohstoffe ohne jeglichen reibtechnischen, verschleißbeeinflussenden oder komfortrelevanten Einfluss gibt es nämlich eigentlich nicht.

Die im Reibbelag verwendeten Rohstoffe lassen sich in folgende Hauptklassen einteilen, □ Tab.25.5:

- Kautschuk
- Bindemittel
- Faser
- *Funktionsstoffe* (inklusive Abrasivstoffe und Schmiermittel)
- Metalle
- Hilfsstoffe (Lösungsmittel, Kautschukvernetzer, Flussmittel)

**Kautschuke** finden entweder als Ballen oder als Krümelware (Pulver) Anwendung. Die Verarbeitung der Kautschukballen erfordert eine spezielle Fertigungstechnologie, auf die noch eingegangen werden soll (s. ▶ Abschn.25.7).

Aus chemischer Sicht kommen vor allem Silikon-, Butyl-, Styrol-Butadien-, Chlorbutadien- und Nitrilbutadien-Kautschuke zur Anwendung.

□ Tabelle 25.5 Rohstoffklassen und ihre Haupteigenschaften im Reibmaterial

Rohmaterialklasse	Eigenschaft
Kautschuk	Komfort, Dämpfung, Kompressibilität
Harze	Festigkeit, Komfort, Kompressibilität, Reibtechnik
Funktionsstoffe:	
Abrasivstoffe	Reibtechnik, Kaltreibwert, Verschleiß, Lebensdauer; DTV, DTV-Regeneration
Schmierstoffe	Verschleiß, Lebensdauer, Komfort
Graphit/Koks	Verschleiß, Komfort, Reibtechnik, Wärmedurchgang
Faser	Prozesshilfe, Entmischen, Komfort, Reibtechnik
Metalle	Festigkeit, Wärmeleitfähigkeit, Wärmedurchgang, Verschleiß, Reibtechnik, Komfort

In speziellen Aggregaten werden diese Ballen mit anderen Rohstoffen wie z. B. Metallen, Fasern, Funktionsstoffen und Vernetzungshilfen verarbeitet. Je nach Art der „Füllung“ können so unterschiedliche Eigenschaften in den Kautschuk eingebracht werden. Diese reichen vom Komforteinfluss bis zur Beeinflussung der Reibwerthöhe und der Reibwertstabilität.

Obwohl eine solche Kautschukvormischung, wie sie im Sprachgebrauch auch genannt wird, selbst aus einer Vielzahl von Rohstoffen aufgebaut ist, wird sie bei der Erstellung einer Reibmaterialrezeptur wie ein Rohstoff behandelt.

Kautschukpulver dagegen werden direkt in eine Reibmaterialrezeptur eingesetzt, meistens ebenfalls mit Vernetzungshilfen und dienen der Optimierung des Komfortverhaltens.

Als **Bindemittel** finden überwiegend **Harze** vom Typ Novolak oder Resol Anwendung. Da es sich hierbei um organische Grundkörper auf Phenolbasis handelt, spricht man daher auch von organisch gebundenen Belägen.

Diese phenolischen Grundkörper können organisch und anorganisch modifiziert sein und dann neben der rein bindenden Funktion auch Komfort,

Reibtechnik und physikalische Eigenschaften der Reibmaterialien beeinflussen.

Dabei führt eine organische Modifikation mehr zu einer Komfortverbesserung, während die anorganische Modifikation meist reibtechnische Auswirkungen hat.

Im Fertigungsprozess werden die Harze vom Typ Novolak durch Polykondensation dreidimensional vernetzt und binden so die Bestandteile in der Reibmaterialmatrix. Je nach Fertigungstechnologie wird ein Harz mit passenden Vernetzungseigenschaften gewählt. Diese werden durch die Eigenschaften Fließstrecke und B-Zeit definiert (s. ▶ Abschn. 25.6). Die Bindemittelreaktion ist strenggenommen der einzige chemische Prozess, dem ein Reibbelag bei seiner Herstellung unterliegt. Die Novolakreaktion wird durch eine entweder schon ins Harz eingeschlossene oder während des Mischens der gesamten Reibmaterialmasse zugegebene Substanz, dem Hexamethylentetramin (oftmals auch in Kurzform als „Hexa“ bezeichnet) gestartet. Bei der Polykondensation werden Wasser (wegen der Fertigungstemperaturen als Dampf) aus dem Novolak und Ammoniak ( $\text{NH}_3$ ) aus dem Zerfall des, bezogen auf die Harzmenge im stöchiometrischen Überschuss eingesetzten „Hexas“ frei. Diese Reaktionsgase sind es, denen durch geeignete Wahl des Press-/Lüftzyklus die Möglichkeit gegeben werden muss, entweichen zu können. Abdeckelung, verdeckte, eingepresste Blasen, Risse und Schichtentrennungen können die Folge eines falsch gewählten Presszyklus sein. Diese mechanischen Fehlstellen im Belag können dann zu erheblichen Folgeproblemen führen und sind daher als sicherheitsrelevant einzuordnen. Den typischen Ammoniageruch, der in den Porenvolumen als Gas eingeschlossen ist, behalten die fertigen Reibbeläge noch sehr lange.

Bindemittel vom Typ Resol sind selbstvernetzend; sie benötigen auch keine andere Verbindung zum Reaktionsstart. Dieser Selbstvernetzungsmechanismus und die daraus resultierende kurze Lagerstabilität haben dazu geführt, dass diese Bindemittel nur eine begrenzte Verbreitung in Reibmaterialien gefunden haben.

Unter **Funktionsstoffen** werden alle anorganischen und nichtmetallischen Rohstoffe zusammengefasst inklusive des anorganischen Kohlenstoffs

in Form des Graphits bzw. Kokses. Auch wenn es inerte Füllstoffe eigentlich nicht gibt, werden in der Literatur Kreide ( $\text{CaCO}_3$ : Calciumcarbonat) für Trommelbremsbeläge und Baryt ( $\text{BaSO}_4$ : Schwerspat, Bariumsulfat) für Scheibenbremsbeläge oftmals so verstanden. Aber gerade das Beispiel Baryt zeigt, wie falsch man liegen kann. Schwerspat aus natürlichen Ressourcen kann geringe Anteile Quarz enthalten. Da Quarz ( $\text{SiO}_2$ : Sand, Siliziumdioxid) auf Grund seiner Härte zu den Abrasivstoffen zählt, werden durch ein so verunreinigtes Produkt die Reibtechnik und der Verschleiß mitbeeinflusst.

Unter **Abrasivstoffen** versteht man Werkstoffe mit hoher Härte (z. B. nach Mohs), die den Reibwert bestimmen. Die Wirkung wird dabei auch von der Kornform und der Teilchengröße bestimmt. Als Vertreter sind hier Zirkonsilikat, Zirkonoxid, Aluminiumoxid, Siliziumcarbid und natürlich der Quarz zu nennen.

Reibmaterialformulierungen enthalten meistens nicht nur ein Reibkorn, sondern einen regelrechten Cocktail, um unter den unterschiedlichsten Betriebsbedingungen den gewünschten Reibwert bzw. die geforderte Reibwertstabilität zu haben. So kann man den Kaltreibwert z. B. durch eine spezielle Modifikation von Aluminiumoxid in gewissen Bereichen einstellen.

Mit der Wirkung der Abrasivstoffe geht natürlich der Verschleiß des Reibbelages und des Gegenmaterials, der Bremsscheibe oder Bremstrommel einher, woraus die so genannte Lebensdauer resultiert.

Um der Abrasivwirkung entgegenzuwirken werden **Schmiermittel** eingesetzt. Das Zusammenspiel von Reibung und Schmierung in den verschiedenen Betriebszuständen gewährleistet die gewünschte Performance mit einer für den Kunden akzeptablen Lebensdauerprognose von Belag und Scheibe oder Trommel.

Als Schmierstoffe werden Graphite und Metallsulfide eingesetzt. Je nach Auswahl der Schmierstoffe kommen reibwertstabilisierende Effekte im Fading, darunter versteht man den Reibwertverlust bei Folgebremsungen durch hohe Temperaturen, hinzu. Graphite werden in Form von Flocken oder als vermahltes Pulver eingesetzt. Bleisulfid und Antimotrisulfid verlieren durch die Ökodiskussion immer mehr an Bedeutung. Molybdändisulfid,

## 25.6 · Prüfverfahren für Rohstoffe

Zink- und Zinnsulfid, aber auch Eisen-, Kupfer- und Bismutsulfid finden dagegen in neuen Materialkonzepten Anwendung.

Beliebt ist auch der Einsatz eines Schmierstoff compounds auf Graphitbasis. Diese Compounds bestehen überwiegend aus Graphit als Träger und einem Mix sulfidischer Komponenten. Diese Variante findet vor allem dort Anwendung, wo die Sulfide auf Grund geringer Verfügbarkeit und damit hoher Kosten in reiner Form nur bedingt eingesetzt werden können, ihre Wirkung aber bereits auch mit geringer Konzentration erreicht werden kann.

Auch das Komfortverhalten schließlich wird durch die Schmiermittel positiv beeinflusst, da Schwingungen im System minimiert werden.

Im Bereich **Fasern** kommen organische und anorganische Produkte zum Einsatz.

Organische Fasern, wie z. B. Aramid (Poly-para-phenylenterephthalamid) und Polyacrylnitrilfasern (PAN), die je nach technischer Aufbereitung durch Fibrillierung (Verästelung) in der Lage sind, pulverförmige Bestandteile (Füllstoffe, Bindemittel) mechanisch zu binden, können so einerseits das Staubungsverhalten von Reibmaterialmischungen reduzieren, andererseits tragen sie zur Stabilisierung der Mischungen gegen Entmischung beim Transport (innerbetrieblich und zwischen den Fertigungsstätten) bei.

Organische Fasern haben aber immer den Nachteil der thermischen Instabilität. Die meisten dieser Fasern zersetzen sich bereits unterhalb von 200 °C. Nur Aramid ist bis ca. 580 °C stabil. An diesem thermischen Nachteil scheiterte bisher auch der Versuch des Einsatzes nachwachsender Rohstoffe (Flachs, Hanf, Baumwolle usw.). Gerade in den thermisch hochbelasteten High Performance Anwendungen wurden hier schnell technische Grenzen erreicht.

Biolösliche, industriell hergestellte anorganische Fasern sind auf Grund ihrer chemischen Zusammensetzung Abrasivstoffe, die nicht nur das Reibverhalten, sondern auch den Verschleiß beeinflussen. Daher ist die Einsatzmenge in einer Rezeptur von vornherein begrenzt.

Beiden Fasergruppen ist gemein, dass sie auch die mechanische Festigkeit der Reibbeläge mitbestimmen, begrenzt durch ihre jeweilige thermische Stabilität.

Die Gruppe der **Metalle** umfasst als wichtigste Vertreter Eisen und Kupfer inklusive der Legierungen Bronze und Messing. Es werden aber auch Aluminium, Zink, und Zinn eingesetzt.

Metalle erhöhen einerseits als Faser die mechanische Festigkeit, andererseits wird über die Metalle die thermische Leitfähigkeit und damit der Wärmedurchgang eingestellt.

Buntmetalle schließlich beeinflussen die Reibtechnik und vor allem das Verschleißverhalten aufgrund ihrer Duktilität und ihrer Fähigkeit, einen gleichmäßigen Reibfilm auszubilden. Mit dieser letzten genannten Eigenschaft beeinflussen sie auch das Komfortverhalten.

Je nach Anforderungsprofil sind diese Rohstoffgruppen in der Belagrezeptur unterschiedlich proportioniert. Da kein Rohstoff nur einen Effekt beeinflusst und in praxi auch Synergismen, also Wechselwirkungen zwischen den Komponenten auftreten, werden oftmals auch mit scheinbar kleinen Rezepturänderungen gravierende Eigenschaftsveränderungen hervorgerufen. Da diese Effekte nicht immer vorhersehbar sind, beruht die Reibmaterialentwicklung auf Try and Error, Empirie, aber auch langjähriger Erfahrung der Spezialisten. Das Ergebnis ist auch für die Spezialisten oft überraschend und für den Partner in der Bremsen- oder Automobilindustrie häufig nicht verständlich.

## 25.6 Prüfverfahren für Rohstoffe

Die Erfassung der Eigenschaften neuer Rohstoffe beginnt parallel mit der Qualifizierung der Eigenschaften im Reibmaterial oder der Zwischenschicht, wobei unterschieden werden muss zwischen den R&D Prüfmethodiken und -verfahren und solchen, die später auch im Rahmen der Qualitätssicherung als Wareneingangsprüfung dienen werden.

Letztere müssen einfach und schnell durchzuführen sein und trotzdem eine Klassifizierung der Materialeigenschaften unter Berücksichtigung existierender Streubänder zulassen. Naturgemäß handelt es sich bei diesen Prüfverfahren meist um solche, die die physikalischen Eigenschaften der Rohmaterialien charakterisieren und beschreiben. Eine Ausnahme hierbei bilden die Bindemittel (Harze), die als einzige chemisch reaktive Kompo-

nente auch auf ihre Reaktivität bezogen beschrieben werden müssen.

Bei Einführung eines neuen Rohstoffs in die Produktion werden aus den während der Entwicklung gesammelten Daten mit statistischen Methoden Streubänder generiert, deren Wertebereich Grundlage der Wareneingangsprüfungen wird. So freigegebene Rohstoffe werden dann in laufender Serie zu Reibmaterialien und Zwischenschichten verarbeitet.

Im Bereich von Forschung und Entwicklung sind darüber hinaus Fragestellungen zu beantworten, die dem Reibmaterialentwickler die Möglichkeit geben, sich in Abhängigkeit von den reibtechnischen und Komfortergebnissen Modelle über die Wirkweise der eingesetzten Komponenten zu bilden und damit Effekte zu beschreiben.

Als einfache, physikalische Prüfmethoden sind zu nennen:

- Siebanalyse
- Schütt- und Klopfvolumen
- Dichtebestimmung
- Oberflächenbestimmung
- Laser-Partikelgrößenanalyse

Diese Methoden sagen etwas über die Größe der Oberfläche, die Kornverteilung und Korngröße der gewählten Komponenten aus; die Dichtemessung kann zur Charakterisierung von Stoffgemengen, aber auch Reinsubstanzen sinnvoll sein.

**Harze** (fest oder flüssig) werden in der Reibbelagindustrie als unter Normalbedingungen einzig chemische reaktive Komponente durch die B-Zeit und Fließstrecke charakterisiert. Die **Fließstrecke** gibt dabei den Hinweis, wie das Harz unter definierten Bedingungen fließt, also welchen Weg es zurücklegen kann.

Unter Temperatureinfluss wird das Pulverharz zunächst flüssig und fängt an zu fließen, wobei die anorganischen und metallischen Bestandteile benetzt werden. Mit zunehmender Temperatur beginnt die chemische Vernetzung (Polykondensation), wobei in den geschmolzenen Harzpartikeln mit zunehmender Vernetzung über die Zeit als Folge die Viskosität ansteigt. Der Punkt, an dem das Harz hochviskos seine Bewegungsmöglichkeit verliert, wird als B-Zustand (Resitol) und die Zeit als **B-Zeit** definiert. Chemisch gesehen, geht in den

zähen Harztropfen die Reaktion aber weiter, bis schließlich der so genannte C-Zustand (Resit) erreicht wird, ab dem chemisch keine weitere Vernetzung mehr stattfinden kann.

Abgerundet wird die Harzcharakterisierung durch die Bestimmung des Schmelzbereichs. Harze sind keine definiert stöchiometrisch zusammengesetzten Stoffe und haben damit keinen definierten Schmelzpunkt wie z.B. ein Metall, sondern sind Vorpolymerivate mit statistischer Molekülverteilung (Polymerisationsgrad), die in Abhängigkeit vom Herstellungsverfahren der Harze aber reproduzierbar darstellbar sind. Phenolharze (Novolake; Resole) sind Kondensationsprodukte aus Formaldehyd und Phenol mit einem Molekulargewicht von ca. 250–900, was einer durchschnittlichen Verknüpfung von 3–9 Phenolkernen entspricht. Zur Charakterisierung dieser Grundvernetzung dient die GPC (Gel-Permeations-Chromatographie).

Hygroskopische Rohstoffe und solche, deren Eigenschaften dabei verändert werden (z.B. Harze), werden darüber hinaus auf ihren Feuchtegehalt (Wasser) untersucht.

## 25.6.1 Geräteanalytische Untersuchungsverfahren

Die im Folgenden beschriebenen Verfahren dienen nicht nur der Rohstoffcharakterisierung, sondern sind auch wesentliche Elemente der Wettbewerbsanalyse und der Schadensanalytik von Reibbelägen.

Mikroskopische Verfahren dienen der genaueren Strukturbeschreibung, die wiederum wesentlich ist, um reibtechnische Fragen beantworten zu können. Je nach Feinheit des Materials kommen optische Mikroskope oder *Rasterelektronenmikroskope (REM)* zum Einsatz. Ein REM ist mittels EDX oder WDX zusätzlich in der Lage, auch die chemische Zusammensetzung einzelner Partikel bis in den Bereich der Spuren (Reinheit) zu ermitteln. Mikroskopische Verfahren werden vor allem im Bereich der Abrasivstoffe, Schmiermittel, Metalle und Fasern benutzt, da die Struktur dieser Teilchen Reibtechnik und Verschleiß wesentlich beeinflussen.

Chemische Analysen im Bereich der anorganischen und metallischen Komponenten werden mit-

tels Röntgenfluoreszenzanalyse (RFA) und Atomabsorptionsspektroskopie (AAS) durchgeführt. Dabei sind mit entsprechenden Eichsubstanzen, deren Zusammensetzung man genau kennt, auch quantitative Aussagen bis in den Bereich der Spurenanalytik (ppm) möglich. Dies ist nötig, um z. B. den Forderungen nach Einhaltung von Grenzwerten einzelner Elemente (z. B. Pb, Cd) nachkommen zu können.

Da weder REM noch RFA Kohlenstoff (Koks, Graphit, Harz, Kautschuk, organische Fasern) differenzieren können, sind für die Analyse von organischen Verbindungen andere Verfahren nötig.

Mittels der *pyrolytischen Gaschromatographie* (PGC) können polymere, organische Werkstoffe anhand ihrer thermischen Abbauprodukte qualitativ und halbquantitativ charakterisiert werden. Eine Substanzprobe wird dabei durch Erhitzen zersetzt, die flüchtigen Zersetzungsprodukte mittels eines Gasstroms durch eine Trennsäule geleitet. Je nach Art des Spaltproduktes ergeben sich unterschiedliche Verweilzeiten in der Säule. Beim Austritt aus der Säule werden die Spaltprodukte detektiert. Die Retentionszeiten sind typisch für die Polymerbruchstücke. In Kombination mit einem Massenspektrometer (GC-MS) können die Bruchstücke an Hand ihrer Molekülmassen identifiziert werden.

Die *Infrarotspektroskopie* (IR) ist ein Verfahren, bei dem die Strukturelemente organischer Verbindungen bei einer für sie typischen Frequenz Strahlung absorbieren. Diese charakteristischen Absorptionsfrequenzen können zur Identifizierung bei Harzen und Kautschuken genutzt werden.

Die *Differential Scanning Calorimetry* (DSC) misst die Härtungsenthalpie der exothermen Harzreaktion und sagt somit etwas über seine Reaktivität aus. Das Prinzip beruht auf der Messung des Wärmestroms einer Probe als Differenz der Wärmestrome zwischen Probentiegel und Referenztiegel.

Die *Gel-Permeations-Chromatographie* (GPC) ist ein Verfahren, bei dem eine gelöste Harzprobe mit Lösungsmittel in einer Säule in Abhängigkeit der Molekülgröße aufgetrennt wird. Die Methode dient der Ermittlung des Zahlenmittels der Molmasse  $M_n$ , des Gewichtsmittels der Molmasse  $M_w$  und der Polydispersität  $D = M_w/M_n$  (Molmassenverteilung).

Die „*Thermische Analyse*“ (TA, simultane TG/DTA) wird für folgende Untersuchungen organischer, anorganischer und metallischer Rohstoffe eingesetzt:

- Ermittlung der Thermostabilität von Bindemitteln (Harzen) [TG]
- Ermittlung von Schmelz- und Umwandlungsreaktionen [DTA]
- Feststoffreaktionen von Stoffgemischen [TG/DTA]
- Vergleichende Analyse des Temperaturverhaltens in Inert- und oxidativer Atmosphäre [TG/DTA]
- Quantitative Bestimmung von Aramid [TG]
- Quantitative Bestimmung von Aluminium, Blei, Bismut, Zink, Zinn [DTA]
- Semiquantitative Bestimmung anorganischer Verbindungen [TG]

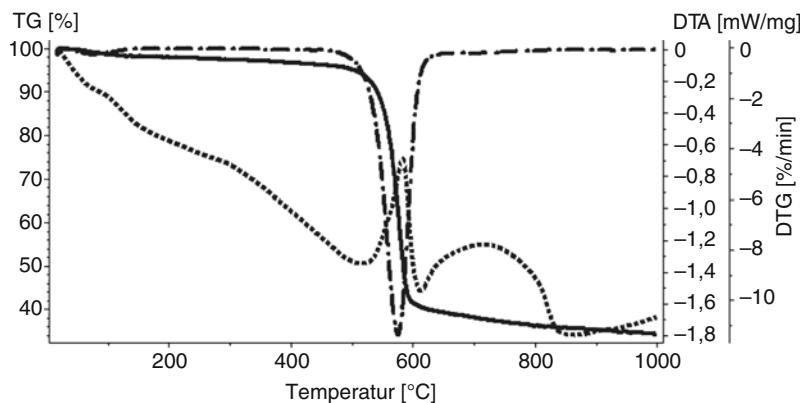
Bei der *Thermogravimetrie* [TG] wird die Massenänderung einer Probe im Verlauf eines Temperatur-Zeit-Programms in definierter Atmosphäre (Luft, Inertgas) gemessen.

Die *Differenzthermoanalyse* [DTA] misst die Temperaturdifferenz zwischen der zu untersuchenden Probe und einer inertten Vergleichsprobe im Verlauf eines Temperatur-Zeit-Programms. Exotherme oder endotherme Reaktionen, sowie Umwandlungen können qualitativ aus den Kurven ermittelt werden. In Einzelfällen ist eine quantitative Auswertung der Enthalpieänderung zulässig.

In Abb. 25.2 ist die thermische Analyse von Aramid unter Inertgasbedingungen exemplarisch dargestellt. Die gepunktete Kurve zeigt die DTA, die durchgezogene Kurve die TG. Die gepunktete gestrichelte Kurve ist die rechnerische Ableitung der TG/DTA-Kurve und beschreibt die Reaktionsintensität. Außerdem lassen sich aus ihr die Umwandlungstemperaturen und -bereiche besser ablesen.

Tab. 25.6 zeigt eine Aufstellung, welche Prüfmethodiken für welche Rohstoffklasse grundsätzlich geeignet sind. Die immer komplexer aufgebauten Reibmaterialformulierungen und die immer diffizileren Anforderungen des Marktes fordern heute eine tiefere Kenntnis nicht nur der Rohstoffe und deren Eigenschaften, sondern die Voraussage der Auswirkung von Rohstoffeigenschaften

■ Abb. 25.2 Thermische Analyse von Aramid unter Inertgas (Zersetzungsbereich 565 – 590 °C, 50 % Zersetzung)



■ Tabelle 25.6 Rohstoffklassen und Prüfverfahren

Rohstoffklasse	Typische Analysenmethode
Harze	PGC, IR, DSC, Fluoreszenzmikroskopie
Kautschuk	PGC, IR
Metalle	TA, REM, RFA, AAS, optische Mikroskopie
Faser	
organisch	TA, Fluoreszenzmikroskopie
anorganisch	TA, REM, RFA, AAS, optische Mikroskopie
Funktionsstoff/ Füllstoff	
Kohlenstoff	TA, optische Mikroskopie
Abrasivstoff	TA, REM, RFA, AAS, optische Mikroskopie
Schmierstoff	TA, REM, RFA, AAS
Sonstige	TA, REM, RFA, AAS

bzw. deren Varianz auf reibtechnische, verschleißliche, sowie Komfortergebnisse.

Dies hat Untersuchungsprogramme initiiert, die in Zukunft zu einer noch besseren Qualifizierung und Kenntnis der Rohstoffeigenschaften führen werden. Gleichzeitig damit wird sich das Verständnis der Vorgänge beim Bremsen vertiefen. Bei auftretenden Problemen in Entwicklungsprojekten,

aber auch bei Reklamationen erwarten die Kunden heute nicht nur die Lösung des Problems, sondern auch die Erklärung, warum es zu den beobachteten Effekten kam.

Natürlich sind auch die Reibbelagfirmen daran interessiert, ihren Kompetenzlevel permanent zu erhöhen, da dies oftmals die einzige Möglichkeit ist, sich gegenüber Wettbewerbern zu differenzieren.

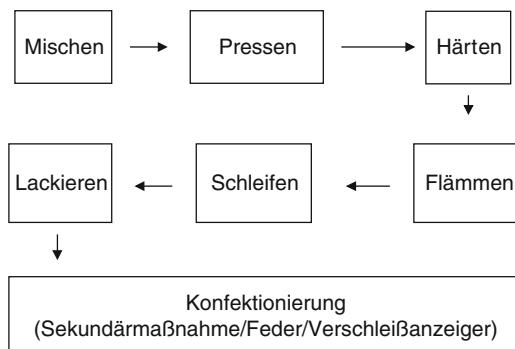
## 25.7 Fertigungsverfahren

Den vereinfachten Ablauf des Fertigungsprozesses zur Herstellung von Reibbelägen zeigt ■ Abb. 25.3.

Zur Mischungsherstellung kommen Kneter und Intensivmixer zum Einsatz.

**Kneter** dienen zur Herstellung von Vormischungen oder „Knetstufen“. Vom Prinzip her walken engstehende Walzen die Kautschukballen durch, während diese gleichzeitig mit anderen Bestandteilen gefüllt werden. Um den Kautschuk chemisch zu vernetzen, werden Vernetzungshilfsstoffe wie Schwefel oder Zinkoxid zugesetzt. Nach dem Kneten müssen die schollenartigen Knetprodukte in Mühlen auf die angestrebte Kornverteilung vermahlen werden.

Die **Intensivmischer**, z. B. Pflugscharmischer oder Wirbelstrommischer, dienen zur Herstellung von Reibmaterialmischungen und Zwischenschichten. Dabei werden alle Bestandteile einer Formulierung (Rezeptur) in kurzer Zeit homogenisiert. Je nach technischem Prinzip wird das Mischgut im



**Abb. 25.3** Schematische Darstellung des Herstellungsprozesses (vereinfacht)

Prozess mechanisch umgeworfen, während gleichzeitig schnell rotierende Werkzeuge hohe Scherkräfte vor allem zum Fasersaufschluss aufbringen.

Beim **Pressen** (Formgebungsprozess) erfolgt die Verdichtung der Reibmaterialmasse und der Zwischenschicht unter Temperatur, Druck und Zeit in einer der Belagkontur entsprechenden Form. Weltweit werden drei grundsätzliche Verfahren angewandt:

- Heißpressen mit Vorpressling
- Heißpressen ohne Vorpressling
- Warmpressen (ohne Vorpressling)

Das **Heißpressen** mit Vorpressling wird vor allem in Japan angewandt.

Dabei wird ein Formkörper bei Raumtemperatur unter Druck mit relativ kurzer Presszeit ohne Belagträgerplatte hergestellt. Dieser Vorpressling ist nur mechanisch verdichtet und damit labil, ohne dass die Bindemittel angeschmolzen waren oder gar reagieren konnten. Danach angeschlossen ist ein Heißpressvorgang mit  $\vartheta = 140\text{--}180^\circ\text{C}$ ,  $p = 30\text{--}50\text{ N/mm}^2$  und einer Presszeit  $t$  von ca. 10 Min., bei der der Vorpressling auf die Trägerplatte gepresst wird.

Beim Heißpressen ohne Vorpressling wird das abgewogene Reibmaterial in die Form gefüllt und mechanisch verteilt. Darüber wird die Zwischenschicht eingefüllt und ebenfalls verteilt. Zuletzt wird die Belagträgerrückenplatte eingelegt und der Pressvorgang gestartet. Im Presszyklus wird die Form in bestimmten Intervallen druckentlastet

und damit geöffnet, um zum einen eingeschlossene Luftpartikel und die im Verlauf der Heißpressprozess entstehenden, gasförmigen Reaktionsprodukte aus der Bindemittelreaktion entweichen zu lassen. Als Reaktionsprodukte sind vor allem Wasser(dampf) als Polykondensationsprodukt und Ammoniak aus überschüssigem Vernetzungsgens zu nennen. Während der Pressdruck und die Press temperatur zum Heißpressen mit Vorpressling vergleichbar sind, weichen die Presszeiten aber deutlich ab. Für Pkw Anwendungen sind Presszeiten  $t$  von maximal 5 Min., für Nfz Anwendungen Zeiten von minimal 6 Min. in Europa durchaus üblich.

Wichtig ist zu verstehen, dass unter diesen  $\vartheta$ - und  $t$ -Bedingungen die chemische Vernetzung einsetzt, dann aber zunächst durch die Entnahme des Belages am Ende der Presszeit durch den rapiden Abkühlungsprozess unterbrochen und quasi eingefroren wird.

Im **Warmpressprozess** (Befüllung der Form mit Reibmaterial, Zwischenschicht und Trägerplatte analog zum Heißpressen ohne Vorpressling) werden hohe Drücke ( $p = 80\text{--}150\text{ N/mm}^2$ ) und niedrige Temperaturen ( $\vartheta = 75\text{--}100^\circ\text{C}$ ) bei Presszeiten  $t$  von maximal 90 sec. angewandt. Als Synonym für das Warmpressen wird oftmals auch der Begriff Kaltpressen verwendet. Bei diesen Bedingungen kommt es aber nicht zum Start der Bindemittelreaktion, dafür reichen die Temperaturen und die kurzen Presszeiten nicht aus. Im günstigsten Fall fangen die Harze zu schmelzen an, verteilen sich so besser im Gefüge und verkleben die pulverförmigen Bestandteile. Nicht zuletzt wegen des hohen Drucks erhält man am Ende einen handhabbaren, stabilen Formkörper, im Gegensatz zu einem bei Raumtemperatur hergestellter Vorpressling, der mechanisch instabil ist.

Allen Prozessen gemein ist die **Härtung** im Ofen, wo im Fall des Heißpressens die Bindemittelreaktion erneut gestartet und beendet wird. Im Fall des Warmpressens wird diese erst im Härtungsprozess begonnen und auch beendet.

Das Heißpressen hat also strenggenommen eine 2-stufige Härtung. Dieser Unterschied in der Härtung ist auch ein Grund dafür, warum Beläge aus beiden Verfahren unterschiedliche Eigenschaften aufweisen.

Gesteuert wird der Härtungsprozess über die Härtungszeit und -temperatur. Oftmals kommen auch Temperaturhaltestufen zur Anwendung (gestaffelte Härtung). Bei heißgepressten Materialien erfolgt die Härtung „frei“ (drucklos). Der Härtungsprozess beeinflusst im besonderen Maß die physikalischen Eigenschaften der Reibbeläge wie Kompressibilität, Wachsen und Dehnen.

Beim Warmpressen kommt dagegen oftmals die Härtung unter Druck zum Einsatz. Beim sogenannten eingespannten Härteten werden eine gewisse Anzahl von Belägen in einem Rahmen eingespannt (z. B. mit  $1 \text{ N/mm}^2$ ) und mehrere Stunden unter Temperatur ausgehärtet. Dabei wird während des Härtens jeder Belag mit dem gleichen Druck beaufschlagt.

Neben diesen Standardverfahren sei noch das ESPI (Extreme Short Pressing Inline) [3] Verfahren erwähnt, das Heißpressen mit Druckhärtung kombiniert. Diese Druckhärtung erfolgt aber nicht in Spannrahmen, sondern in einer Art Presse, in der mehrere Beläge simultan unter Druck in wenigen Minuten gehärtet werden.

Als letzter Fertigungsschritt ist das so genannte **Flämmen** oder „Scorchen“ zu nennen. Hierbei wird die Reiboberfläche der Beläge eine gewisse Zeit hohen Temperaturen (z. B. 6 Min.,  $450^\circ\text{C}$ ) ausgesetzt. Neben dieser Art des drucklosen Flämmens kann der Flämmvorgang aber auch unter Druck durchgeführt werden (Anpressen der Beläge an eine heiße Platte). Aber auch andere Verfahren zum Energieeintrag sind möglich (z. B. Infrarotlicht, Laserinduktion).

Beim Flämmen werden die organischen Bestandteile in der oberen Reibbelagschicht thermisch zersetzt (Teilcarbonisierung der Bindemittelmatrix) und somit der Reibwertabfall über Temperatur minimiert. Dieser Effekt, Fading genannt könnte ansonsten von einem Standardfahrer als „Versagen“ der Bremse unter Temperatureinfluss empfunden werden.

## 25.8 Ausblick

Nachdem nun die Komplexität des Reibbelags mit seinen technologischen, ökologischen und anwendungstechnischen Zusammenhängen bekannt und

auch eine Vorstellung der stofflichen Zusammensetzung vorhanden ist, stellt sich die Frage, wie sich dieses Bauteil weiter entwickeln wird. Die Frage lässt sich in verschiedene Richtungen diskutieren.

Zum einen werden die Komfortanforderungen wie bisher mit jeder neuen Fahrzeuggeneration weiter steigen. Gleichzeitig werden diese Fahrzeuge aber auch immer sensibler, die Anfälligkeit der Resonanzen mit anderen Bauteilen des Fahrwerks immer größer. Geräuschphänomene, die bei einem heutigen Serienfahrzeug nicht auftreten, erhalten beim Folgemodell auf einmal immense Bedeutung. Nicht zuletzt der Kunde, der diese Fahrzeuge kauft, ist immer weniger bereit, Komforteinbußen hinzunehmen, wobei gleichzeitig sein Empfinden für diese Dinge ebenfalls immer weiter zunimmt.

Auch die ökologischen Herausforderungen werden immer umfangreicher. Immer neue Stoffe oder Substanzklassen werden unter Umweltaspekten neu bewertet, sodass nach Ersatzstoffen gesucht werden muss. Damit werden jedoch die Möglichkeiten für die Reibmaterialentwickler zunehmend geringer. Die ökologische Diskussion muss auch in Zusammenhang mit den Kosten gesehen werden. Die Bremsen- und Automobilindustrie verlangt seit Jahren immer wieder Kostenreduktionen, auch für laufende Serien.

**Ersatzstoffe** sind aber oftmals teurer als die zu Ersetzenden. Die aktuelle Diskussion nach geringeren Verunreinigungen in Rohstoffen natürlicher Ressourcen (z. B. Blei) geht in die gleiche Richtung. Hinzu kommt, dass die Rohstoffe selbst (z. B. Metalle) bzw. die Basischemikalien, die zu ihrer Herstellung notwendig sind, oft auch von der Börse und ihren extremen Schwankungen abhängig sind.

Unter dem seit 1992 herrschenden Kostendruck (Lopezkrise) werden die Projekte heute über den Belagpreis entschieden, bevor überhaupt ein einziger Belag geprüft wurde. Wenn dann die Entwicklung aufgenommen wird, sind die Kosteninhalte fixiert. Trotzdem sollen parallel dazu die Leistungsinhalte immer weiter steigen. All diese Punkte sind wie eine endlose Spirale. Als Folge hat auch in dieser Branche ein Konzentrationsprozess eingesetzt; Reibbelagfirmen stehen zum Verkauf oder schreiben rote Zahlen.

Die **Reibungsbremse** wird sicher noch viele Jahre Anwendung finden. Denkbar ist, dass sie mit

## Literatur

Markteinführung von reinen Elektrofahrzeugen eines Tages an Bedeutung verliert. Diese Antriebsart wird es ermöglichen, durch Umkehr der „Stromrichtung“ den Elektromotor selbst sowohl als Antrieb, als auch als Bremse zu benutzen. Als reine Parkbremse wird sie aber auch in diesen Fahrzeugen überleben.

Zwischenstufen sind heute schon in der Entwicklung. Das hydraulische System in Personenkraftwagen und das pneumatische System in Nutzkraftwagen sollen durch ein elektromotorisches System ersetzt werden. Dieses System wird einige Probleme heutiger Bremsen nicht mehr aufweisen. So wird z. B. die DTV-Bildung der Vergangenheit angehören, da die Elektromotoren den Reibbelag immer ausreichend freistellen werden. Andere, heute unbekannte Phänomene werden sicherlich neu hinzukommen. Bleiben werden Geräuschansforderungen auf sehr hohem Niveau.

Der verbreitete Einsatz der keramischen Scheibe wird durch zwei Faktoren wesentlich beeinflusst werden:

1. Wird es gelingen, Reibmaterialien zu entwickeln, die unter den thermischen Bedingungen des Arbeitsbereichs der keramischen Scheibe sowohl bezüglich Festigkeit, als auch in Bezug auf Lebensdauer, Reibperformance und vor allem Komfort den Anforderungen genügen?
2. Wird das Herstellungsverfahren der keramischen Scheibe selbst ökonomisch zu optimieren sein, so dass sie Anwendung in breiten Bereichen des Automobilbaus findet und für die Masse der Endkunden auch bezahlbar wird?

Sonst wird sie trotz der vielen technischen Vorteile ein Nischenprodukt im High-End Bereich bleiben.

## Literatur

---

1. Oehl, K.H., Paul, H.G.: Bremsbeläge in Straßenfahrzeugen. Bibliothek der Technik, Landsberg/Lech, Verlag Moderne Industrie AG & Co, Bd. 49 (1990)
2. Beitz, W., Grote, K.H.: Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau, Springer-Verlag, Berlin (1997)
3. Deutsche Offenlegungsschrift, DE19928858 IPC, F16D 69/00. Rütgers Automotive AG (1999)

# Eigenschaften der Reibpaarungen im Bremsenprozess

*Georg-Peter Ostermeyer*

- 26.1 Einführung – 594**
- 26.2 Messung der Reibung – 594**
  - 26.2.1 Messungen an der Bremse – 595
  - 26.2.2 Messungen an der Reibpaarung – 598
  - 26.2.3 Vergleichbarkeit und Skalierung – 601
- 26.3 Grenzschichtdynamik – 602**
  - 26.3.1 Verschleißmuster auf den Reiboberflächen – 602
  - 26.3.2 Ein dynamisches Reibgesetz – 606
  - 26.3.3 Hochfrequente Schwingungen – 607
  - 26.3.4 Thermoelastische Instabilitäten – 608
- 26.4 Aktuelle Probleme – 609**
  - Literatur – 609**

## 26.1 Einführung

Bremsen sind Funktionseinheiten komplexer Maschinen, die deren Bewegungsenergie, die sog. kinetische Energie, begrenzen oder verringern können. Ein sehr wirkungsvolles Prinzip, kinetische Energie zu verringern, ist die Nutzung der Reibung zwischen zwei Körpern. Reibung ist eine Kraft, die immer dann auftritt, wenn zwei Körper mit einer Kraft  $F_N$ , der Normalkraft, gegeneinander gedrückt werden und eine Tangentialkraft  $F$  versucht, die Körper gegeneinander zu bewegen. Die Reibkraft liegt in der Kontaktfläche und behindert sowohl Gleitbewegungen der Körper gegeneinander als auch den Versuch, eine Gleitbewegung zu initiieren □ Abb. 26.1. Ist die Gleitgeschwindigkeit  $v$  ungleich Null, so spricht man von *Gleitreibung*, ansonsten von *Haftreibung*.

Zum Aufbau dieser Reibkräfte sind hochkomplexe energetische Umwandlungsprozesse notwendig, die bis heute kaum verstanden sind. Ein sehr bekanntes Umwandlungsprodukt ist Wärmeenergie. Dieser Prozess wurde schon von den Urmenschen zum Feuermachen genutzt. Aktive Beeinflus- sungen der Reibpaarungen sind von den Ägyptern überliefert, die vor etwa 7000 Jahren den Gleittransport großer Steinquader zum Aufbau von Pyramiden mit vermutlich Öl so modifizierten, dass die auftretenden Reibkräfte möglichst klein waren.

Im Mittelalter schließlich wurden erste mess- technische und analytische Beschreibungen der Reibung entwickelt, die heute als sogenannte *Coulombsche Reibgesetze* (26.1, 26.2) zusammengefasst werden.

$$F_{\text{Reib,Haft}} \leq \mu_{\text{Haft}} F_N \\ (v = 0, \text{static friction, Haftkraft}) \quad (26.1)$$

$$F_{\text{Reib,g}} = \mu_g F_N \\ (v \neq 0, \text{kinetic friction, Gleitkraft}) \quad (26.2)$$

Die dimensionslosen Größen  $\mu_{\text{haft}}$ ,  $\mu_g$  werden *Haft- und Gleitkoeffizient*, oder einfach nur „Mue“ genannt. Wenn man mit angezogener Handbremse losfahren will, muss eine bestimmte Antriebskraft aufgewendet werden, um überhaupt losfahren zu

können. Dabei wird die maximal mögliche Haftkraft, siehe 26.1, des Bremsystems überwunden und es stellt sich eine Gleitkraft 26.2 ein. Manchmal lässt die Antriebskraft einen schnellen Wechsel zwischen Haft- und Gleitzustand der Bremse zu. Dann spricht man von einer „stick-slip Bewegung“ des Reibsystems, was sich im Fahrzeug etwa als Knarzen bemerkbar machen kann.

Erfahrungsgemäß sind Material und Oberflächentopografie der beiden Körper in der Gleitfläche wichtige Einflussgrößen für die Haft- und Gleitkoeffizienten des Systems. Dies wird mit dem Begriff der *Reibpaarung* beschrieben. Reibkräfte hängen wesentlich von der Reibpaarung ab. In Scheibenbremsen ist die Reibpaarung durch Rotor und Beläge gegeben. Unterschiedliche Bremsscheiben bei gleichem Reibbelag oder unterschiedliche Beläge bei gleicher Bremsscheibe stellen völlig unterschiedliche Reibpaarungen dar und generieren jeweils unterschiedliche Reibkräfte. Die Ermittlung von Reibkräften und die Beschreibung weiterer Eigenschaften einer gegebenen Reibpaarung wird in der Tribologie betrieben.

In den letzten Dekaden wurden weitere we- sentliche Einflussgrößen in der Reibkraftproduzierenden Kontaktfläche der Reibpaarung gefunden. Verschleiß, temporäre Kontakte und lokale thermische und chemische Reaktionen können die Reibkraft unterschiedlich schnell verändern. Die dünne Schicht zwischen den beiden Körpern wird auch *Dritter Körper* genannt. Damit wird insbesonde- re zum Ausdruck gebracht, dass die Reibprozesse die Materialien der beiden Körper zu einem neuen, die Tribologie bestimmenden Zwischenmedium formen. Der Dritte Körper ist das Ergebnis von Prozessen, die unter dem recht neuen Begriff der (*Reib-*)Grenzschichtdynamik zusammengefasst wer- den.

## 26.2 Messung der Reibung

Bremsen sind sicherheitsrelevante Baugruppen und werden vielfältigen Tests bezüglich ihrer Wirksamkeit unterzogen. Dabei wird auch ihr NVH-Verhalten (NVH: Noise Vibration Harshness), ihre Zuverlässigkeit und Lebensdauer untersucht. Diese Informationen erhält man durch reale Fahrversu-

## 26.2 · Messung der Reibung

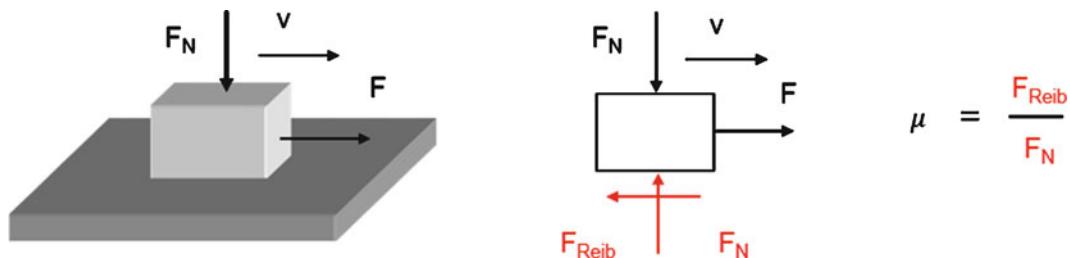


Abb. 26.1 Reibungskraft in gegeneinander gedrückten Körpern und Freischnittbild

che mit dem Fahrzeug. So werden sehr realistische Betriebsbedingungen garantiert. Dies ist zwar für die Kunden die tatsächlich relevante Prüfung, aber für die Bremsenentwicklung im frühen Stadium wenig geeignet. Es gibt dabei sehr viele Einflussparameter, von denen nicht a priori bekannt ist, welchen Einfluss sie auf die Bremsen haben. Auch sind im Fahrzeugtestbetrieb viele sicherheits- und qualitätsbestimmende Betriebszustände für die Bremse aus kosten- und Zeitgründen nicht darstellbar. Um möglichst nahe am Gesamtfahrzeug zu sein, werden Schwungmassenprüfstände genutzt, die eine vollständige Bremse mit realistischen Lastszenarien austesten können.

Da die Reibkräfte wesentlich für die Wirksamkeit der Bremse sind, will man sich für Grundlagenentwicklungen allein auf die Eigenschaften der Reibpaarung konzentrieren. Hierfür stellt die Tribologie eine Reihe von klassischen Versuchsaufbauten bereit. Eine sehr bekannte Versuchsform ist die „Pin on Disk“ Konfiguration, wo der eine Körper in Form eines Stiftes gegen eine rotierende Scheibe, dem zweiten Körper, gedrückt wird. Man spricht auch von einem *Teilbelagsprüfstand*, oder auch „Scaled Tester“, da oft nicht der ganze Belag, sondern nur kleinere Teile als Stift gegen die Scheibe gedrückt werden.

Welche Messungen am Teilbelagsprüfstand, Messungen an dem Schwungmassenprüfstand oder gar am Gesamtfahrzeug ersetzen, ist noch nicht abschließend geklärt. Man bezeichnet dies auch als Skalierungsproblem. Die Idee ist, eine möglichst hohe tribologische Äquivalenz der Reibprozesse zu gewährleisten, also eine möglichst hohe Ähnlichkeit der Reibkraftgenerierung in den Kontakten zu haben.

## 26.2.1 Messungen an der Bremse

Am Markt haben sich sogenannte *Fulldscale Inertia Dynamometer* als Schwungmassenprüfstand zur Bewertung von Bremsystemen etabliert, siehe Abb. 26.2.

Hierin wird in der Regel ein vollständiges Bremsystem untersucht. Die Scheibe wird über einen Motor auf eine Solldrehzahl gefahren. Intelligente Motorregelungen und/oder Schwungmassen auf der Bremscheibenwelle lassen die Bremse gegen die dadurch simulierte Trägheit des Fahrzeugs arbeiten. Man erhält realistische Bremszeiten unter ebenso realistischen Belastungen der Bremse. Gemessen werden neben Drehzahl  $\omega$ , Bremszeiten  $t_B$ , Temperaturen in Scheibe und Belägen und Bremsleitungsdruck  $p_B$  insbesondere das Bremsmoment  $M_B$ , siehe Abb. 26.3. Der Bremsleitungsdruck vermittelt über einen oder mehrere Bremszylinder mit der Gesamtquerschnittsfläche  $A_B$  eine Kraft  $F$  zwischen Reibbelag und Bremssattel. Die reale Normalkraft  $F_N$  zwischen Reibbelag und Scheibe kann aus  $F$  mit einem Wirkungsgrad  $\eta \leq 1$  abgeschätzt werden.

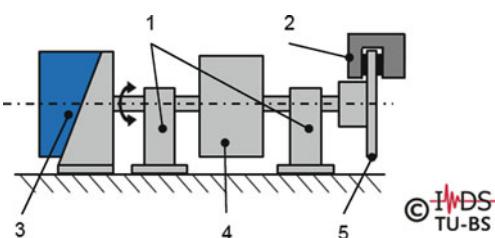


Abb. 26.2 Fulldscale Inertia Dynamometer: 1 Lager, 2 Bremsattel, 3 Antriebsmotor, 4 Schwungmasse, 5 Scheibe

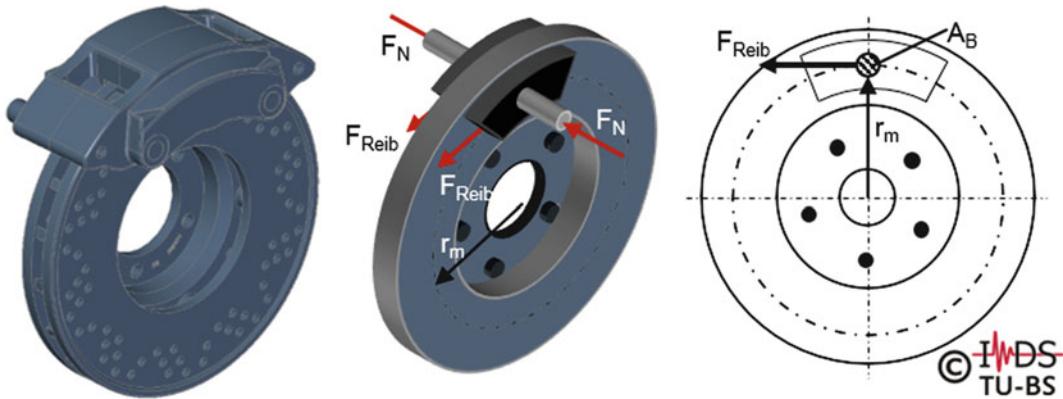


Abb. 26.3 Freischnitt Bremsscheibe

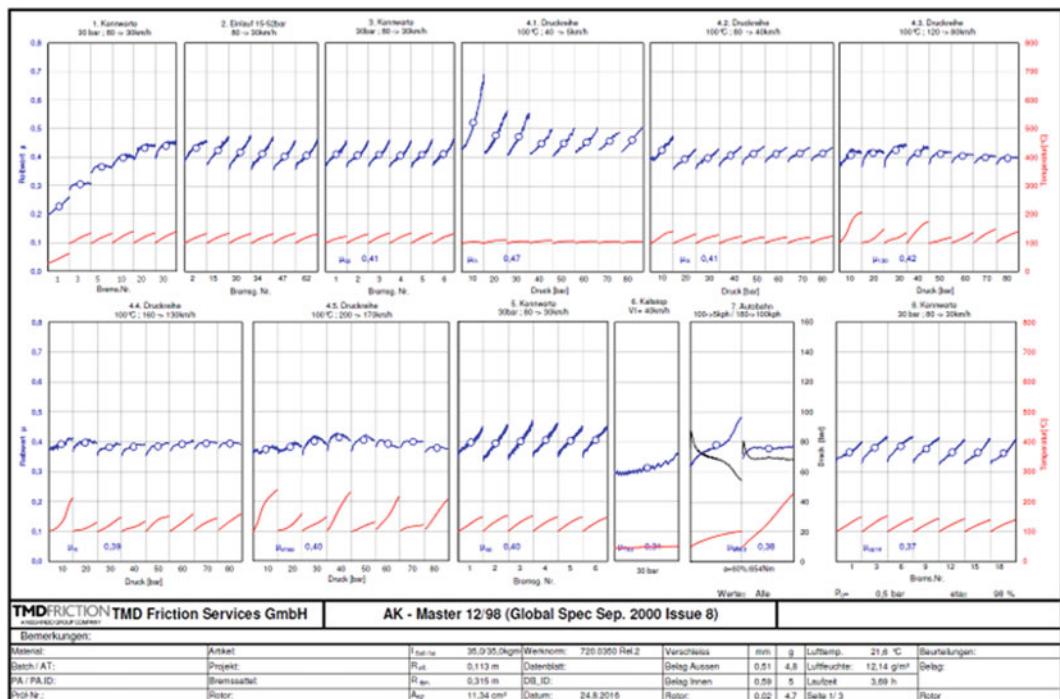


Abb. 26.4 Die ersten acht Messreihen aus einem AK-Master-Test

Infolge der Reibung zwischen Reibbelag und Scheibe resultiert auf jeder Seite der Scheibe eine der Rotationsrichtung entgegengesetzte Reibkraft  $F_{\text{Reib,g}}$

$$F_{\text{Reib,g}} = \mu F_N = \mu p_B A_{\text{B}} \eta, \\ M_B \approx 2r_{\text{eff}} F_{\text{Reib,g}} \quad (26.3)$$

die in einem Abstand  $r_{\text{eff}}$ , dem effektiven *Reibradius*, zur Drehachse der Scheibe näherungsweise je häufig zum Bremsmoment beitragen.

Setzt man den Wirkungsgrad  $\eta$  zu 1, den effektiven Reibradius auf den radialen Mittenabstand  $r_m$  der Beläge zur Drehachse und postuliert ein exakt gleiches tribologisches Verhalten auf beiden Seiten

## 26.2 · Messung der Reibung

der Bremsscheibe, dann lässt sich aus der Messung des Bremsmomentes direkt ein  $\mu_{\text{ue}}$  – Wert der Bremse angeben.

$$\mu = \frac{M_B}{2r_m A_B p_B} \quad (26.4)$$

International haben sich solche Dynamometer als Standardmessinstrument durchgesetzt. Für sie sind eine Reihe vereinheitlichter Messvorschriften und Versuchsprozeduren entstanden, zum Beispiel der AK-Master-Test, die eine Vergleichbarkeit der Bremsbelagscharakterisierung weltweit einheitlich möglich machen.

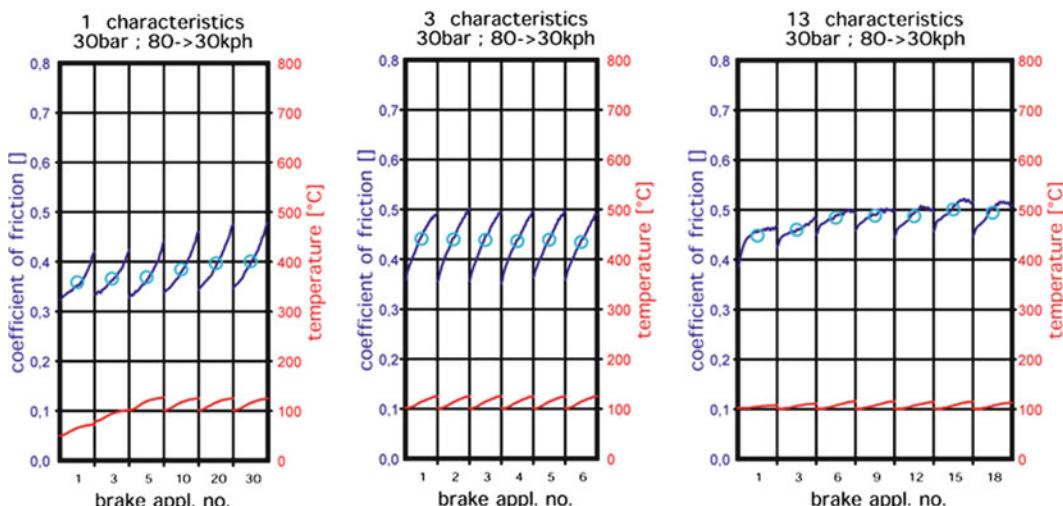
Solche Tests dienen der bremsennahen Charakterisierung einer speziellen Reibpaarung. Sie bestehen aus Messreihen, von denen jede mit charakteristischen Namen versehenen ist, siehe [Abb. 26.4](#).

Jede Messreihe enthält eine definierte Anzahl gleicher Bremsapplikationen, siehe [Abb. 26.5](#). Diese sind durch eine feste Anfangsdrehzahl und eine Enddrehzahl gegeben, die mit vorgegebenen Bremsdrücken angefahren wird. Wird die Bremsscheibe bei einem Versuch über 100 °C heiß, wird mit dem nächsten Versuch in der Regel gewartet, bis die Scheibe auf 100 °C abgekühlt ist. Aufgetragen werden die Verläufe des  $\mu_{\text{ue}}$ -Wertes nach

[Abb. 26.4](#) in Blau und die Scheibentemperatur in Rot von einigen oder allen Bremsapplikationen.

In [Abb. 26.5](#) sind die Ergebnisse von drei nicht aufeinanderfolgenden Messreihen innerhalb eines AK-Master-Tests dargestellt. Sie sind jeweils mit exakt den gleichen Versuchsbedingungen durchgeführt. Zwischen ihnen liegen eine Reihe fest vorgegebener weiterer Messreihen. Man sieht, dass der Reibwert nicht konstant ist und insbesondere von der Lastgeschichte der Reibpaarung abhängt. Für Performanceaussagen zum Belag begnügt man sich manchmal auch nur mit den Mittelwerten des Reibkoeffizienten aus jeder Bremsapplikation. Diese sind als Kreise in den Diagrammen in [Abb. 26.5](#) dargestellt.

Entsprechend dem realen Bremsvorgang sind bei diesen Messungen viele Einflussparameter zeitlich instationär. So ändert sich etwa während jeder Messung die Geschwindigkeit und Temperatur in der Reibpaarung. Auch sind durch die vereinfachenden Annahmen zur Messung von  $\mu_{\text{ue}}$  in [Abb. 26.4](#) in den Ergebnissen viele Einflüsse der Bremsanlage enthalten. Die Frage nach den tribologischen Grundeigenschaften der Reibpaarung wird dadurch sehr erschwert. Dies ist wichtig für die Charakterisierung der Reibpaarung im Bremsbetrieb aber



[Abb. 26.5](#) Erste, dritte und 13. Messreihe aus einem AK-Master-Test

für tribologische Grundlagenuntersuchungen wenig geeignet.

## 26

## 26.2.2 Messungen an der Reibpaarung

Zur tribologischen Charakterisierung einer Reibpaarung eignen sich Scaled Tester. Hierbei wird nicht nur die Größe der Bremsenbaugruppen skaliert, sondern auch der Prozess der Bremskraftgenerierung. So werden in der Regel Bremssattel und Drucksteuerung selbst weggelassen.

In den letzten Jahren sind neue Methoden und Techniken zur Charakterisierung der Grenzschichten einer Hochlastreibpaarung entwickelt worden, die viele unterschiedliche Messmöglichkeiten bei einer Reibapplikation automatisch zur Verfügung stellen. Das Tribometer in Abb. 26.6 nutzt eine reale Bremsscheibe, die über einen regelbaren Motor sowohl mit konstanten als auch zeitlich veränderlichen Drehzahlen beaufschlagt wird. Die Belagsprobe ist 200–400 mm<sup>2</sup> groß. Wesentlich kleiner darf sie nicht sein. Die Kontaktfläche zur Scheibe muss alle chemischen und physikalischen Reaktionen ermöglichen, die auch in der realen Bremsbaugruppe zu finden sind. Andernfalls würden einzelne für die Reibkraft notwendige Energiewandlungsprozesse in der Grenzschicht ausgeblendet.

Die Belagsprobe wird über eine Belastungseinheit auf einem x-y-Tisch an die Bremsscheibe gedrückt. Hierbei sind Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit in der Reibpaarung gleich groß gewählt wie in der realen Bremse. Die Scheibe ist extern heizbar, um Temperaturen wie im realen Bremsbetrieb zu ermöglichen. Gemesen werden Scheiben- und Belagstemperatur, Normalkraft, Reibkraft, relative Luftfeuchtigkeit, Umgebungstemperatur und Verschleißstaubvolumen. Akustische Schwingungen des Systems werden über ein Mikrofon, elastische Schwingungen der Belagsprobe über einen Laservibrometer gemessen. Darüber hinaus ist eine zusätzliche periodische Kraftbeaufschlagung zur vorhandenen Normalkraft möglich, die ein sogenanntes Dithern möglich macht.

Der x-y-Tisch fährt nach jeder Bremsapplikation die Probe an unterschiedliche Messstationen. An

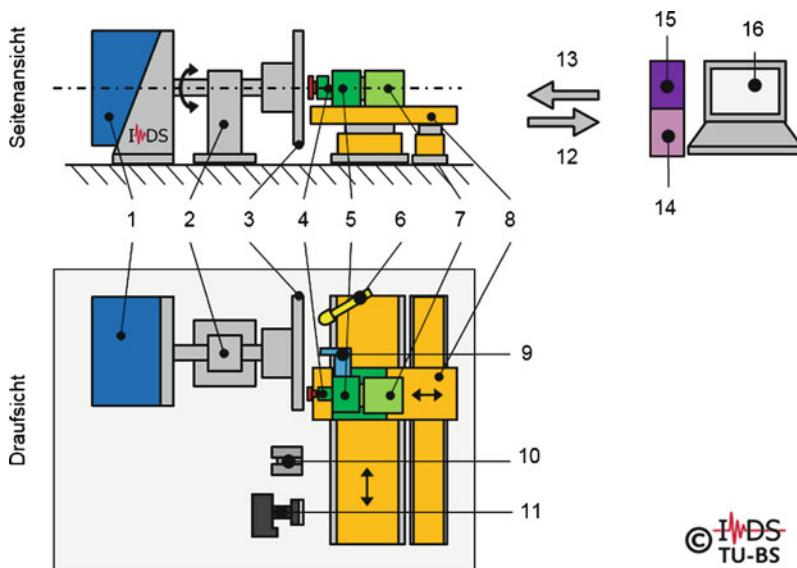


Abb. 26.6 Automated Universal Tribotester (AUT) [7], 1 Antriebsmotor, 2 Lager, 3 Scheibe, 4 Kraftsensor, 5 Belastungseinheit, 6 Mikrofon, 7 Modulationseinheit, 8 Lineartisch, 9 Scheibentopographie- und Verschleißmesseinheit,

10 Belagtopographie- und Verschleißmesseinheit, 11 Kamera, 12 Erfassung, 13 Steuerung, 14 Datenerfassung, 15 Bewegungssteuerung, 16 Software

## 26.2 · Messung der Reibung

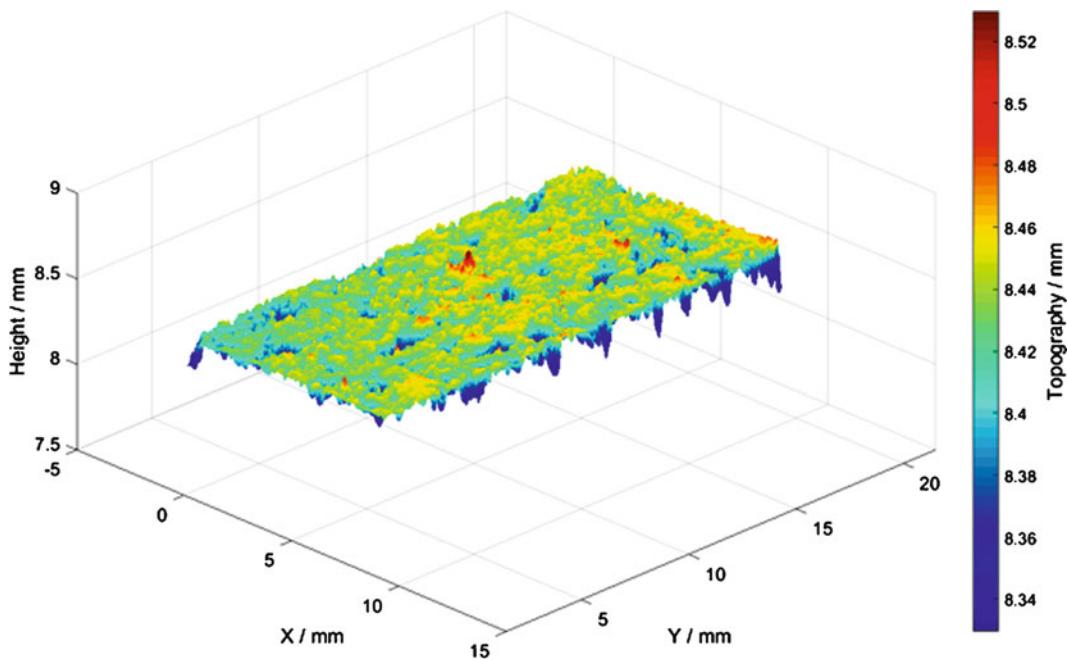


Abb. 26.7 Topografie einer Belagsprobe [11]

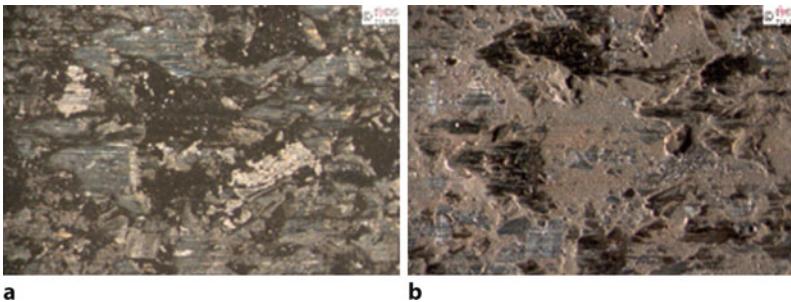


Abb. 26.8 Der gleiche Belagsausschnitt **a** mit Ringlicht, **b** mit Seitenlicht

inem Lasertriangulator vorbeifahrend wird eine 3D-Erfassung der Belagsoberfläche generiert, siehe □ Abb. 26.7.

Eine weitere Station erfasst mit einer hochauflösenden Kamera die Belagsoberfläche. Dabei wird bei Ringbeleuchtung mit Weißlicht die Farbe und damit die chemische Signatur erfasst, mit Seitenbeleuchtung der Probenoberfläche wird die topographische Signatur sichtbar, siehe □ Abb. 26.8.

Mit den Lineartischenen wird ein weiterer Lasertriangulator über die Bremsscheibe geführt, um

dessen Höhenlinien in radialer oder Umfangsrichtung zu erfassen.

Durch die Automatisierung sind die Messungen so synchronisiert, dass auch nach kurzen Bremsapplikationen die Änderungen in den Höhenkarten den Verschleiß ortsaufgelöst darstellen können. Es werden so auch Selbsorganisationsprozesse bezüglich Verschleißstaub und lokale Kontakte in der Grenzschicht sichtbar, die wesentlich die Reibeigenschaften bestimmen, siehe ▶ Abschn. 26.3.

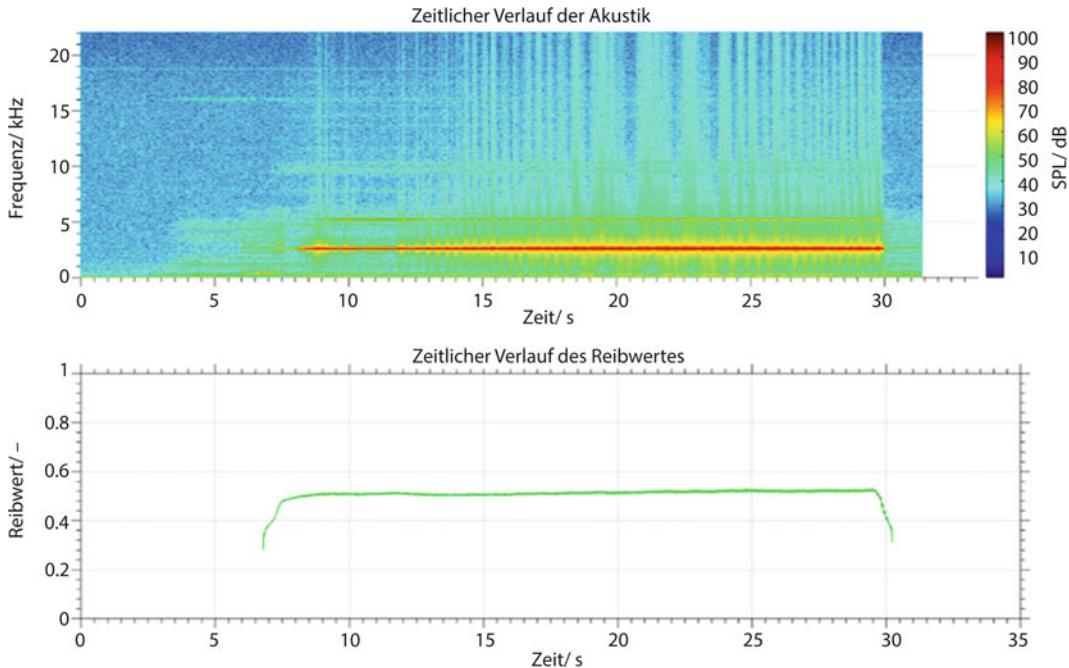


Abb. 26.9 Zeitsynchrone Reibkraft- und Audiomessung am AUT

Die Reibkräfte werden mit 20 kHz abgetastet und aufgenommen. Die Audiosignale als Wasserfalldiagramm lassen sich synchron zur Reibkraft über der Zeit mit einer Frequenz von bis zu 50 kHz analysieren, siehe Abb. 26.9.

Die Versuchsreihen bei einem Scaled Tester unterscheiden sich im Allgemeinen deutlich von den Testreihen am Fullsize Dynamometer. Oft werden alle steuerbaren Inputparameter konstant gehalten und nur jeweils eine Variable sprungartig verändert. So lassen sich dynamische Vorgänge im Reibwert erkennen [13].

In Abb. 26.10 sind drei Messreihen aus einer solchen Versuchsreihe dargestellt. Nach einer hier nicht dargestellten Einlaufprozedur sind in den Messreihen jeweils 32 Bremsapplikationen aufgeführt. Die aufgeprägte Normalkraft generiert eine Flächenpressung, die äquivalent einer realen Bremsung mit 30 bar Bremsdruck ist. In der ersten und dritten Messreihe ist die Geschwindigkeit an der Belagsprobe 9,7 m/s und in der zweiten Messreihe 3,6 m/s, das entspricht rea-

len Fahrzeuggeschwindigkeiten von 80 km/h bzw. 30 km/h. Jede Bremsapplikation dauert 5 Sekunden.

Die Reibwerte (blau) sind über der Nummer der Bremsapplikation aufgetragen. Der Pfeil in der Reibwertdarstellung gibt die Variation von  $\mu_{ue}$ , genauer Anfangs- und Endwert in der jeweiligen Applikation wieder, die jeweiligen Mittelwerte sind durch Kreise dargestellt. Schon die Mittelwerte von  $\mu_{ue}$  in jeder Applikation zeigen ein dynamisches Anpassungsverhalten. Wird die Geschwindigkeit verringert, wird eine Anpassung des Mittelwertes von  $\mu_{ue}$  erst nach ca. 30 Bremsapplikationen erreicht. Wird die Geschwindigkeit wieder erhöht, dauert diese Anpassung nur ein bis zwei Applikationen.

Ein solches unsymmetrische Anpassungsverhalten wie hier beim Geschwindigkeitssprung lässt sich auch bei anderen Eingangsgrößen wiederfinden. Dies kann man nutzen, um komplexe dynamische Reibgesetze zu validieren, siehe ► Abschn. 26.3.2

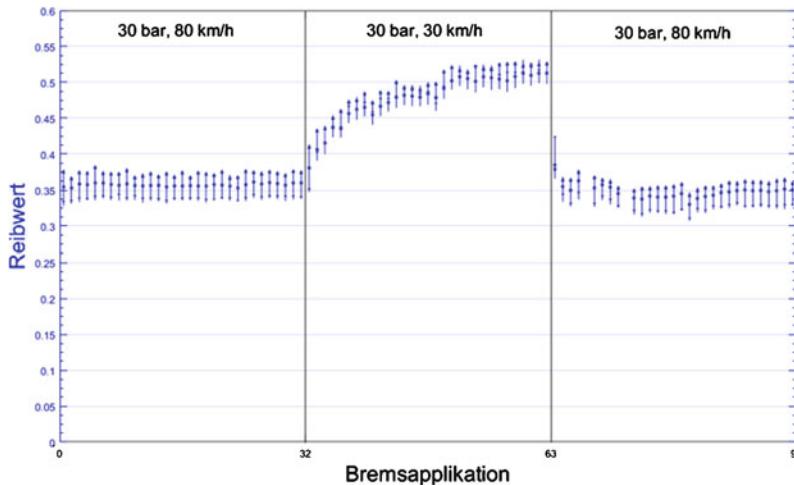


Abb. 26.10 Dynamisches Verhalten eines SemiMet Belages bei Geschwindigkeitssprüngen [8]

### 26.2.3 Vergleichbarkeit und Skalierung

Eine wesentliche Frage ist natürlich, wie die Mue-Werte im Scaled Tester mit den Mue-Werten im Fullsize Inertia Dynamometer vergleichbar sind. Der Mue-Wert wird ja über völlig unterschiedliche Wege ermittelt. Die Bremse liefert viele weitere Einflussparameter für die Wirkung der Grenzschicht auf das Fahrzeugsystem.

Für einen Vergleich sind ein Fullsize Inertia Dynamometer und ein Scaled Tester der hier beschriebenen Form (HLT) genutzt worden, um prinzipielle Unterschiede in der jeweils ermittelten Reibkraft darzulegen [9]. Gemessen wurden sowohl SemiMet als auch NAO-Beläge jeweils dergleichen Charge. Auf beiden Maschinen wurden jeweils die üblichen Messreihen von Schwungmassenprüfständen und Scaled Testern gefahren. Insbesondere wurden gleiche Geschwindigkeitsverläufe, gleiche Flächenpressungen und gleiche Anfangstemperaturen der Bremsscheibe realisiert. Die wesentlichen Unterschiede sind exemplarisch in Abb. 26.11 sichtbar. Der Mue-Wert am Scaled Tester ist bei allen Messungen etwa 10–15 % höher. Die Scheiben temperatur am Dynamometer wird während einer Messapplikation deutlich größer und damit die Wartezeiten bis zur Abkühlung der Scheibe auf 100 °C, da eine höhere Reibleistung bei der Bremse

umgesetzt wird als bei der nur wenige Quadratzentimeter großen Probe am Scaled Tester. Der Unterschied im Mue-Wert ist systematischer Art und wesentlich durch die Kraftaufbringung charakterisiert.

Durch die Bremsdruckbeaufschlagung wird der Bremssattel aufgeweitet. Es treten mechanisch bedingte Hysterese-Effekte auf und die Bremsdruckzylinder bringen dann im Allgemeinen nicht mehr nur die Normalkraft, sondern auch Radialkraftkomponenten auf den Belag. Auch der effektive Reibradius  $r_{eff}$  des Belages ändert sich, also der Abstand vom Angriffspunkt der Reibkraftdichte am Belag zur Achse der Bremsscheibe, siehe 26.3. Wenngleich die Mue-Werte selbst unterschiedlich sind, so zeigen sie doch in den Messungen einen sehr ähnlichen zeitlichen Verlauf. Das gilt nicht nur für die einzelnen Bremsapplikationen, sondern auch für die Mittelwerte von Mue in den einzelnen Bremsapplikationen über die ganzen Messreihen hinweg betrachtet, siehe etwa Abb. 26.11.

Offenbar zeigt sich auf den unterschiedlichen Messplattformen zumindest eine Äquivalenz der dynamischen Signaturen von Mue auf verschiedenen Zeitskalen. Die prinzipiellen Eigenschaften von Reibpaarungen lassen sich auch am Scaled Tester untersuchen. Die Qualität von Belägen, Scheiben und anderen Teilen des Bremssystems müssen sich am Ende des Entwicklungsprozesses in den Mess-

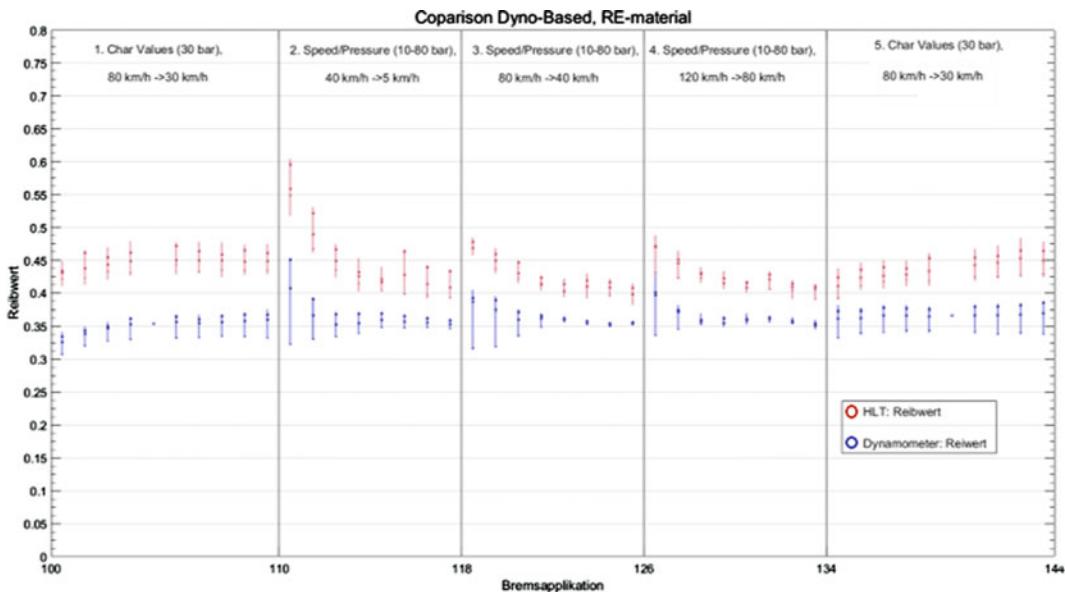


Abb. 26.11 Vergleich von Reibwerten derselben NAO-Belagsprobe auf unterschiedlichen Messapparaturen in einzelnen Messreihen des AK-Master-Tests [9]

programmen am Fullsize Inertia Dynanometer beweisen. Messungen für die Entwicklung von Belagsmischungen können teilweise vom Schwungmas senprüfstand auf Scaled Tester verlagert werden, wo diese wesentlich kostengünstiger und schneller durchgeführt werden können.

### 26.3 Grenzschichtdynamik

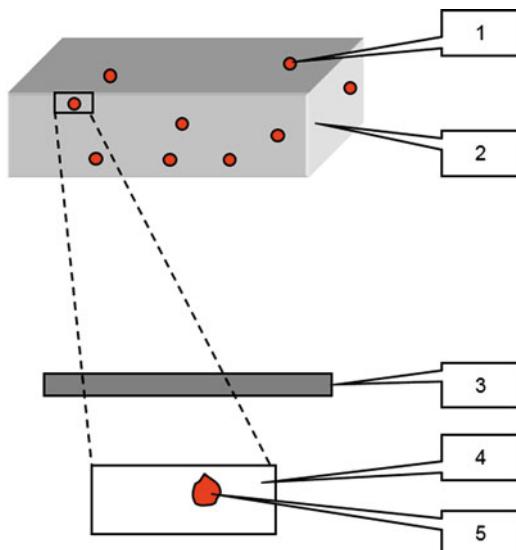
Bei tribologischen Hochlastkontakteen wird Verschleißstaub generiert, der wesentlich zum Kontakt- und Reibverhalten beiträgt. Bei optischen Untersuchungen des Bremsbelages findet man charakteristische Verschleißmuster (Abb. 26.8). Zum einen sind blanke Verschleißoberflächen von Granulaten oder Fasern zu sehen, zum anderen Verschleißstaub. Dieser sammelt sich in Oberflächenmulden, die teilweise offen und teilweise mit einer harten Schicht bedeckt sind. Diese harten Schichten erscheinen wie Schuppen auf der Belagsoberfläche (Abb. 26.12).



Abb. 26.12 REM-Aufnahme einer Belagsoberfläche

#### 26.3.1 Verschleißmuster auf den Reiboberflächen

Diese Vorgänge lassen sich an einem sehr einfachen Beispiel-Belag darstellen, siehe Abb. 26.13. Dieser besteht aus einer Polymer- oder Harzmatrix,



■ Abb. 26.13 Ein Beispiel-Bremsbelag: 1  $\text{SiO}_2$  – Partikel, 2 Polymer / Harz, 3 Scheibe, 4 Polymer, 5  $\text{SiO}_2$  – Partikel

in die ein Abrasivstoff, hier der Einfachheit halber Sand, gefüllt ist. Für die nachfolgend beschriebenen Vorgänge erfüllen Stahlfasern oder Granulate denselben Zweck.

Wird dieser Belag gegen die drehende Bremscheibe gedrückt, wird eine auf unterschiedlichen Zeitskalen sichtbare Oberflächendynamik sichtbar. Dazu sei ein kleiner Ausschnitt des Belages betrachtet, der nur ein  $\text{SiO}_2$ -Teilchen im Inneren trägt. Zunächst wird die Weiche Matrix durch Verschleiß abgetragen, etwa wie ein Tintenradiergummi auf Papier.

Der Verschleißstaub strömt ungestört durch die Grenzschicht, bis das harte Teilchen die Reiboberfläche erreicht. Das Teilchen verschleißt wesentlich langsamer als die umgebende Matrix. Der Verschleiß der Probe wird inhomogen. Die Matrix wird abgetragen und das Teilchen weiter in die Matrix hineingepresst. Dadurch wächst die Normalspannung auf dem Teilchen. Durch die wachsende Normalspannung wird eine immer höhere Reibleistung an dieser Stelle generiert. Dadurch wird es hier heißer als auf der umgebenden Matrix.

Durch das Eindrücken des  $\text{SiO}_2$ -Teilchens in die Matrix entsteht dort lokal in der Regel ein kleiner Hohlraum. Die Verschleißpartikel sammeln sich

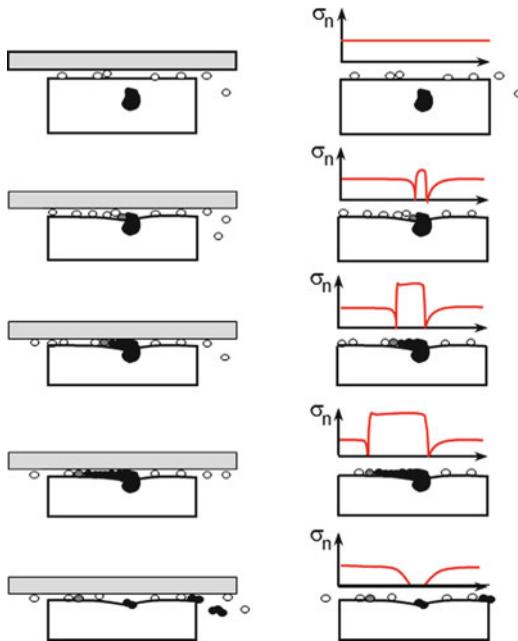
darin. Sie stauen sich dabei an der Einlaufkante der Kontaktfläche zwischen dem harten Partikel und der Bremsscheibe. So entsteht ein Verschleißstaubvolumen, das den Spalt in der Reibpaarung an dieser Stelle füllt. Die reale Kontaktfläche in der Reibpaarung wird vergrößert, der Verschleißstaub trägt hier einen Teil der Normallast mit. Dadurch können Selbsthemmungsprozesse in Gang gesetzt werden, sodass dieses Verschleißstaubvolumen an seiner Oberfläche auch tangentiale Kräfte aufnehmen kann und damit zur Reibleistung beiträgt.

Es können sich nun an dieser Stelle sehr unterschiedliche Prozesse einstellen, die wesentlich von der lokalen Reibleistung und den dort vorhandenen Materialien abhängen.

a. Die Reibleistung bleibt mäßig groß. Das gestaute Verschleißstaubvolumen an dem  $\text{SiO}_2$ -Partikel wächst langsam, soweit die Topografie dies zulässt. Sobald die Normalkraft zu Null wird, also Bremsscheibe und Bremsbelag getrennt werden, ist Selbsthemmung nicht mehr möglich. Die Packungsdichte des Verschleißstaubes in der Mulde verringert sich. Obwohl das Verschleißstaubvolumen bei der Bremsapplikation als zusätzliche Kontaktfläche der Reibpaarung diente, ist diese nach Ende der Bremse optisch oder taktil in der Regel nicht mehr als Teil der Kontaktfläche zu identifizieren. Nach Trennung der Reibpartner fällt der Verschleißstaub aus der Mulde oder verharrt am Ort und wird beim nächsten Bremsvorgang wieder genutzt. Die Belagsoberfläche stellt so ein örtlich verteiltes Reservoir für den losen Verschleißstaub dar. Dieser ist nicht homogen auf dem Bremsbelag verteilt.

b. Die Reibleistung ist größer. Die tangentiale Kraft am Verschleißstaubvolumen, und damit die Reibleistung, wächst soweit an, dass die dadurch wirkte thermische Belastung ein „*Tribocoating*“ möglich macht. Dabei wird initial ausgehend von der Kontaktinhomogenität, hier also dem  $\text{SiO}_2$ -Partikel, das Verschleißstaubvolumen langsam von einer dünnen, harten Schicht überdeckt, siehe ■ Abb. 26.14.

Diese harte Schicht wird durch verschiedene Prozesse wie Legieren oder Sintern möglich gemacht. Die Schicht hält den Verschleißstaub unter sich fest in der durch die Selbsthemmung



**Abb. 26.14** Geburt, Wachstum und Zerstörung eines Patches und die zugehörige Normalspannung über dem Patch

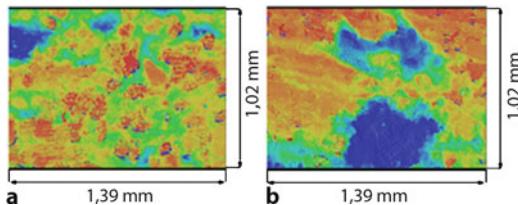
generierten Dichte. Sie trägt ähnlich hohe Reibleistungen wie das  $\text{SiO}_2$ -Partikel. Diese recht harte und sehr dünne Schutzschicht auf dem Verschleißstaubvolumen ist auch nach dem Ende der Bremsung als Teil der Kontaktfläche optisch und taktil zu erkennen, siehe **Abb. 26.12**. Bei der nächsten Bremsung steht diese Fläche sofort wieder als Reibfläche zur Verfügung und wächst bei ausreichender Reiblast weiter. So lassen sich zeitliche Entwicklungen in der Coatingfläche finden, die wie Wachstumsringe eines Baumes die Geschichte der dort angefallenen Reiblasten konservieren. Diese Flächen tragen wesentlich zur Reibleistung eines Bremsbelages bei. Sie schützen das darunterliegende Verschleißstaubvolumen auf dem Bremsbelag, produzieren aber über Abrasion Verschleißpartikel aus der Bremsscheibe. Die Reibleistung, die diese harten Schichten zur Gesamtreibleistung beitragen, wächst mit ihrer Flächengröße. Die abrasiven Prozesse werden über Feststoffschmiermittel im Belag kontrolliert.

c. Noch ungeklärt ist der folgende, heute nur noch selten auftretende Prozess. Wenn an dem  $\text{SiO}_2$ -Partikel der in b. beschriebene Prozess der Schutzschichtbildung gestört wird und so nicht eine Begrenzung der daran angreifenden tribologischen Last aufgebaut werden kann, scheint es möglich zu sein, dass das  $\text{SiO}_2$ -Partikel hoch abrasiv auf die Scheibe wirkt und scheinbar wie ein Meißel Material von der Bremsscheibe abträgt. Dieses metallische Material wird dann fast unverändert in den Belag gedrückt und wächst oft in charakteristischen Formen auf der Oberfläche. Man nennt diese Einlagerung des Rotormaterials in den Belag „metal pickup“ oder auch „fishing“ wegen seiner optischen Form. Salzhaltige Feuchtigkeit im Reibpaarungskontakt scheint das Auftreten dieses Phänomens wesentlich zu verstärken. Eine solche Metalleinlagerung kann etwa bei Eisenbahnbremsbelägen, wo wesentlich längere Betriebszeiten zwischen den Wartungen gefahren werden, sogar größer werden als der eigentliche Belag selbst. Metal pickup ist gefürchtet, da es deutliche Performanceeinbußen bewirken kann und die Lebensdauer verringert [2]. Hierauf wird im Folgenden nicht mehr eingegangen.

Diese um die harten Partikel entstehenden zusätzlichen Kontaktflächen werden Patches genannt. Offensichtlich gibt es unterschiedliche Patcharten. Speziell die harten Patches werden über mehrere Bremsapplikationen hinweg wachsen. Aber die umgesetzte Reibleistung sorgt letztendlich auch für deren Zerstörung. Mit der Patchfläche wachsen die lokalen Reibleistungen und damit einhergehend die thermischen Belastungen. Dadurch bilden sich Risse im Patch, siehe **Abb. 26.12**. Die Patches zerbrechen in kleine Stücke. Im Verschleißstaub der Bremse lassen sich neben den Abriebpartikeln von Matrix und Bremsscheibe auch diese Bruchstücke wiederfinden. Auch deshalb findet man mehrere signifikante Maxima in der Häufigkeitsverteilung der Verschleißpartikelgröße.

Diese harten Patches werden bis zu einigen 100  $\mu\text{m}$  groß. Der Auf- und Abbau von Patches ist Ausdruck eines Fließgleichgewichtes, das von der tribologischen Last der Grenzschicht bestimmt wird. In **Abb. 26.15** sind Belagsoberflächen mit

### 26.3 · Grenzschichtdynamik



**Abb. 26.15** Konfokales Bild einer Belagsprobe vor (a) und nach dem Fading Zyklus (b) im SAE J2521

einem Konfokalen Mikroskop aufgenommen, das farbig ein Höhenprofil wiedergibt. Die Patches sind gelbrot wiedergegeben. Nach einer Hochlastbremung dominieren einige wenige große Patches, bei kleinen Lasten viele kleine Patches.

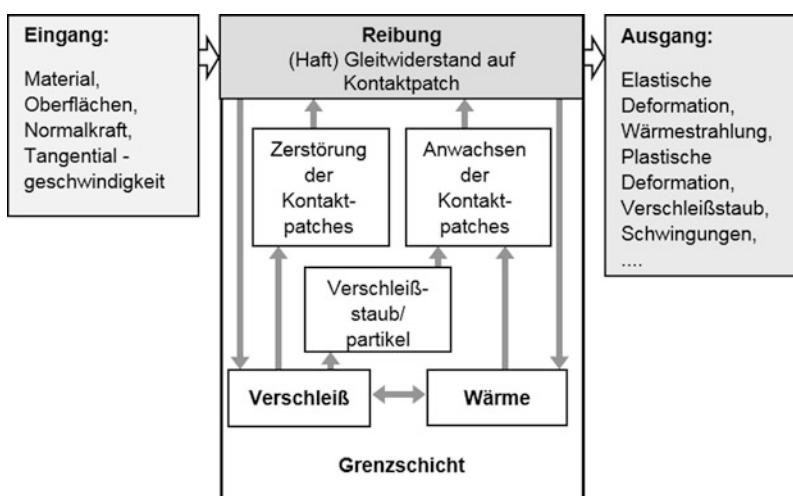
Solche Verschleißstaubmuster werden nicht nur durch, wie hier beschrieben, elastische, sondern auch durch topografische oder gar chemische Inhomogenitäten der Belags- und Rotoroberfläche generiert. Letzteres findet man etwa bei C/SiC – Rotoren, bei denen die reinen Siliziumflächen Attraktoren für Verschleißstaub darstellen. Die dadurch induzierten Verschleißmuster sind außerordentlich stabil. Sie sind Ausdruck einer Selbstorganisation in tribologisch beanspruchten Flächen und lassen sich in vielen Hochlastkontakten aus Technik oder Biologie finden.

Das Verteilungsmuster der Patches konserviert die Lastgeschichte. Verändert sich die Last, reagiert die Patchverteilung mit der entsprechenden Veränderung des Musters mehr oder weniger schnell. Das tribologische Gedächtnis der Oberfläche reicht über einige Sekunden bis über viele Bremsapplikationen hinweg [13].

Die Dynamik in der Grenzschicht ist durch ein Fließgleichgewicht zwischen Aufbau und Zerstörung von Patches charakterisiert. Der wesentliche Teil der Reibleistung wird auf den Patches umgesetzt. Vernachlässigt man in erster Näherung die Dissipation auf der Matrix und den nicht beschichteten Patches, so stellt sich eine geschlossene Wechselwirkung nach **Abb. 26.16** dar.

Die Reibgrenzschicht produziert Wärme und Verschleiß. Der Verschleiß manifestiert sich durch Verschleißstaub. Durch die Wärme wird ein Teil des Verschleißstaubes zu Patches gebacken und vorhandene Patches werden größer. Auf der anderen Seite belastet der Verschleiß die auf der recht weichen Polymermatrix liegenden Patches und zerstört diese nach einiger Zeit. So wird die Lebensdauer und die Anzahl der Patches begrenzt.

Diese Zusammenhänge lassen sich mit einem zellulären Automaten simulieren, **Abb. 26.17**. Kleine dicht nebeneinanderliegende Zellen stellen entweder Teil eines Patches dar, dann sind sie schwarz,



**Abb. 26.16** Regelkreis in der Reibgrenzschicht [3]

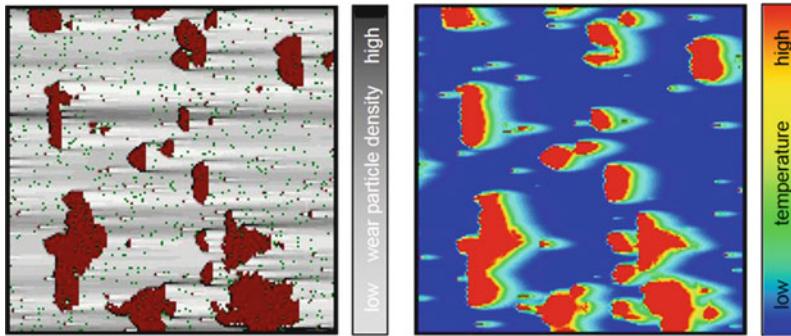


Abb. 26.17 Wärme, Verschleiß und Patchdynamik simuliert mit einem Zellulären Automaten

oder Teil der Polymermatrix, dann sind sie weiß. Sie enthalten unterschiedlich viel Verschleißstaub, hier durch Grautöne abgebildet. Mit lokalen Bilanzgleichungen und der Annahme eines konstanten Reibwertes auf den Patches lassen sich der Verschleißstaubtransport, das Entstehen und die Zerstörung der Patches sowie die Wärmeverteilung im Belag während der Bremsung simulieren [6]. Die Gesamtreibleistung ist über die Summe der einzelnen Reibleistungen auf den Patches gegeben. Die daraus berechnete Reibzahl zeigt eine Dynamik wie sie in Messungen, zum Beispiel im AK-Master-Test, auftritt.

### 26.3.2 Ein dynamisches Reibgesetz

Die Abb. 26.16 zeigt einen geschlossenen Regelkreis für die Reibung. Nicht die Reibung selbst, sondern ihre zeitliche Änderung wird durch den Auf- und Abbau der Patches definiert.  $\mu_{\text{ue}}$  ist also in Form einer Bilanzgleichung gegeben.

$$\begin{aligned}\dot{\mu} &= f_1(\mu, a_1, a_2, \dots) - f_2(\mu, a_1, a_2, \dots) \\ \dot{a}_1 &= g_1(\mu, a_1, a_2, \dots) \\ \dot{a}_2 &= g_2(\mu, a_1, a_2, \dots) \\ \dots &= \dots \\ \dot{a}_i &= \dots\end{aligned}\quad (26.5)$$

Die zeitliche Änderung von  $\mu_{\text{ue}}$  wird bestimmt durch eine Funktion, die alle Einflüsse zusammenfasst, die die Patchfläche und damit  $\mu_{\text{ue}}$  vergrößern wollen minus einer Funktion, die die Prozesse

der Zerstörung von Patchflächen und damit eine Verkleinerung von  $\mu_{\text{ue}}$  bewirken. Diese Einzelprozesse selbst sind ebenfalls durch Bilanzgleichungen gegeben. In [4] ist ein Gesetz zweiter Ordnung angegeben, das Variationen des  $\mu_{\text{ue}}$ -Wertes recht realistisch abbildet. Solche differentiellen Beschreibungen sind Ausdruck eines auf unterschiedlichen Zeitskalen agierenden  $\mu_{\text{ue}}$ -Wertes. Je nach Geschwindigkeit der Änderung von Inputparametern zeigt  $\mu_{\text{ue}}$  eine unterschiedliche Dynamik. Bei langsamem Ändern lässt sich aus den Bilanzgleichungen eine stationäre Lösung  $\mu_{\text{stat}}$  herleiten. Mit dem Produkt  $F_N$  von Normalkraft, Geschwindigkeit und einigen Prozesskonstanten, siehe [7] für Details, gilt:

$$\mu_{\text{stat}} = \frac{\gamma(\vartheta_U + \varepsilon F_N)}{\beta + F_N} \quad (26.6)$$

Mit den Abkürzungen,

$$\begin{aligned}\Delta\mu &= \gamma \left( \frac{\vartheta_0}{\beta} - \varepsilon \right), \\ \mu_\infty &= \gamma\varepsilon\end{aligned}\quad (26.7)$$

lässt sich über dem Produkt  $F_N$  eine Lösung darstellen, beachte Abb. 26.18. Nimmt man die Normalkraft als konstant an, erhält man eine oft als Näherung für Reibberechnungen genutzte Funktionsdarstellung von  $\mu_{\text{ue}}$ .

$\Delta\mu$  kann auch positiv eingestellt werden, sodass auch bezüglich der Geschwindigkeit steigende Charakteristiken etwa für NAO-Beläge berücksichtigt werden können. Diese stationäre Lösung stellt den

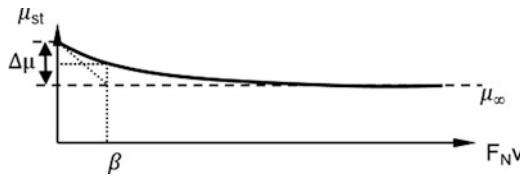


Abb. 26.18 Reibzahl über dem Produkt von Normalkraft und Geschwindigkeit

Reibwert für zeitlich sehr langsame Änderungen im Bremsprozess dar.

Sucht man das Verhalten der Reibung auf einer etwas schnelleren Zeitskala, so lässt sich ein Reibgesetz erster Ordnung aus den Bilanzgleichungen herleiten. Dieses hat etwa die Form:

$$\dot{\mu} = -\alpha ((\beta + F_N) \mu - \gamma \vartheta_{\text{stat}}), \\ \vartheta_{\text{stat}} = \vartheta_0 + \varepsilon F_N. \quad (26.8)$$

Die zweite Gleichung beschreibt die Wärme auf den Patches als stationär. Die Zeitkonstante  $\alpha$  beschreibt die langsame geometrische Änderung der Gesamtpatchfläche, darum ist die Wärmodynamik auf dieser Zeitskala nicht sichtbar. Diese Gleichung kann umgeschrieben werden in eine Form, die in der Regelungstechnik genutzt wird.

$$T_D \dot{\mu} + \mu = \mu_{\text{stat}} \quad (26.9)$$

Diese Gleichungsstruktur ist nicht neu. In [12] wurde schon beobachtet, dass Messungen des Reibwertes scheinbar träge auf Änderungen reagieren, ähnlich wie in Abb. 26.10. Der Autor vermutete regelungstechnische Eigenschaften der Reibgrenzschicht und postulierte für  $\mu_{\text{ue}}$  das Verhalten eines sogenannten  $PT_1$ -Reglers (26.9). Da die Größe  $T_D$ , wie in der Regelungstechnik üblich, konstant angenommen wurde, musste der Autor einige zusätzliche Fittingterme auf der rechten Seite seines Reibgesetzes einführen.

Im Kontext der oben beschriebenen Patchdynamik ergibt sich diese Größe einfach als nichtlineare Funktion der Normalkraft und der Geschwindigkeit.

$$T_D = \frac{1}{\alpha(\varepsilon + F_N)} \quad (26.10)$$

Berechnungen zeigen, dass diese nichtkonstante Zeitgröße einfacher zu handhaben ist und besser mit den Messungen übereinstimmt. 26.9 ist eine sehr effektive Methode, eine Abhängigkeit des Reibwertes von der Lastgeschichte zu generieren. Insbesondere die Parameter lassen sich mit Messreihen wie in Abb. 26.10 einfach ermitteln. Bilanzgleichungen der Form, 26.5, lassen sich so Schritt für Schritt um immer mehr physikalische und chemische Prozesselemente mit messbaren Parametern erweitern. Ein Beispiel vierter Ordnung ist in [5] hergeleitet, mit dem sogar Teile des AK-Master-Tests mit unterschiedlichen Belägen nachgefahrene werden können.

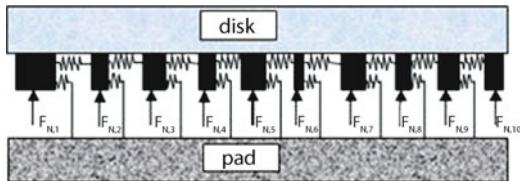
### 26.3.3 Hochfrequente Schwingungen

Beim Bremsen zeigt die Grenzschicht eine Geometriedynamik der Patches und damit gekoppelt eine entsprechend niederfrequente Dynamik des Reibwertes (unter 10 Hz). Jeder Patch liegt auf der weichen Polymer- oder Harzmatrix des Belages. Die Matrix lässt individuelle tangentiale Bewegungen der einzelnen Patches zu. Diese lateralen Schwingungen der Patches sind hochfrequent (über 1 kHz). Betrachtet man auf einer schnellen Zeitskala die Schwingungen der Patches, so ist das Wachstum der Patches auf dieser Skala so langsam, dass man die Geometriedynamik der Patches außer Acht lassen und ihre Größe als konstant annehmen kann.

Zwei benachbarte Patches beeinflussen sich in ihren Schwingungen. Je nach aktueller Größe und Lage der Patches sind sie mehr oder weniger stark elastisch gekoppelt. Die Kopplung der Patches ist also durch die Lastgeschichte des Bremsbelages bestimmt, insbesondere wird also die hochfrequente Bewegung der Patches durch die niederfrequente Geometriedynamik moduliert.

Jeder Patch ist ein selbsterregter Reibungsschwinger. Die Kopplung dieser Schwinger kann völlig unterschiedliche Lösungen für die Reibung liefern, die ja die Summe der Reibkräfte über alle Patches ist.

Abb. 26.19 zeigt ein einfaches Modell aus elastisch gekoppelten starren Massen gegeben. Jede Masse repräsentiert einen Patch. Eine extreme Lösung für dieses System von Reibschwingern ist eine



■ Abb. 26.19 Diskretes Massenmodell mit gekoppelten Patches [3]

26

nahezu ungekoppelte Schwingung aller Patches. Die resultierende Reibzahl ist geprägt durch einen recht glatten Verlauf, überlagert nur von einem hochfrequenten Rauschen. Bei dieser Lösung führt der Bremsbelag als Ganzes eine nahezu stetige Gleitbewegung auf der Bremsscheibe auf.

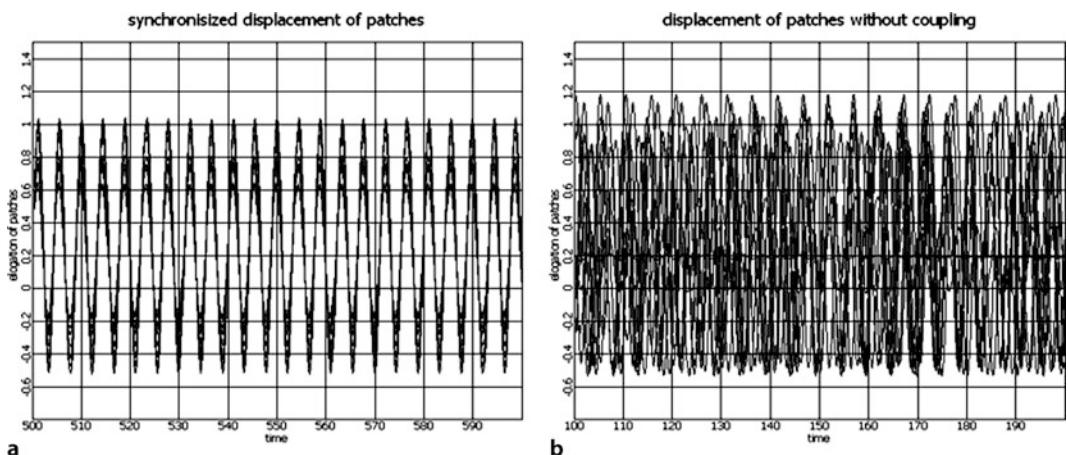
Auf der anderen Seite gibt es auch die Möglichkeit, dass sich die Schwingungen der Patches synchronisieren, also mit gleicher Phase im Belag schwingen, siehe ■ Abb. 26.20b. Dadurch verändert sich das hochfrequente Rauschen im Reibwert des Belages zu einem monofrequenten Signal im Reibwert des Belages. Der Belag als Ganzes führt eine Stick-Slip-Bewegung aus. Auch Zwischenlösungen mit teilsynchronisierten Zuständen sind möglich. Diese hochfrequenten Anteile im Reibkoeffizienten lassen sich als Schallamach Wellen in der Reibfläche der Reibpaarung interpretieren. Diese wurden schon in [10] vorhergesagt und als „hammering“-Effekt eingeführt. Da die aktuelle Synchronisierung

wesentlich von der langsam Geometriedynamik abhängt, ist diese ebenso wesentlich von der Lastgeschichte abhängig.

Neue komplexe Simulationen der Bremse lassen eine engen Zusammenhang von NVH-Phänomenen mit den hochfrequenten Schwingungen in der Grenzschicht vermuten. Hier ist wesentlich der Übertragungsweg der Schwingungen von der Reibsicht zu den akustisch wirksamen Resonatoren im Bremssystem, das sind insbesondere der Bremssattel und die Scheibe.

### 26.3.4 Thermoelastische Instabilitäten

Neben den tangentialen Schwingungen sind auch Normalbewegungen der Patches im Belag möglich. Wenn Teile der Belagsoberfläche eine hohe Reibleistung erfahren, ist dies oft mit thermischen Ausdehnungen dieser Areale in Richtung der Scheibe verbunden. Diese Bewegung kann andere Teile des Belages entlasten und dadurch ihre thermische Dehnung in Scheibenrichtung verringern. Dadurch werden die hochbelasteten Teile noch höher belastet. Lokaler Verschleiß an dieser Stelle sorgt aber dafür, dass irgendwann die nicht so belasteten Flächen wieder in den Kontakt kommen. Diese erwärmen sich und entlasten durch ihre thermische Dehnung die vordem hochbelasteten Flächen. Dieses kann zu einer stabilen Schwingung führen, die



■ Abb. 26.20 a Synchronisierte und b nichtsynchrone Patchschwingungen

als thermoelastische Instabilität bekannt ist. Dieser Vorgang kann das Auftreten von sogenannten hot bands oder hot spots und die damit verbundenen Reibwertschwankungen sehr gut erklären [1].

## 26.4 Aktuelle Probleme

Die Reibgrenzschicht wartet nicht nur mit klassischen tribologischen Effekten auf, sondern zeigt eine in den letzten Dekaden aufgedeckte hochkomplexe Multiskalendynamik auf. Die Belagshersteller verfügen über eine große Palette von heute praktisch nur durch die langjährige Erfahrung gesteuerten Eingriffsmöglichkeiten, um die Gesamteigenschaften eines Belages Schritt für Schritt in einer technischen Bremse zu optimieren. Dazu gehören neben dem Materialdesign auch geometrische und physikalische Eigenschaftsveränderungen des Belages und seiner Abstützung in der Bremse.

Neue Umweltauflagen und der immer stärker in den Fokus kommende Bremsverschleißstaub macht immer mehr auch eine Algorithmisierung der Rotor- und Belagsentwicklung notwendig, um schnell und optimal am Markt agieren zu können. Ebenso wird die Rolle der klassischen Bremse etwa im automatischen Fahrbetrieb neu definiert.

Um hier adäquat am Markt reagieren zu können, kommt ein technisches Grenzschichtdesign oder ein „boundary layer engineering“ für Hochlasttribokontakte auf, das sich in den letzten Jahren immer mehr etabliert hat. Eine der aktuellen Forschungsaktivitäten in diesem Bereich ist das Messen von Bremspartikelverteilungen in der Luft, die entsprechende Staubbelaustungsdynamik und ihre Toxizität. Hierbei etwa zeigen Messungen der Grenz-

schicht auf, dass ihre Reservoir-Eigenschaft für den Bremsstaub die Staubbelastung abhängig von der Form des aktuellen Bremsmanövers macht.

## Literatur

1. Graf, M., Ostermeyer, G.-P.: Efficient computation of thermoelastic instabilities in the presence of wear, Wear 312, S. 11-20, (2014)
2. Lange, J., Ostermeyer, G.-P.: The Effect of Metal pickup to the friction interfaces, SAE 2011-01-2348, (2011)
3. Ostermeyer, G.-P.: Dynamic Friction Laws and their Impact on Friction Induced Vibrations, SAE 2010-01-1717, (2010)
4. Ostermeyer, G.-P.: Friction and wear of brake systems, Forschung im Ingenieurwesen 66, S. 267-272, (2001)
5. Ostermeyer, G.-P., Bode, K.: Dynamic friction phenomena in brake systems, in A. Fischer, K. Bobzin (ed): Friction, Wear and Wear Protection, DGM, Wiley-VCH, S. 301-306, (2009)
6. Ostermeyer, G.-P., Müller, M.: New Insights into the tribology of brake systems, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering, IMechE, Vol.222, S. 1167-1200, (2008)
7. Ostermeyer, G.-P., Schramm, T., Raczek, S., Bubser, F.: The Automated Universal Tribotester, EB2015-STQ-016, (2016)
8. Ostermeyer, G.-P., Wilkening, L.: Experimental Investigations of the Topography Dynamics in Brake Pads, SAE Int. J. Passeng. Cars – Mech. Syst. 6(3), (2013)
9. Perzborn, N., Agudelo, C., Ostermeyer, G.P.: On Similarities and Differences of Measurements on Inertia Dynamometer and Scale Testing Tribometer for Friction Coefficient Evaluation, SAE International Journal of Materials and Manufacturing 8(1), S.104-117, (2015)
10. Rhee, S.K., Tsang, P.H.S., Wang, Y.S.: Friction induced noise and vibration of disc brakes, Wear 133, S.39-45, (1989)
11. Schramm T., Ostermeyer G.-P.: Automated Brake Pad surface topography measurement using the AUT, Eurobrake, (2016)
12. Stelter, P.: Nichtlineare Schwingungen reibungserregter Strukturen, VDI Reihe 11, Nr. 137, (1990)
13. Wilkening, L., Paul, H.-G., Ostermeyer, G.-P.: Investigations on Tribological Memory Effects in Friction Materials, SAE Int. J. Passeng. Cars – Mech. Syst., 7(4), (2014)

# Mechanische Bremsen in stationären Industrieanlagen

Claus Kleinlein und Dietrich Severin

**27.1 Einführung – 612**

**27.2 Industriebremsen – 612**

27.2.1 Bauarten – 612

27.2.2 Das energetische Zusammenspiel zwischen Triebwerk und Bremse – 615

27.2.3 Reibungs- und Verschleißeigenschaften der Reibpaarungen – 617

27.2.4 Dimensionierung der Reibpaarungen von Industriebremsen – 622

**27.3 Reibscheibenbremsen – 625**

**Literatur – 626**

## 27.1 Einführung

Mechanische Bremsen in stationären Industrieanlagen haben ein breites Anwendungsfeld. Entsprechend vielfältig sind die an sie gestellten Anforderungen und ihre Bauarten. In leistungsstarken Anlagen werden vorzugsweise Trommel- und Scheibenbremsen eingesetzt. In Getriebemotoren oder Elektrozügen arbeiten neben Scheibenbremsen auch Kegelbremsen. In vielen Bereichen dienen Reibkupplungen gleichzeitig auch als Bremse. In Bagger-, Montage- und Schiffwinden mit großen Trommeldurchmessern sind Bandbremsen üblich. Mit ihnen lassen sich große Bremskräfte aufbringen und manuell steuern [1].

Dieses Kapitel stellt die wichtigsten Bauarten der in Industrieanlagen eingesetzten mechanischen Bremsen vor, beschreibt das energetische Zusammenspiel zwischen Bremse und Triebwerk, zeigt die Reibungs- und Verschleißeigenschaften im praktischen Bremsbetrieb, und gibt Unterstützung bei der Dimensionierung der Bremsen.

## 27.2 Industriebremsen

Zu den so genannten Industriebremsen zählen Trommel- und Scheibenbremsen, die z. B. in Kranen, Förder-, Hütten-, Bergwerks- und Windkraftanlagen eingesetzt werden. Sie unterscheiden sich von den Bremssystemen des Fahrzeugbaus durch ihre i. A. größeren Abmessungen, die Konstruktionsart und die Einsatzbedingungen. In Antriebsystemen, die mit einer elektrischen Bremse ausgerüstet sind, fällt die mechanische Bremse erst bei einer relativ kleinen Geschwindigkeit ein, nimmt deswegen nur noch eine vergleichsweise kleine Restenergie auf und wirkt anschließend als Haltebremse. Allerdings muss sie bei Stromausfall die gesamte Bremsenergie in Wärmeenergie umwandeln. Deshalb ist der Notstopplastfall der Bemessungslastfall für die Reibpaarungen. Berechnungsgrundsätze und weiterführende Normen liefert DIN 15434, Teil 1–3.

### 27.2.1 Bauarten

**Trommelbremse (Abb. 27.1)** Während des Bremsvorgangs drückt eine einstellbare Feder 1 zwei mit dem Reibbelag 2 belegte Bremsbacken 3 über ein Hebelsystem 4 gegen die rotierende Trommel 5. Das Öffnen der Bremse geschieht i. A. elektrohydraulisch durch das sog. ELDRO 7, seltener vollhydraulisch oder durch einen Elektromagneten. Die erforderliche Lüftkraft bzw. der Lüftweg lassen sich über einen Exenter 6 einstellen.

Das wartungsfrei arbeitende ELDRO (Abb. 27.2) öffnet die Bremse durch Einschalten des Drehstrommotors 1. Dazu fördert das Pumpenrad 2 Öl aus dem Raum 3 in den Raum 4 und drückt dadurch den Kolben 5 mit der daran befestigten Schubstange 6 nach oben. Solange die Bremse geöffnet ist, ist der Motor 1 eingeschaltet. Er wird erst stillgesetzt, wenn die Bremse geschlossen werden soll. Die im ELDRO untergebrachte Feder 7 oder wahlweise die in die Bremse eingebaute Feder (Abb. 27.1, Teil 1) drückt danach die Schubstange 6 nach unten und erzeugt die Anpresskraft zwischen den Reibpartnern. Das ELDRO zeichnet sich gegenüber dem elektromagnetischen Bremslüfter durch einen nahezu stoßfreien Aufbau der Reibkraft aus und nimmt dafür eine geringfügig längere Einfallzeit in Kauf.

Die Trommeln (Abb. 27.3) werden aus GS-60 oder aus GGG 40, für untergeordnete Zwecke auch

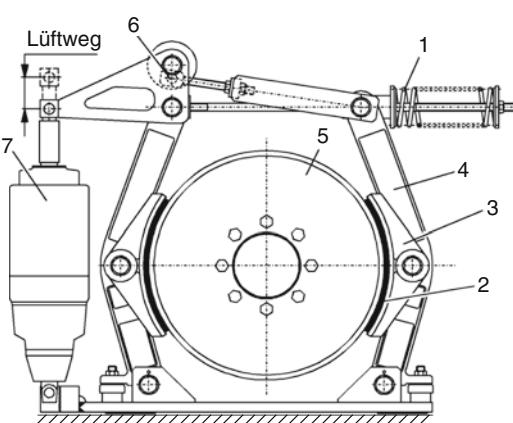
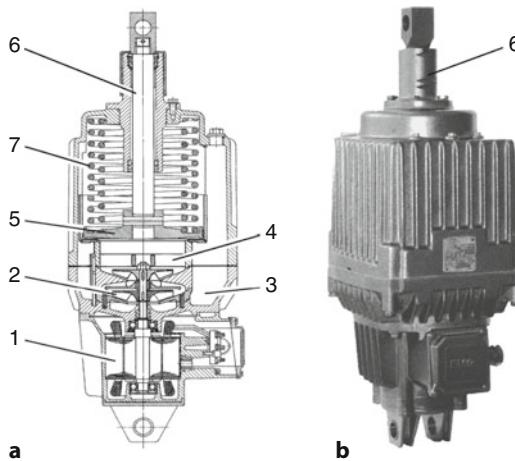


Abb. 27.1 Trommelbremse nach DIN 15435, Bauart ASKU-Scholten

## 27.2 · Industriebremsen



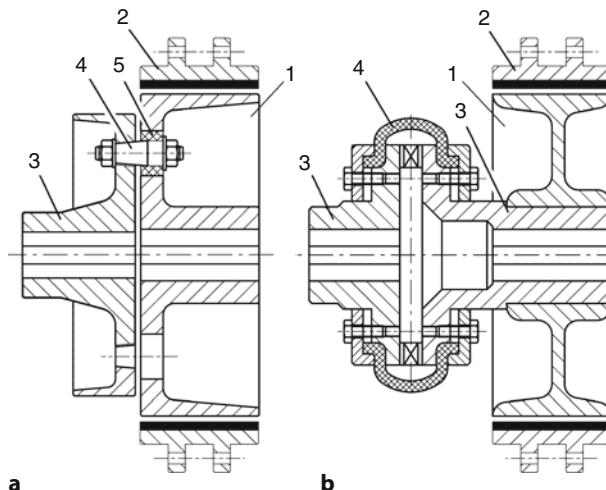
**Abb. 27.2** Elektro-hydraulisches Lüftgerät (ELDRO), Bauart EMG Automation GmbH

aus GG-25 gefertigt. Den Trommelmantel und die Nabe verbindet eine Außenstegscheibe (Abb. 27.3) oder eine mittig liegende Stegscheibe (Abb. 27.3). Die Trommeln haben einen Durchmesser zwischen 200 und 710 mm. Wegen des relativ großen Massenträgheitsmoments der Trommel liegt die wirtschaftliche Grenzdrehzahl für die 200 mm Trommel

bei  $1500 \text{ min}^{-1}$  und für die 710 mm Trommel bei  $600 \text{ min}^{-1}$ . Dies entspricht einer Reibgeschwindigkeit zwischen 16 und 22 m/s. Die Reibbeläge bestehen aus organisch gebundenen Reibwerkstoffen. Die rechnerische Flächenpressung sollte wegen der gekrümmten Reibflächen auf  $p = 25 \text{ N/cm}^2$  begrenzt werden.

Die Trommel sitzt i. A. direkt auf der Getriebeeingangswelle und ist mit dem Motor über eine in die Trommel integrierte Bolzenkupplung (Abb. 27.3), bei hohen dynamischen Belastungen besser über eine spielfreie, stark dämpfende Gummiringkupplung (Abb. 27.3) verbunden. Solange die Trommelbremse den Anforderungen genügt, wird sie der Scheibenbremse vorgezogen, da sie preiswerter und wartungsärmer ist. Vorteilhaft ist ferner, dass die Reibkräfte an den beiden Bremsbacken die Getriebewelle praktisch nicht durch eine Querkraft belasten, da sie annähernd gleich groß sind, in entgegengesetzter Richtung wirken und sich deswegen nahezu aufheben.

**Scheibenbremse** (Abb. 27.4) Die Anpresskraft zwischen den mit dem Belag 1 belegten Bremsbacken 2 und der rotierenden Scheibe 3 erzeugt eine Bremszange 4, die durch Schrauben- oder Tellerfe-



**Abb. 27.3** Bremstrommeln 1 mit Bremsbacken 2. **a** Außenstegtrommel 1 mit Bolzenkupplung, bestehend aus Kupplungsflansch 3, Bolzen 4 und zylinderförmigen Gummielementen 5.

**b** Mittenstegtrommel 1 mit drehelastischer Kupplung (Periflex-Kupplung, Fa. Stromag), bestehend aus Kupplungsflanschen 3 und gummielastischem Reifen 4

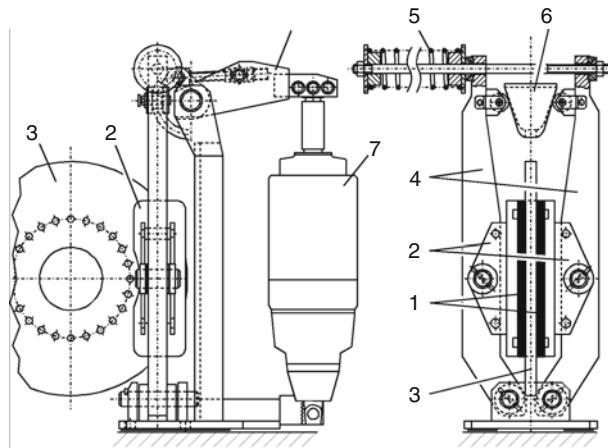


Abb. 27.4 Scheibenbremse nach DIN 15433, Bauart ASKU-Scholten

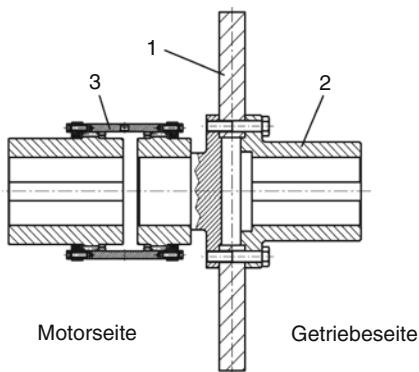


Abb. 27.5 Massive Bremsscheibe 1 mit Zahnkupplung 3 [Fa. Bubenzer]

dern 5 beaufschlagt wird. Über einen keilförmigen Messerhebel 6 wird die Zange hydraulisch, i. A. aber durch das sog. ELDRO 7 (ELDRO s. Abb. 27.2) geöffnet. Massive Scheiben (Abb. 27.5) werden aus St 52-3 oder bei hohen Beanspruchungen besser aus 42 CrMo 4 gefertigt [2]. Der Einsatz der erheblich teureren selbstbelüftenden Scheibe aus Stahlguss oder Sphäroguss ist nur dann sinnvoll, wenn über eine längere Zeit relativ große Bremsenergien aufgenommen werden müssen, die bei Einsatz der massiven Scheibe für den Reibbelag unzulässig große Temperaturen bringen würden. Die Bremsscheibe 1 wird über eine hochfeste Schraubenverbindung mit einer Nabe 2 verbunden

(Abb. 27.5), die fest auf der Getriebeeingangswelle sitzt. Zwischen dem Motor und der Bremsscheibe wird eine drehelastische Kupplung (z. B. die Periflex-Kupplung wie in Abb. 27.3) oder bei großen Bremsmomenten eine drehstarre Zahnkupplung 3 (Abb. 27.5) eingebaut.

Werden besonders kurze Schaltzeiten in Scheibenbremsen gefordert, wirken die Bremsfedern direkt auf die Bremsbeläge (Abb. 27.6). Das vorgespannte Tellerfederpaket 5, die Reibbeläge 2 und die hydraulische oder pneumatische Einrichtung 4 zum Lüften der Bremse sind dann in einer Baueinheit 3 integriert. Wegen der steifen Federkennlinie hat der Reibbelagverschleiß einen relativ starken Abbau der Anpresskraft zur Folge, sodass die Feder häufiger als in der mit einem Hebelsystem ausgerüsteten Bremse, z. B. nach Abb. 27.4, nachgestellt werden muss.

Wegen des relativ kleinen Massenträgheitsmoments der Scheibe, der ebenen Reibflächen und der günstigen Wärmeabfuhr können Scheibenbremsen bei größeren Flächenpressungen, größeren Reibgeschwindigkeiten und höheren Reibflächentemperaturen arbeiten als Trommelbremsen und dadurch bei gleichem Reibkörperdurchmesser und kleineren Reibbelagflächen eine um ein Vielfaches größere Bremsenergie aufnehmen. Für organisch gebundene Reibwerkstoffe sind bei Reibgeschwindigkeiten bis zu 50 m/s Flächenpressung um  $50 \text{ N/cm}^2$  üblich. In Sonderfällen sind  $120 \text{ N/cm}^2$  möglich. Bei großer Reibflächenbeanspruchung werden

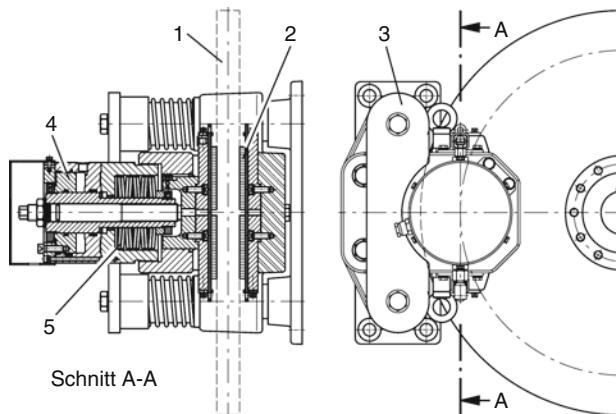


Abb. 27.6 Selbstschließende, hydraulisch lüftende Bremszange 3 mit Bremsscheibe 1 (Fa. Bubenzer)

gesinterte Reibwerkstoffe eingesetzt. Sie erlauben Reibgeschwindigkeiten bis zu 90 m/s. Die Flächenpressung liegt hier i. A. um 150 N/cm<sup>2</sup>. In Sonderfällen kann sie bis 240 N/cm<sup>2</sup> betragen.

Scheibenbremsen mit nur einer Zange, wie z. B. nach Abb. 27.4 oder Abb. 27.6, erzeugen eine den Reibkräften gleichgroße Reaktionskraft (Querkraft) an der Getriebewelle und dadurch ein umlaufendes Biegemoment. Durch den Einbau von zwei symmetrisch zum Scheibendrehpunkt angeordneten, zeitgleich betätigten Zangen lässt sich diese für die Getriebewelle ungünstige Wechselbiegebeanspruchung vermeiden.

## 27.2.2 Das energetische Zusammenspiel zwischen Triebwerk und Bremse

Die während eines Bremsspiels vom Triebwerk in die Bremse eingebrachte mechanische Bremsenergie  $W_{\text{mech}}$  setzt sich im allgemeinen Fall aus den beiden Anteilen  $W_{\Theta}$  und  $W(t)$  zusammen.

$$W_{\text{mech}} = W_{\Theta} + W(t) \quad (27.1)$$

$W_{\Theta}$  ist die bremszeitunabhängige Energie der abzubremsenden rotierenden Teile.  $W$  errechnet sich aus dem Massenträgheitsmoment  $\Theta$  der auf die Bremswelle reduzierten rotierenden Massen und

aus der Drehgeschwindigkeit  $w_1$  zu Bremsbeginn:

$$W_{\Theta} = \frac{1}{2} \Theta \cdot w_1^2 \quad (27.2)$$

$W(t)$  ist der bremszeitabhängige Energieanteil, der während des Bremsprozesses von außen in das Triebwerk eingebracht wird. Z. B. ist dies in einem Kranhubwerk (Abb. 27.7) die potentielle Energie der Masse  $m$ , die auf dem Senkweg  $s = v_1 \cdot t_b / 2$  frei wird. Dabei sind  $v_1$  die Senkgeschwindigkeit der Last zu Bremsbeginn,  $t_b$  die Bremszeit und  $g$  die Erdbeschleunigung.

$$W(t) = \frac{1}{2} m \cdot g \cdot v_1 \cdot t_b \quad (27.3)$$

In anderen Anlagen, z. B. in Windkraftanlagen, wirkt während des Bremsvorgangs ein Zusatzmoment  $M_{\text{zu}}$  auf die Bremswelle. Ist  $M_{\text{zu}}$  über die Bremszeit konstant, dann gilt:

$$W(t) = M_{\text{zu}} \cdot \varphi_b \quad (27.4)$$

Andernfalls ist mit dem mittleren Zusatzmoment zu rechnen. Mit dem Drehwinkel  $\varphi_b$  zwischen Bremsbeginn und Bremsende folgt aus Gl. 27.4:

$$W(t) = \frac{1}{2} M_{\text{zu}} \cdot \omega_1 \cdot t_b \quad (27.5)$$

Um  $W(t)$  nach Gl. 27.3 oder nach Gl. 27.5 klein zu halten, ist eine kurze Bremszeit  $t_b$  anzustreben.

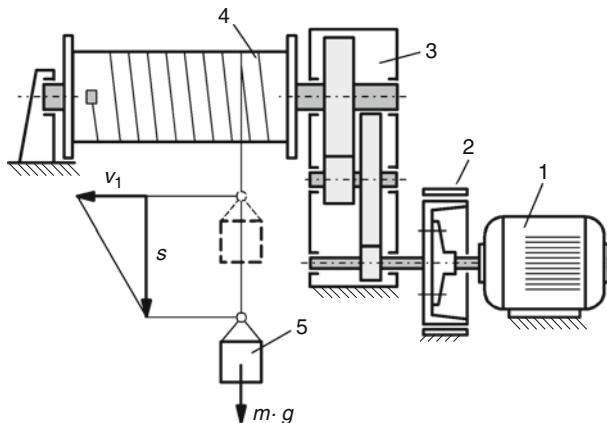


Abb. 27.7 Kranhubwerk, Abbremsen einer Last von der Anfangsgeschwindigkeit  $v_1$  bis zum Stillstand

Aus der Sicht der Bremse gesehen, ist die bei konstantem Bremsmoment  $M_B$  gewandelte Energie

$$W_B = M_B \cdot \varphi_B \quad (27.6)$$

oder mit  $\varphi_B = (\omega_1 \cdot t_b)/2$ :

$$W_B = \frac{1}{2} M_B \cdot \omega_1 \cdot t_b \quad (27.7)$$

Das Zusammenspiel von Triebwerk und Bremse zeigt Abb. 27.8. Die Kennlinie für die vom Triebwerk in die Bremse eingebrachte Energie  $W_{\text{mech}}$  beginnt mit einem endlichen Wert  $W_\Theta$  (Gl. 27.2) und steigt mit  $W(t)$  nach Gl. 27.3 oder nach Gl. 27.5 linear mit der Bremsdauer an. Die Kennlinie  $W_B$  der Bremse nach Gl. 27.7 entspringt dagegen im Ursprung. Das Energiegleichgewicht  $W_{\text{mech}} = W_B$  im Schnittpunkt A bestimmt die Bremszeit  $t_b$  zwischen Bremsbeginn und Stillstand der Bremse. Die Bremszeit  $t_b$  kann deswegen durch Gleichsetzen von Gl. 27.1 und Gl. 27.7 rechnerisch bestimmt werden.

Wenn das wirkliche Bremsmoment kleiner ist als das in der Berechnung zugrunde gelegte, verringert sich die Steigung der Kennlinie  $W_B$ . Dadurch verschiebt sich in Abb. 27.8 der durch die neue Kennlinie  $W'_B$  bedingte Schnittpunkt von A nach A'. Durch die längere Bremszeit  $t'_b$  vergrößert sich die eingebrachte mechanische Energie um  $\Delta W$ . Wenn als Folge davon die mittlere Reibungszahl  $\mu_m$  abfallen würde, würde sich das Bremsmoment

wegen  $M_B = f(\mu_m)$  abermals verkleinern, und die Bremszeit würde sich weiter verlängern. Diese Kettenreaktion kann in Antrieben, bei denen die Bremsenergie mit der Bremszeit wächst, zu gefährlichen Betriebszuständen führen. Deswegen muss durch Nachstellen der Bremsfeder für einen möglichst geringen Abfall der Federkraft infolge des Belagverschleißes gesorgt und durch Wahl geeigneter Reibbeläge sichergestellt werden, dass die mittlere Reibungszahl  $\mu_m$  im Bremsbetrieb nicht unter den der Berechnung zugrunde liegenden Wert abfällt.

Diese Hinweise sind besonders für den Lastfall „Notstop“ von Bedeutung. Hier liegt die Drehgeschwindigkeit  $\omega_1$  zu Bremsbeginn um den Betrag  $\Delta\omega$  oberhalb der Nenndrehgeschwindigkeit  $\omega_{\text{nenn}}$  (Abb. 27.9), denn der Befehl zum Einfallen der Bremse wird erst bei einer festgelegten Überdrehzahl ausgelöst. Ein weiterer Drehgeschwindigkeitsanstieg erfolgt in der Zeit zwischen Einschalten und Eingreifen der Bremse. Der schraffierte Bereich  $\Delta\varphi$  in Abb. 27.9 ist ein Maß für die durch die Drehgeschwindigkeitsvergrößerung  $\Delta\omega$  hervorgerufene Vergrößerung des Drehwinkels  $\varphi_B$ . Es ist  $\varphi_B = \varphi_{\text{nenn}} + \Delta\varphi$ . Der zusätzliche Energieeintrag  $\Delta W$  in Abb. 27.8 infolge der Drehgeschwindigkeitsvergrößerung  $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_{\text{nenn}}$  wächst mit dem Verhältnis  $(\omega_1/\omega_{\text{nenn}})^2$ . Deswegen darf bei der Dimensionierung der Bremse nicht die Nenndrehgeschwindigkeit  $\omega_{\text{nenn}}$ , sondern es muss die Drehgeschwindigkeit  $\omega_1$  zum Zeitpunkt des Einfalls der Bremse zugrunde gelegt werden. Um  $\Delta\omega$  möglichst

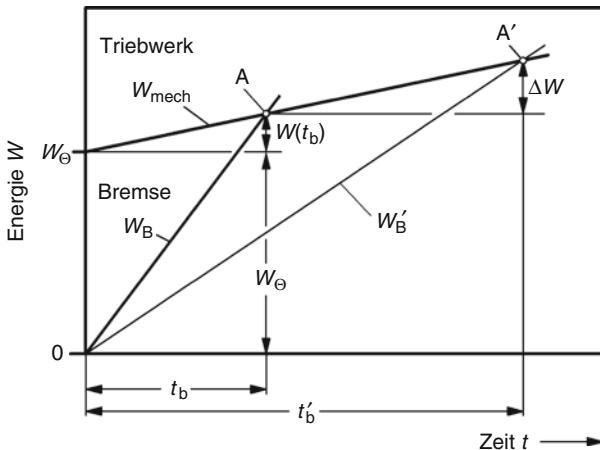


Abb. 27.8 Energetisches Zusammenspiel zwischen Triebwerk und Bremse

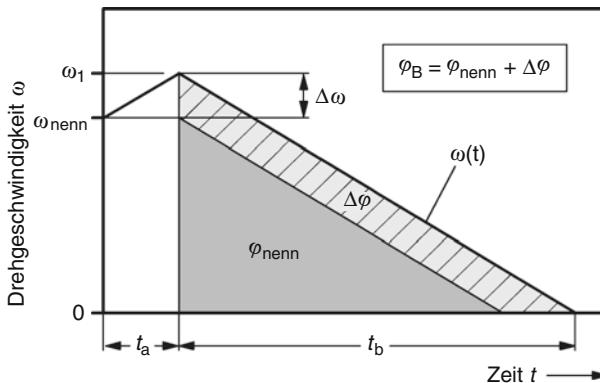


Abb. 27.9 Beziehung zwischen der Nenndrehgeschwindigkeit  $\omega_{\text{nenn}}$ , der Drehgeschwindigkeit  $\omega_1$  bei Bremsbeginn, der Ansprechzeit  $t_a$ , der Bremszeit  $t_b$  und dem Drehwinkel der

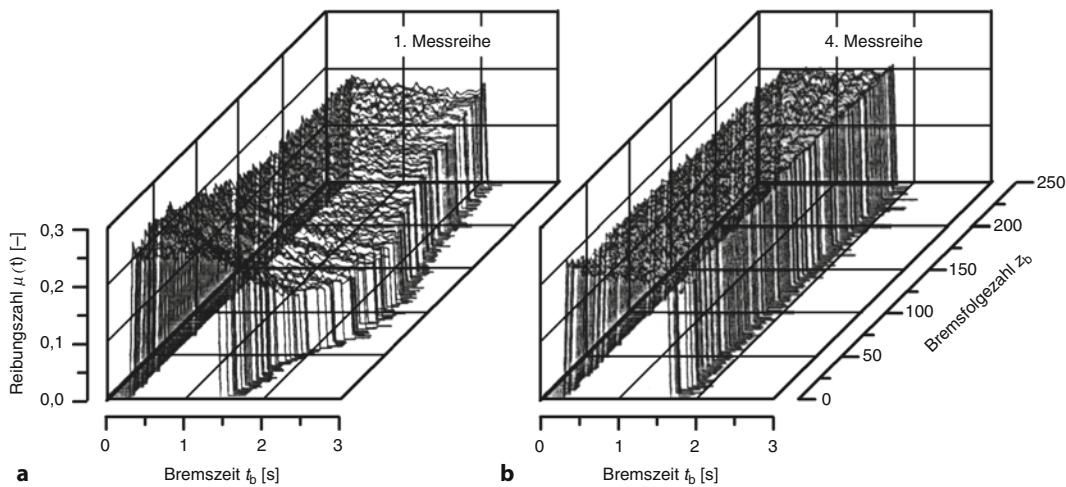
Bremse  $\varphi_B$  unter Berücksichtigung des zusätzlichen Drehwinkels  $\Delta\varphi$  infolge der Überdrehgeschwindigkeit  $\Delta\omega$

klein zu halten, muss die Ansprechzeit der mechanischen Bremse möglichst kurz sein.

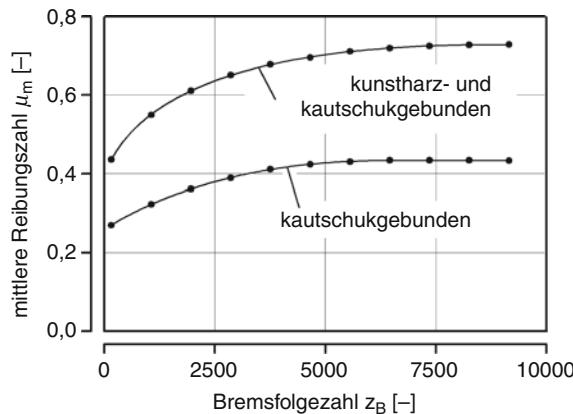
### 27.2.3 Reibungs- und Verschleißeigenschaften der Reibpaarungen

Die Reibwerkstoffe der Beläge bestehen aus einem Gemisch zahlreicher Stoffe, die zusammen mit dem Bindemittel unter großer Temperatur und großem Druck zu dem festen Reibbelag gepresst werden. Während des Einlaufvorgangs verändern

sich die Reibegenschaften. Eingelaufene Reibpaarungen besitzen unter der gleichen Belastung stets gleiche Reibegenschaften. Abb. 27.10 zeigt beispielhaft einen Einlaufvorgang in der Reibpaarung einer 630 mm Trommelbremse. Nach dem Einlauf haben die Diagramme aller weiteren Messreihen das Aussehen wie in Abb. 27.10b, während sich in der ersten Messreihe die Form der  $\mu(t)$ -Kurven, die Bremszeit  $t_b$  und damit die mittlere Reibungszahl  $\mu_m$  relativ stark verändern (Abb. 27.10). Verändert sich eine die thermische Belastung bestimmende Größe, können sich auch die Reibegenschaften verändern. Nach einer bestimmten Belastungsdauer stellt sich ein neuer quasi-stationärer Reibzustand



**Abb. 27.10** Veränderung der Reibungszahlkurven  $\mu(t)$  während des Einlaufs (a) fabrikneuer Belag, (b) eingelaufener Belag nach [3]. Trommelbremse  $d_a = 630 \text{ mm}$  mit organisch gebundenem Reibbelag.  $A_{\text{Reib}} = 1620 \text{ cm}^2$ ,  $p = 23 \text{ N/cm}^2$ ,  $v_1 = 29,7 \text{ m/s}$ , Schalthäufigkeit  $S_h = 120 > \text{h}^{-1}$ ,  $q = 207 \text{ J/cm}^2$ ,  $\dot{q} = 136 \text{ W/cm}^2$ ,  $\vartheta_{G1}$ (1. Bremsung) =  $25^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{G1}$ (250. Bremsung) =  $190^\circ\text{C}$



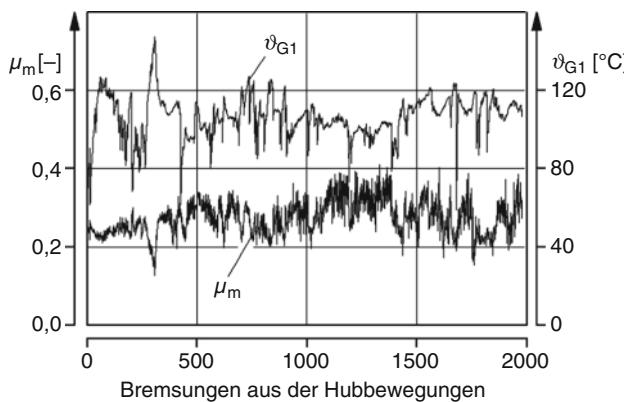
**Abb. 27.11** Veränderung der mittleren Reibungszahl  $\mu_m$  bei relativ kleiner Belastung.  $q = 0,97 \text{ J/cm}^2$ ,  $v_1 = 3 \text{ m/s}$ ,  $p = 23 \text{ N/cm}^2$ ,  $\vartheta_{G1} = 40^\circ\text{C}$ , Trommelbremse  $d_a = 630 \text{ mm}$ ,  $A_{\text{Reib}} = 1620 \text{ cm}^2$  nach [5]

ein, es sei denn, die Reibpaarung ist thermisch überlastet.

Während des Bremsprozesses wandern Metallpartikel aus dem metallischen Reibpartner in die Reibschicht des Belages (Abb. 27.1). Deren Konzentration ist um so größer, je kleiner die thermische Belastung ist. Deswegen kann in langzeitzig unerforderten mechanischen Bremsen die Reibungszahl im Laufe der Betriebszeit relativ groß werden (Abb. 27.11) und zu lokaler großer Reibin-

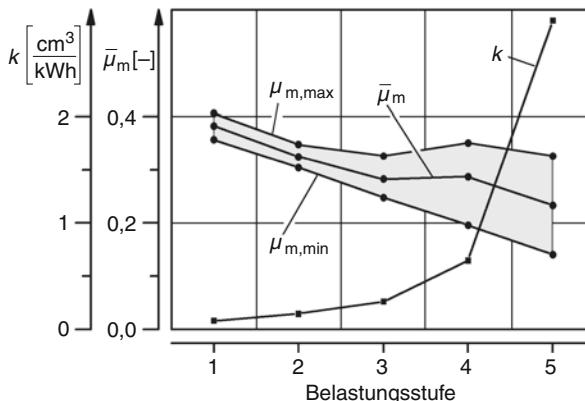
tensität führen. Als Folge davon kann es zur Bildung großflächiger Metallnester im Reibbelag kommen (Fischchenbildung), die ihrerseits wieder die Reibfläche des metallischen Partners zerstören [4]. Reibbeläge mit einem großen Gehalt an Stahlspänen sind hierfür besonders anfällig.

Wie stark sich die thermische Belastung im Kranbetrieb verändern kann, macht die Schwankung der mittleren Reibflächentemperatur  $\vartheta_{G1}$  und der mittleren Reibungszahl  $\mu_m$  in einer Trommel-



**Abb. 27.12** Verlauf der mittleren Reibungszahl  $\mu_m$  und der Reibflächentemperatur  $\vartheta_{G1}$  im Kranbetrieb. Coiltransportkran, organisch gebundener Reibbelag,  $d_a = 710 \text{ mm}$ ,  $A_{\text{Reib}} = 2188 \text{ cm}^2$  nach [3]

$\vartheta_{G1} [\text{°C}]$	140	125	220	210	270
$q [\text{J/cm}^2]$	43	97	97	173	253
$\dot{q} [\text{J/cm}^2]$	174	222	193	261	257
$S_h [1/\text{h}]$	144	60	120	60	90



**Abb. 27.13** Veränderung der Reibungskennzahl  $\bar{\mu}_m$ , der Streubreite von  $\mu_m$  und der Verschleißkennzahl  $k$  in Abhängigkeit von der Belastung nach [3]. Organisch gebundener Reibbelag, Trommelbremse,  $d_a = 630 \text{ mm}$ ,  $A_{\text{Reib}} = 1723 \text{ cm}^2$ ,  $p = 23 \text{ N/cm}^2$

bremse eines Hüttenkrans deutlich (Abb. 27.12). Das Ergebnis stammt aus einer langzeitigen Betriebsmessung.

Abb. 27.13 zeigt, wie die Reibungskennzahl  $\bar{\mu}_m$  in der Reibpaarung in einer Trommelbremse mit steigender Belastung abfällt, wie sich gleichzeitig das Streuband ( $\mu_{m,\max}$ ,  $\mu_{m,\min}$ ) innerhalb einer Messreihe, bestehend aus 60 hintereinander unter gleicher Belastung gefahrener Bremsungen, ver-

breitert. Der progressive Anstieg der Verschleißkennzahl  $k$  im Bereich der höheren Belastungsstufen deutet auf eine thermische Überlastung der Paarung hin.

**Funktionsmechanismus** In der Kontaktzone zwischen dem Reibbelag und dem rotierenden metallischen Reibpartner wirkt ein für die Reibpaarungen lebensnotwendiger Funktionsmechanismus, der

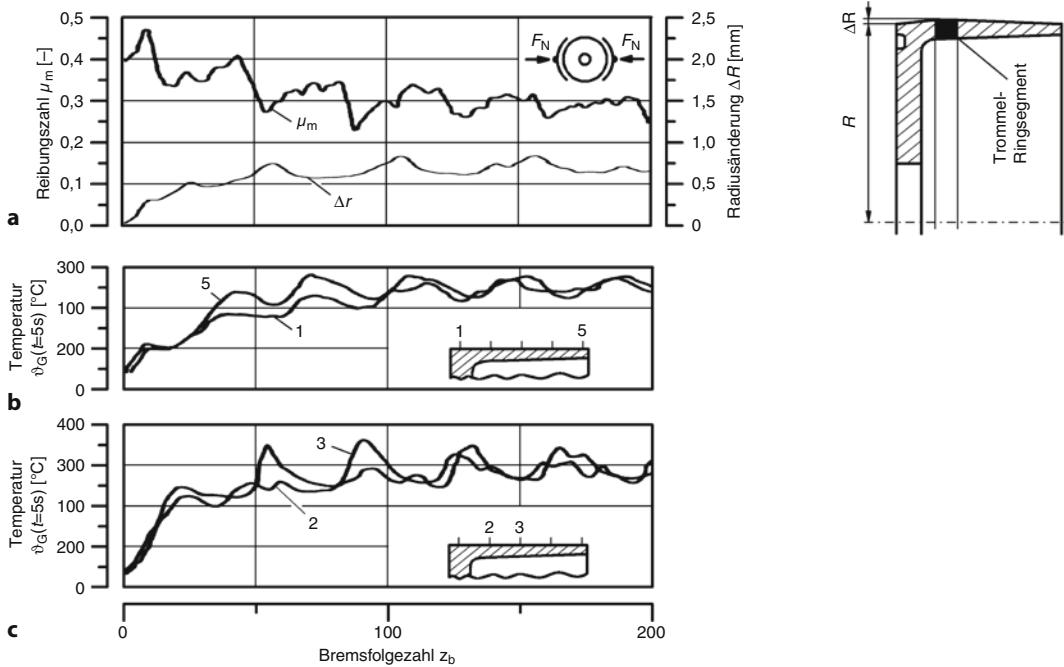


Abb. 27.14 a davon abhängig die periodische Veränderung des Radius  $R$  eines Trommelringsegments und der mittleren Reibungszahl  $\mu_m$  nach [6]. Organisch gebundener Reibbelag,  $d_a = 630 \text{ mm}$ ,  $A_{\text{Reib}} = 1620 \text{ cm}^2$ ,  $p = 23 \text{ N/cm}^2$ ,  $v =$

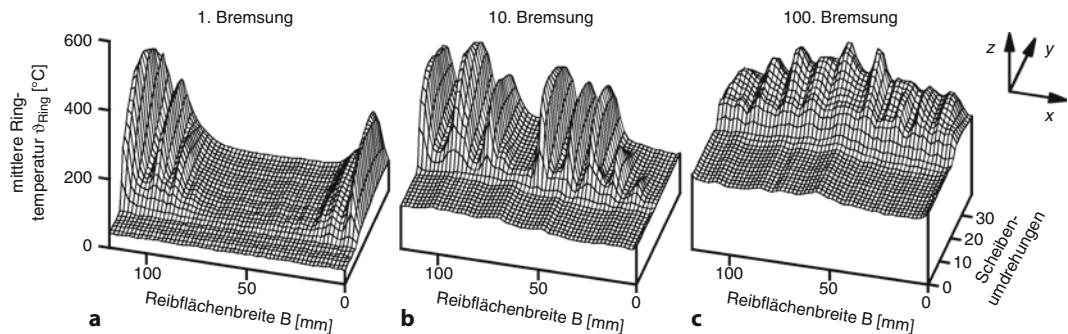
$29.6 \text{ m/s}$ ,  $q = 248 \text{ J/cm}^2$ ,  $\dot{q} = 205 \text{ W/cm}^2$ , Schalthäufigkeit  $S_h = 82 \text{ h}^{-1}$ . b und c Schwingende Temperaturen  $\vartheta_G(t = 5 \text{ s})$  in einer Trommelreibfläche, aufgezeichnet jeweils 5 s nach Bremsende

auf der Regenerationsfähigkeit des Reibwerkstoffes beruht und zur ungleichen Verteilung der Belastung über die Reibfläche führt. Wie sich dieser Mechanismus in den Reibeigenschaften einer 630 mm Trommelbremse widerspiegelt, zeigt Abb. 27.14. Dort sind die zeitlich veränderlichen Zustandsgrößen in der Reibfläche dargestellt, wie sie während 200 nacheinander unter gleicher Belastung und in gleichen zeitlichen Abständen gefahrener Bremsungen gemessen wurden [6]. Die Temperaturen in den Außenbereichen der Trommelreibfläche (Messstellen 1 und 5 in Abb. 27.14) schwingen mit einer Schwingungsdauer von über 30 min entgegengesetzt zu denen im Innenbereich (Messstellen 2 und 3 in Abb. 27.14). Infolge der Wärmedehnung verändern sich im gleichen Rythmus die zugehörigen Trommelringdurchmesser (in Abb. 27.14, dargestellt durch die Radiusänderung  $\Delta r$ ), so dass sich die Trommelreibfläche quer zur Reibrichtung abwechselnd konvex und konkav wölbt. Selbst die mittlere Reibungszahl  $\mu_m$  schwingt (Abb. 27.14),

weil die maximalen Temperaturen im Innenbereich der Reibfläche (Abb. 27.14) größer sind als die maximalen Temperaturen an den Trommelrändern (Abb. 27.14).

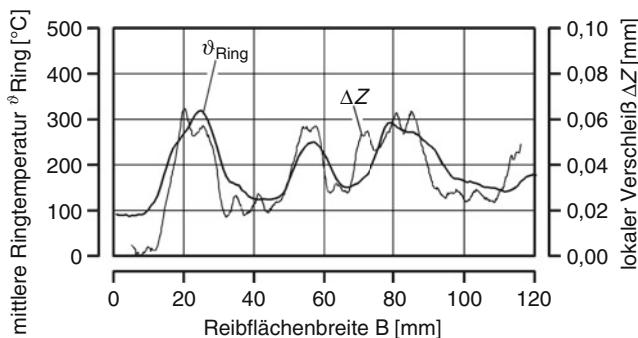
Der hier beobachtete Mechanismus wirkt auch in den Reibpaarungen von Scheibenbremsen, wie Abb. 27.15 zeigt [4]. Die drei Diagramme sind jeweils drei unterschiedlichen Bremsungen innerhalb einer Messreihe zugeordnet. Sie zeigen die Temperaturverteilung über der Reibflächenbreite ( $x$ -Achse) und in Abhängigkeit von der Zahl der Scheibenenumdrehungen ( $y$ -Achse) während jeweils eines Bremsvorgangs. Die Temperaturmesswerte sind über die einzelnen gedachten Reibringe der Scheibe gemittelte Werte. Während der ersten Bremsung (Abb. 27.15) überträgt der Reibbelag die Reibkraft nur in zwei eng begrenzten ringsegmentförmigen Flächenbereichen an den beiden Rändern. Im Laufe der unter gleichen Belastungen und gleichen zeitlichen Abständen gefahrenen Bremsungen beteiligen sich weitere Flächenbereiche. Es bilden

## 27.2 · Industriebremsen



**Abb. 27.15** Veränderung der lokalen Reibflächentemperaturverteilung in einer Bremsscheibe im Laufe einer Messreihe mit einem organisch gebundenen Reibbelag [nach 4]. Schei-

be aus St 52-3,  $d_a = 630 \text{ mm}$ ,  $A_{\text{Reib}} = 2 \times 319 \text{ cm}^2$ ,  $p = 65 \text{ N/cm}^2$ ,  $v = 32,2 \text{ m/s}$ , Schalthäufigkeit  $S_h = 15 > \text{h}^{-1}$ ,  $q = 1190 \text{ J/cm}^2$ ,  $\dot{q} = 670 \text{ W/cm}^2$



**Abb. 27.16** Gleichklang von lokaler Temperatur und lokalem Verschleiß innerhalb einer Bremsung nach [7]. Scheibenbremse mit organisch gebundenem Reibbelag.  $d_a = 630 \text{ mm}$ ,

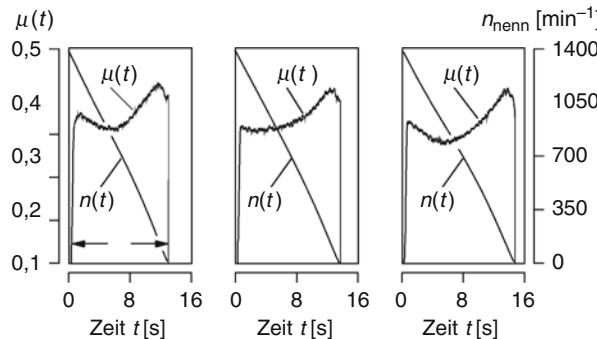
$A_{\text{Reib}} = 2 \times 319 \text{ cm}^2$ ,  $p = 70 \text{ N/cm}^2$ ,  $v = 40,2 \text{ m/s}$ ,  $q = 1860 \text{ J/cm}^2$ ,  $\dot{q} = 900 \text{ W/cm}^2$

sich über der Reibflächenbreite ausgeprägte Temperaturberge und -täler (Abb. 27.15), die sich im Laufe der weiteren Bremsungen vergleichmäßigen (Abb. 27.15) und dabei ständig ihre Lage verändern. Je größer die Härte des Reibbelags ist, um so höher sind die lokalen maximalen Temperaturen.

In dem Reibring, in dem augenblicklich die größte Temperatur herrscht, ist auch der augenblickliche Belagverschleiß am größten. Das zeigt in Abb. 27.16 der Vergleich der während einer Bremsung über die Reibflächenbreite gemessenen Temperaturverteilung mit der während dieser Bremsung erzeugten lokalen Verschleißhöhe. Die über die Reibflächenbreite gemessene mittlere Reibringtemperatur und der lokale Verschleiß verändern

sich synchron. Je ungleichmäßiger die Temperatur über die Reibfläche verteilt ist, umso unregelmäßiger schwankt der lokale Verschleiß und umso größer ist der globale Verschleiß.

Solange der hier beschriebene Funktionsmechanismus, der sich in den ständig ändernden lokalen Temperaturen widerspiegelt, wirksam ist, arbeiten die Reibpaarungen sehr zuverlässig und sie besitzen erstaunlich gut reproduzierbare Reib-eigenschaften (s. Abb. 27.17). Wenn die Reibpaarung thermisch überlastet wird, wird dieser Mechanismus außer Kraft gesetzt. Das Reibsystem befindet sich dann in einem instabilen Zustand mit der Folge, dass die Reibungszahlen stark abfallen und der Verschleiß der Beläge stark ansteigt (Fading).



**Abb. 27.17** Verlauf der Reibungszahl während drei hintereinander gefahrener Notstoppremungen. Sinterbelag gegen Scheibe aus St 52-3,  $d_a = 700 \text{ mm}$ ,  $A_{\text{Reib}} = 400 \text{ cm}^2$ , Lastfall 14 nach **Tab. 27.1** (nach [2]).

## 27.2.4 Dimensionierung der Reibpaarungen von Industriebremsen

**Einführung** Wegen der Komplexität der Reibwerkstoffe, und wegen der von Einsatzfall zu Einsatzfall stark differierenden Belastungszustände, gibt es über sie weder Normen noch verlässliche Belastungskennwerte in den Katalogen der Reibbelagshersteller. Wegen der unterschiedlichen Beanspruchungsart dürfen an kleinflächigen Proben gewonnene Belastungskennwerte nicht auf großflächige Reibsysteme übertragen werden. Deswegen ist es schwierig, eine Industriebremse für einen bestimmten Einsatzfall ohne durch Versuche abgesicherte Belastungskennwerte beanspruchungsgerecht zu dimensionieren. Dieses Kapitel gibt dafür eine Hilfestellung.

**Positionierung der Bremse** Aus Gl. 27.7 ergibt sich der Zusammenhang zwischen dem Bremsmoment  $M_B$ , der Drehgeschwindigkeit  $\omega_B$  der Bremsscheibe oder -trommel und der eingebrachten Bremsenergie  $W_B$ .

$$M_B \cdot \omega_B = \frac{2 \cdot W_B}{t_b} \quad (27.8)$$

Gl. 27.8 zeigt, dass es günstig ist, die Bremsscheibe oder -trommel auf die schnelllaufende Welle eines Antriebssystems zu setzen, um so bei gleicher Bremszeit  $t_b$  zu einem kleinen Bremsmoment  $M_B$  und damit zu einem leichten Bremssystem zu kommen. Zu beachten ist in Gl. 27.8, dass die

Bremszeit  $t_b$  auch in der Bremsenergie  $W_B$  enthalten ist, wenn diese den zeitabhängigen Energieanteil  $W(t)$  nach Gl. 27.3 bzw. Gl. 27.5 einschließt.

**Lastkombination** Die thermische Belastung der Reibfläche wird bestimmt durch das Zusammenspiel der Reibflächengrundtemperatur  $\vartheta_{G1}$ , der flächenbezogenen Reibarbeit  $q$  und der Reibleistung  $\dot{q}$ . Diese drei Belastungskenngrößen sind von Einsatzfall zu Einsatzfall unterschiedlich groß. Sie werden als gleichverteilt über die Reibfläche angenommen, da sich die maximale lokale Reibflächenbeanspruchung wegen der Vielzahl der gleichzeitig wirkenden Einflussgrößen nicht berechnen lässt. Die für jeden Einsatzfall spezifische Reibflächengrundtemperatur  $\vartheta_{G1}$ , flächenbezogene Reibarbeit  $q$  und flächenbezogene Reibleistung  $\dot{q}$  bilden jeweils eine Lastkombination (LK). Auf bewährte Lastkombinationen stützt sich die hier gegebene Hilfestellung bei der Dimensionierung der Reibpaarungen großer Industriebremsen.

**Ermittlung der Belastungskenngrößen** Die Reibflächengrundtemperatur  $\vartheta_{G1}$  ist die mittlere Temperatur in der Reibfläche des metallischen Reibpartners bei Bremsbeginn. Sie wird bestimmt durch die eingebrachte Reibenergie pro Bremsung, durch die Zahl der Bremsungen pro Zeiteinheit, ferner durch die Kühlverhältnisse in der Bremse. Die mittlere Reibflächentemperatur kann überschlägig nach DIN 15434, Teil 1 oder mit Hilfe der FE-Methode ausreichend genau berechnet werden, wenn das

Programm und die Modellparameter vorher durch Messungen verifiziert wurden.

Die flächenbezogene Reibarbeit  $q$  lässt sich aus der in ▶ Abschn. 27.2.2 ermittelten Bremsenergie  $W_B$  und der nutzbaren Belagreibfläche  $A_{\text{Reib}}(\text{cm}^2)$  berechnen. Aus Gl. 27.7 folgt:

$$\text{Reibarbeit } q = \frac{W_B}{A_{\text{Reib}}} \quad (27.9)$$

Die flächenbezogene Reibleistung  $\dot{q}$  zu Beginn der Bremsung errechnet sich  $\dot{q} = (\dot{q} \cdot t_b)/2$  und Gl. 27.7:

$$\text{Reibleistung } \dot{q} = 2 \cdot \frac{W_B}{A_{\text{Reib}}} \cdot t_b \quad (27.10)$$

Wenn die Reibgeschwindigkeit  $v_1$ , die Flächenpressung  $p$  und die mittlere Reibungszahl  $\mu_m$  bekannt sind, lässt sich die Reibleistung auch mit  $\dot{q} = v_1 \cdot p \cdot \mu_m$  berechnen.

**Zusammenwirken der Belastungskenngrößen im Bremsprozess** Grundsätzlich bestimmen die Größe und Wirkzeit der maximalen Reibflächentemperatur die Reibungs- und Verschleißeigenschaften der Reibpaarung. Die Reibflächengrundtemperatur  $\vartheta_{G1}$ , die Reibarbeit  $q$  und die Reibleistung  $\dot{q}$  sind deswegen so gegeneinander abzuwägen, dass deren gemeinsame Wirkung den Reibwerkstoff durch eine zu große Reibflächentemperatur nicht schädigt, sondern annehmbare Reibungs- und Verschleißeigenschaften ermöglicht.

Dabei ist zu beachten, dass das Gewicht jeder dieser drei Belastungskenngrößen in jeder Belastungskombination ein anderes ist. Im Bereich kleiner Reibgeschwindigkeiten sind die Reibflächengrundtemperatur  $\vartheta_{G1}$  gemeinsam mit der Reibarbeit  $q$  die bestimmenden Größen für die thermische Belastung der Reibfläche. Je kleiner die Reibflächengrundtemperatur ist, umso größer kann die eingebrachte Energie sein.

Mit steigender Reibgeschwindigkeit wächst das Gewicht der Reibleistung  $\dot{q}$ . In Bremsen mit relativ großen Reibgeschwindigkeiten wird die Reibleistung zur bestimmenden Größe. Die durch sie hervorgerufenen Spitzentemperaturen reichen dann möglicherweise alleine aus, um die Reibpaarung zu schädigen, selbst wenn die Bremse bei Raumtemperatur startet und die eingebrachte Reibleistung

verhältnismäßig klein ist. In solchen Fällen muss ein stärker belastbarer Reibbelag gewählt werden. Falls dies nicht möglich ist, muss bei Inkaufnahme einer größeren Bremszeit die flächenbezogene Reibleistung  $\dot{q}$  durch Reduzierung der Flächenpressung  $p$  verkleinert werden. Falls dies nicht erwünscht ist, muss ein größeres Bremssystems eingesetzt werden.

Bei Reibgeschwindigkeiten größer als 50 m/s empfehlen sich Sinterreibbeläge. □ Abb. 27.17 zeigt den arteigenen Verlauf der Reibungszahl. Die nahezu unveränderte Form der  $\mu(t)$ -Kurven in drei nacheinander unter hoher thermischer Belastung gefahrener Notstoppbremsungen ist ein Zeichen für die große Zuverlässigkeit der Reibpaarung. Die besondere Form der  $\mu(t)$ -Kurven erklärt sich über die mit der Bremszeit abnehmende Reibflächenbelastung. Zu Bremsbeginn ist die Reibungszahl wegen der großen Reibleistung und der dadurch bedingten hohen Spitzentemperaturen relativ klein. Sie fällt wegen der trotz abnehmenden Reibgeschwindigkeit zunächst steigenden Reibflächentemperatur weiter ab, durchläuft einen Tiefpunkt und steigt im Gebiet kleiner Reibgeschwindigkeit bei nun fallender Reibflächentemperatur wieder an. Die Form der Reibungszahlkurve in □ Abb. 27.17 ist also systembedingt. Eine konstante Reibungszahl  $\mu(t)$  über die gesamte Bremszeit ist nicht möglich.

**Hilfestellung bei der Dimensionierung der Industriebremse durch Orientierung an bewährten Lastkombinationen** Um dem Konstrukteur eine Hilfestellung zu geben, sind in □ Tab. 27.1 ausgesuchte Lastkombinationen zusammengestellt, unter denen große Trommel- und Scheibenbremsen in Industrieanlagen erfolgreich arbeiten können. Den unter der Spalte „Belastungsart“ mit  $N$  bezeichneten Lastkombinationen sind besonders große Belastungskennwerte zugeordnet. Diese Lastkombinationen gelten für den Notstoppbetrieb, das heißt bis zu drei in relativ kurzen Zeitabständen hintereinander liegenden Bremsungen. Dagegen ertragen die Bremsen der mit  $B$  gekennzeichneten Lastkombinationen eine Vielzahl von hintereinander gefahrener Bremsungen ohne zu versagen, wobei die Schalthäufigkeit nicht so groß werden darf, dass die zulässige Reibflächentemperatur wesentlich überschritten wird. Die Bremse arbeitet in diesen Fällen als so genannte Betriebsbremse ( $B$ ). Er-

Tabelle 27.1 Ertragbare Lastkombinationen für Industriebremsen. Es bedeuten: B Betriebsbremse, N Notstoppbremse.

LKNr.	$d_a$	$A_{Reib}$	$v_1$	$p$	$q$	$\dot{q}$	$\vartheta_{G1}$	$\mu_m$	$k$ Belag	Belag-Nr.	Belastungsart
	mm	cm <sup>2</sup>	m/s	N/cm <sup>2</sup>	J/cm <sup>2</sup>	W/cm <sup>2</sup>	°C	-	cm <sup>3</sup> /kWh		
a) Trommelbremsen mit organisch gebundenen Belägen											
1	630	1620	8,0	23	256	64	150	0,35	0,25	1	B
2	630	1620	18,0	23	114	137	150	0,33	0,45	1	B
3	630	1620	30,0	23	256	207	150	0,30	0,65	1	N
4	630	1723	19,8	23	43,3	159	120	0,35	0,08	2	B
5	630	1723	29,7	23	97,5	246	150	0,36	0,15	3	N
6	630	1723	29,7	23	97,5	143	200	0,21	0,85	3	N
7	630	1723	39,6	23	173,0	191	200	0,21	1,50	3	
b) Scheibenbremsen mit organisch gebundenen Belägen											
8	630	722	21,1	80	439	540	240	0,32	1,5	4	B
9	630	722	25,1	80	620	602	280	0,30	2,8	4	B
10	630	638	32,2	120	1206	966	320	0,25	2,1	5	N
11	680	800	11,1	55	3019	244	250	0,41	1,3	6	B
12	680	800	16,6	55	6751	398	330	0,30	2,5	6	N
c) Scheibenbremsen mit gesinterten Belägen											
13	700	400	12,0	240	1507	1100	100	0,38	0,3	7	B
14	700	400	41,8	240	18440	3200	100	0,33	0,65	7	N
15	1000	720	45,5	108,2	1675	2580	50	0,40	-	8	N
16	1000	416	47,1	170,4	2900	2420	50	0,38	-	8	N
17	1000	720	91,1	192,6	6700	5240	50	0,34	-	8	N

fahren diese Bremsen bei einem gelegentlichen Notstop erheblich größere Belastungen als unter dem betreffenden Lastfall  $B$  angegeben, ist mit einem Abfall der mittleren Reibungszahl zu rechnen.

An der Tabelle 27.1 kann sich der Konstrukteur bei der Auslegung seiner Bremse orientieren, nachdem er vorher die drei für seinen Belastungsfall gültigen Kenngrößen  $\vartheta_{G1}$ ,  $q$  und  $\dot{q}$  berechnet hat. Auch wenn keine der in Tabelle 27.1 aufgeführten Belastungskombinationen für die zu projektierende Bremse zutrifft, lässt sich doch anhand ihrer Belastungskennwerte abschätzen, ob das ins Auge gefasste Bremssystem in einem realistischen Bean-

spruchungsgebiet liegt, ob es möglicherweise unterfordert oder überlastet sein könnte. So ist es z. B. möglich, innerhalb einer Belastungskombination die Reibarbeit zu vergrößern, wenn gleichzeitig die Reibleistung verkleinert wird, und umgekehrt. Zu beachten ist dabei allerdings entsprechend den Ausführungen im Abschnitt „Zusammenwirken der Belastungskenngrößen im Bremsprozess“, dass zwischen der Reibarbeit und der Reibleistung kein linearer Zusammenhang besteht.

Die Angaben in der Tabelle 27.1 gelten für leistungsfähige, in der Praxis erprobte Reibwerkstoffe. Wegen der stark unterschiedlichen Eigenschaften

### 27.3 · Reibscheibenbremsen

ten der Reibbeläge muss der passende Reibbelag stets gemeinsam mit dem Reibbelagerhersteller ausgewählt werden.

## 27.3 Reibscheibenbremsen

Wegen der zentrischen Anordnung der Reibelemente liegen Eingangs- und Ausgangswelle in einer Achse, sodass die Bremse gleichzeitig auch als Reibkupplung eingesetzt werden kann (Abb. 27.19). Der eine Reibpartner ist i. A. die ringförmige innenverzahnte, rotierende massive oder mit Lüftungskanälen ausgerüstete Reibscheibe 1 (Abb. 27.18). Sie besteht aus Grauguss mit besonders guten Wärmeleiteigenschaften, aus Sphäroguss oder seltener aus Stahl. Der andere aussenverzahnte Reibpartner 3 kann eine Metallscheibe (Lamelle) sein, die ein- oder beidseitig mit organisch gebundenen Reibbelägen, im Falle großer thermischer Belastung auch mit Sinterbronze, belegt ist. Durch Parallelschalten (Abb. 27.19) mehrerer dieser Reibpaarungen (Mehrscheibenbremse) kann die Bremse relativ große Reibmomente übertragen. Bei besonders hoher thermischer Belastung kann die außenver-

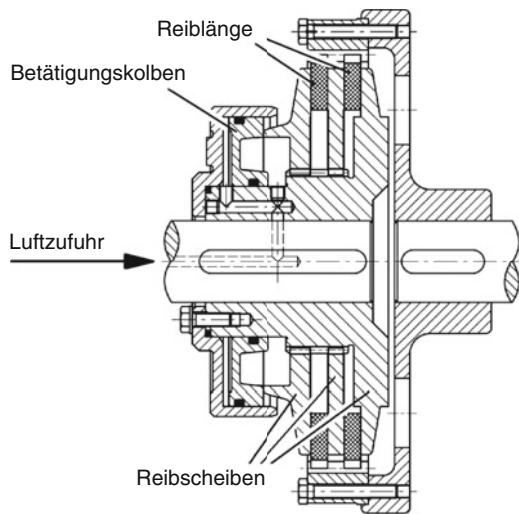


Abb. 27.19 Pneumatisch betätigtes Zweischeiben-Reibbremsen mit axialem Luftzufuhr (Fa. Desch)

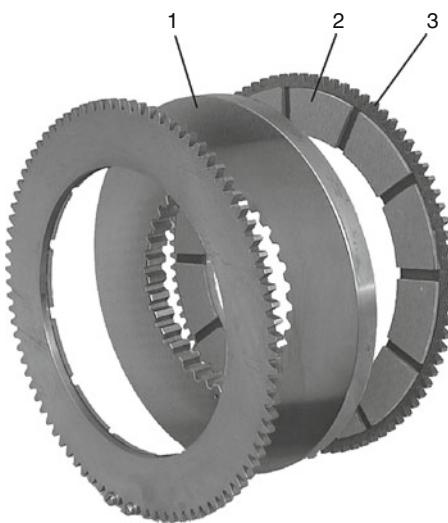


Abb. 27.18 Reibpaarung einer Einscheiben-Bremse, mit innenverzahnter, massiver Scheibe 1, zwei genuteten Reibbelagerringen 2, geklebt auf aussenverzahnte Stahllamellenträger 3

zahnte Scheibe ein aus Reibwerkstoffkomponenten gesinterter massiver Ring sein. Die Anpresskraft zwischen den Belägen kann durch mechanische Federn, aber auch pneumatisch oder hydraulisch aufgebracht und in diesen Fällen durch Veränderung des Luft- oder Öldrucks verstellt werden [8].

In den Kontaktflächen zwischen den Reibscheiben und den Lamellen wirkt der gleiche Mechanismus wie in teilbelegten Trommel- und Scheibenbremsen, das heißt die lokale Reibflächenbelastung ändert ständig ihre Größe.

Infolge der voll überdeckten Reibflächen ist die Wärmeabfuhr aus der Kontaktzone kleiner als bei offenliegenden teilbedeckten Bremsscheiben. Gauiger [9] zeigt die Beziehung zwischen den Belastungsgrößen und dem Reibbelagverschleiß. Für den wirtschaftlichen Betrieb von Reibscheibenbremsen mit organisch gebundenen Belägen gibt er folgende Grenzwerte für die Reibflächenbelastung an: Reibflächengrundtemperatur  $\vartheta_{G1} = 150^\circ\text{C}$ , Reibarbeit  $q = 150 \text{ J/cm}^2$  und Reibleistung  $\dot{q} = 400 \text{ W/cm}^2$ , wobei diese drei Größen innerhalb einer Bremsung nicht gleichzeitig ihren Maximalwert erreichen dürfen.

## Literatur

1. Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 20. Aufl., Kapitel U 18
2. Severin, D., Peter, M.: Aufgabe, Funktion und Auslegung von Reibpaarungen in Bremsen von Windkraftanlagen. Antriebstechnisches Kolloquium, Aachen (2005)
3. Kleinjan, O.: Die Dimensionierung von Industriebremsen unter Berücksichtigung der Reibwerkstoffeigenschaften. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 265
4. Severin, D., Dörsch, S.: Friction mechanism in industrial brakes. Wear 8966, 1–9 (2001)
5. Musiol, F.: Erklärung der Vorgänge in der Kontaktzone von trockenlaufenden Reibpaarungen über gesetzmäßig auftretende Phänomene im Reibprozess. Dissertation, TU-Berlin (1994)
6. Lührsen, B.: Wirkung der thermischen Belastung auf die Reibpaarungen großer Trommel- und Scheibenbremsen. Dissertation, TU-Berlin (1987)
7. Dörsch, S.: Periodische Veränderung lokaler Kontaktgrößen in Reibpaarungen trockenlaufender Bremsen. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 372
8. Geilker, U.: Industiekupplungen: Funktion, Auslegung, Anwendung. Verlag Moderne Industrie (1999)
9. Gauger, D.: Wirkmechanismen und Belastungsgrenzen von Reibpaarungen trockenlaufender Kupplungen. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 301

# Schwingungen und Geräusche

*Holger Marschner, Alexander Pfaff, Paul Leibolt und Giuseppe Maggi-Trovato*

## 28.1 Einleitung – 629

## 28.2 Erscheinungsformen – 629

- 28.2.1 Rubbeln (Judder) – 630
- 28.2.2 Quietschen (Squeal) – 631
- 28.2.3 Knarzen (Creep Groan) – 633
- 28.2.4 Muhen (Moan) – 634
- 28.2.5 Heulen (Howl) – 635
- 28.2.6 Klappern (Rattle) – 635
- 28.2.7 Klacken (Clonk) – 636
- 28.2.8 Schleifen (Wire brush) – 636
- 28.2.9 Zwitschern (Chirp) – 636
- 28.2.10 Knarren (Creak) – 636
- 28.2.11 Betätigungsgeräusche – 636

## 28.3 Entstehungsmechanismen – 636

- 28.3.1 Fremderregte Schwingungen – 637
- 28.3.2 Selbsterregte Schwingungen – 639

## 28.4 Abhilfemaßnahmen – 643

- 28.4.1 Allgemeingültige Maßnahmen – 643
- 28.4.2 Maßnahmen gegen Rubbeln – 644
- 28.4.3 Maßnahmen gegen Quietschen – 644
- 28.4.4 Maßnahmen gegen Knarzen – 646

28.4.5 Maßnahmen gegen Muhen, Heulen und Zwitschern – 646

28.4.6 Entwicklungsmethodik – 646

**28.5 Ausblick – 646**

**Literatur – 647**

## 28.1 Einleitung

Die meisten Schwingungen und Geräusche, die im Zusammenhang mit der Bremsung von Fahrzeugen auftreten, beeinträchtigen den Fahrkomfort und werden daher als störend empfunden. Ausnahmen bilden vibroakustische Informationen, die dem Fahrer eine gewünschte Rückmeldung über den Betriebszustand seines Fahrzeugs geben. Beispiele gewollter Geräusche bzw. Vibrationen sind das typische Klicken eines Blinker-Relais, das Betriebsgeräusch einer elektrischen Feststellbremse, Vibrieren eines Fahrdynamik-Regelsystems (ABS oder Spurhalteassistent) oder das Quietschen einer akustischen Belagsverschleißanzeige. Von derartigen Geräuschen erwartet der Fahrer, dass sie zuverlässig und reproduzierbar auftreten, aber nie lästig wirken.

Beide Aufgaben, das Vermeiden unerwünschter Geräusche sowie das Erzeugen gewünschter Schallereignisse, sind gleichermaßen anspruchsvoll und stellen den Entwicklungingenieur oft vor eine Herausforderung. Eine zielführende Geräuschoptimierung erfordert sowohl die Kenntnis über die Wirkmechanismen der zugrundeliegenden Schwingungen als auch eine methodische Vorgehensweise. In **Abb. 28.1** ist die Wirkkette von der Erregungsquelle bis zur subjektiven Wahrnehmung eines Geräusches skizziert. Sie gibt dem Entwickler die Möglichkeit, seine Arbeitspakete entsprechend der jeweiligen Übertragungsschritte zu gestalten und auch bei der Lösungsfindung Maßnahmen in jeder Stufe zu planen. Die Geräuschbearbeitung beginnt in der Regel mit der Problemanalyse, das heißt mit der Untersuchung der akustischen Erscheinungsformen und deren subjektiven Wahrnehmung:

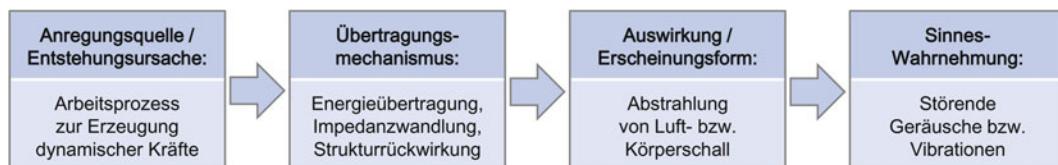
- Analysieren der Erscheinungsformen und deren subjektiven Wahrnehmung

- Identifizieren der Entstehungsursache und der Erregungsart
- Ermitteln der Übertragungsmechanismen und Wechselbeziehungen
- Erarbeiten von Abhilfemaßnahmen, Vermeiden von Zielkonflikten

## 28.2 Erscheinungsformen

Die Erscheinungsformen auftretender Bremsgeräusche und Vibrationen sind recht vielfältig. Noch vielfältiger sind allerding die Begriffe, mit denen die jeweiligen Geräusche bezeichnet werden. In den meisten Sprachen lässt sich der Klang vieler Geräusche bereits durch die betonte Aussprache der Vokale und Konsonanten in ihren Namen ableiten: Brummen, Klappern, Knarren, Quietschen, Ticken und Zischen seien als Beispiele genannt, unter denen sich bereits erahnen lässt, welches Geräusch man zu erwarten hat.

Keinen Hinweis liefert der Name des Geräusches auf dessen Herkunftsquelle bzw. Entstehungsursache: Niemand wird in einer zwitschernden oder muhenden Bremse ernsthaft nach Vögeln oder Hufieren suchen. Aus diesem Grund ist es sinnvoll, möglichst standardisierte Namen zu benutzen, um aus dem Geräusch mehr ableiten zu können, als nur seinen Klang. In der Bremsenentwicklung hat sich ein Quasi-Standard etabliert, mit dessen Hilfe Fachleute auf internationaler Ebene Geräuschphänomene sachlich miteinander diskutieren können. In **Tab. 28.1** sind die am häufigsten auffällenden Bremsgeräusche (bzw. die in den Entwicklungsabteilungen der Fahrzeug- und Bremsenhersteller am intensivsten bearbeiteten Schwingungsprobleme) aufgelistet. Darin sind tatsächlich Bremsgeräusche wie Zwitschern und Muhen enthalten, die



**Abb. 28.1** Wirkkette der Schallentstehung in Anlehnung an [1]

**Tabelle 28.1** Übersicht typischer Bremsgeräusche [9]

Rang	Dt. Bezeichnung	En. Bezeichnung	Geschwindigkeit	Druck	Temperatur	Grundfrequenz
1)	Rubbeln	Judder	80 km/h – $V_{max}$	10 – 20 bar	RT – 800 °C	10 – 200 Hz
2)	Quietschen	Squeal	0 – 10 km/h	5 – 30 bar	RT – 300 °C	1 – 20 kHz
3)	Knarzen	Creep groan	0 – 1 km/h	5 – 20 bar	Raumtemp.	50 – 200 Hz
4)	Muhen	Moan	0 – 10 km/h	0 – 10 bar	Raumtemp.	200 – 500 Hz
5)	Heulen	Howl	0 – 10 km/h	0 – 10 bar	Raumtemp.	500 – 1.000 Hz
6)	Klappern	Rattle	0 – 80 km/h	0 bar	unabhängig	50 – 1.000 Hz
7)	Klacken	Clonk	Richtungswechsel	> 5 bar	unabhängig	50 – 1.000 Hz
8)	Schleifen	Wire brush	0 – 10 km/h	5 – 30 bar	RT – 300 °C	50 Hz – 16 kHz
9)	Zwitschern	Chirp	0 – 10 km/h	5 – 30 bar	RT – 300 °C	1 – 16 kHz
10)	Knarren	Creak	Stillstand	0 – 10 bar	unabhängig	50 – 1.000 Hz

aber nicht willkürlich gewählt wurden, sondern einen feststehenden Begriff bilden.

Neben der Namensgebung werden Störgeräusche zur weiteren Unterscheidung häufig auch nach Frequenz, Übertragungspfad (Körperschall bzw. Luftschall) oder Erregungsart klassifiziert. Der Frequenzbereich des menschlichen Gehörs beginnt etwa bei 20 Hz und endet altersabhängig spätestens bei 20 kHz. Die Spanne der fühlbaren Schwingungen reicht von wenigen Hertz (dort liegen die Resonanzfrequenzen innerer Organe) bis zu einigen Hundert Hertz, die in den Fingerkuppen beim Berühren vibrierender Bauteile (beispielsweise des Lenkrads) noch deutlich gespürt werden können. Besonders tiefe Frequenzen von 0,1...1 Hz können über das Gleichgewichtsorgan des Innenohrs sensiert werden und ein Auslöser der Seekrankheit sein. Es gibt einen Überschneidungsbereich, indem Schwingungen sowohl hörbar als auch fühlbar sind. Bremseninduzierte Schwingungen sind in beiden Frequenzbereichen zu finden. Die niederfrequentesten Schwingungen erzeugt ein rubbelndes Fahrzeug bei Schrittgeschwindigkeit. Sie liegen unter 1 Hz. Hochfrequente Schwingungen können dage-

gen beim Bremsenquietschen entstehen und sogar in den Ultraschallbereich >16 kHz reichen.

## 28.2.1 Rubbeln (Judder)

Rubbeln ist eine äußerst unangenehme Beeinträchtigung des Komfortempfindens, die mit mehreren Symptomen gleichzeitig in Erscheinung tritt: Fühlbare Vibrationen an Lenkrad, Bremspedal und Sitz werden begleitet von einer spürbaren Schwankung der Fahrzeugverzögerung oder, je nach Entstehungsursache, einem brummenden Geräusch, das seine Frequenz und Intensität im Verlauf der Bremsung verändert. Rubbeln kann hervorgerufen werden durch eine Dickenungleichförmigkeit der Bremsscheibe, die beim Durchlaufen des Bremsatzels Bremskraftschwankungen induziert und das gesamte Fahrwerk zu Schwingungen anregt. Man unterscheidet zwischen dem sogenannten Kaltrubbeln, welches durch Kaltauswaschungen der Bremsscheibe entsteht, und dem Heißrubbeln infolge dynamischer Verformung der Bremsscheibe [3–6].

## 28.2 · Erscheinungsformen

**Kaltrubbeln** Eine neu verbaute, plan geschliffene Bremsscheibe weist in der Regel eine sehr geringe Dickenschwankung (engl.: Disk Thickness Variation, DTV) von wenigen  $\mu\text{m}$  auf. Der Seitenschlag, der im montierten Zustand bei einer Umdrehung gemessen werden kann, setzt sich aus dem Scheibenschlag und dem der Radnabe zusammen und ist sehr viel größer als die Dickenschwankung. Bei ungünstigen Verhältnissen kann er in den Bereich des Lüftspiels der Bremsbeläge vordringen, was zur Folge hat, dass ein Belag oder beide Beläge einmal pro Umdrehung die Scheibe berühren. Im Laufe mehrerer Tausend Kilometer Fahrstrecke kann sich durch lokale Auswaschungen an den Berührungsflächen die Scheibe derart verändern, dass sie nun kaum noch Seitenschlag aufweist, aber dafür eine ausgeprägte DTV erster oder zweiter Ordnung (je nachdem, ob nur ein Belag oder beide Beläge die Auswaschungen produzieren). Die Scheibe erzeugt an der „dicken“ Stelle erhöhte Bremskräfte, erwärmt sich dadurch stärker als an der „dünnen“ Stelle und wird durch die Temperaturausdehnung dort noch dicker. Die Fahrzeugverzögerung kann merklich schwanken, die Geräuschwahrnehmung ist gering.

**Heißrubbeln** Eine weitere Erscheinungsform ist das sogenannte Heißrubbeln, dessen zugrundeliegende DTV nicht durch Kalatabtrag entsteht, sondern durch viele, über den Scheibenumfang verteilte heiße Stellen. Diese sogenannten „Hotspots“ können beim Bremsen aus höheren Geschwindigkeiten auftreten und verschiedene Ursachen haben. Die mit der ungleichmäßigen Temperaturverteilung gekoppelte ungleichmäßige thermische Ausdehnung und Verformung der Bremsscheibe dient hier als Anregungsquelle [6]. Heißrubbeln wird als sehr lästig empfunden und tritt durch die höhere Geschwindigkeit und die größere Anzahl an Verformungen pro Umdrehung mit einem deutlich hörbaren Brummen auf.

Abb. 28.2 zeigt Thermografieaufnahmen dreier Bremsscheiben: eine gleichmäßig erwärmte Scheibe, die kein Rubbeln initiiert, eine Bremsscheibe mit einer DTV erster Ordnung und eine Scheibe mit ausgeprägter Hotspot-Bildung aus [6]. Durch Resonanzen der Radaufhängung, Lenkung und weiterer Übertragungsglieder, welche

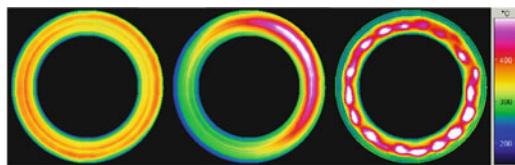


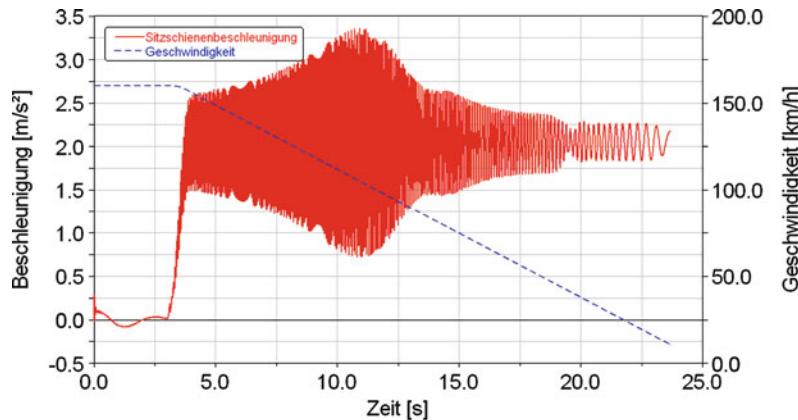
Abb. 28.2 Thermografieaufnahmen: gleichmäßig erwärmte Bremsscheibe (links), Scheibe mit DTV erster Ordnung (mitte), Scheibe mit ausgeprägter Hotspot-Bildung [6] (rechts)

im Verlauf einer Stoppremssung durch die variierende Raddrehzahl angeregt werden, können sich die Schwingungsamplituden erheblich verstärken.

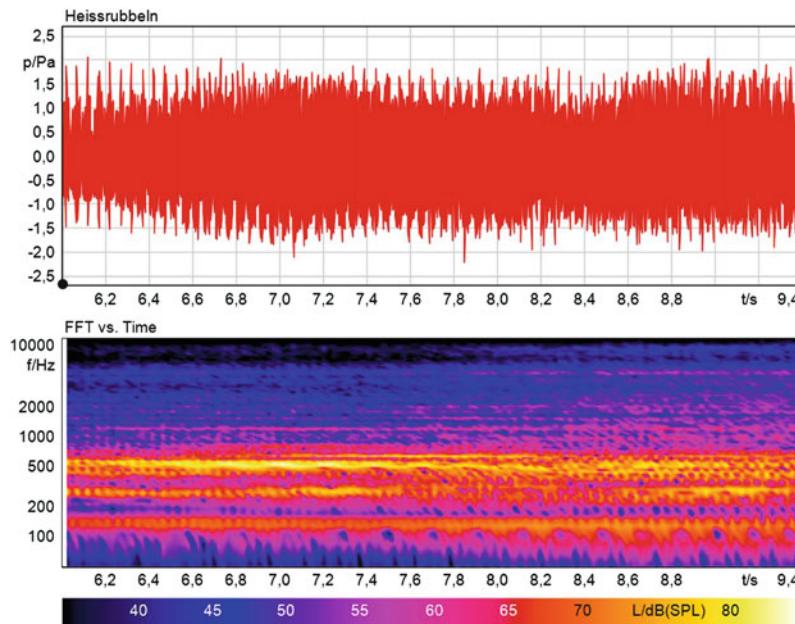
Abb. 28.3 zeigt exemplarisch den Beschleunigungsverlauf in Fahrzeuglängsrichtung an der Sitzschiene während einer Rubbelbremsung [5]. In Abb. 28.4 ist das gemessene Spektrum im Schwingungsmaximum einer Heißrubbelpremssung dargestellt.

### 28.2.2 Quietschen (Squeal)

Quietschen ist die mit Abstand läufigste, am häufigsten reklamierte und zugleich in den Entwicklungsabteilungen der Fahrzeug- und Bremsenhersteller am intensivsten bekämpfte akustische Erscheinungsform. Es tritt häufig in Situationen auf, in denen die Bremse kaum beansprucht wird und die Fahrgeräusche besonders niedrig sind, wie etwa beim Ampelstopp kurz vor Stillstand des Fahrzeugs oder beim Einparken. Quietschen besteht in der Regel aus einer einzigen diskreten Frequenz und kann in einem Bereich von etwa 1 kHz bis 20 kHz und darüber hinaus auftreten. Quietschfrequenzen von über 16 kHz stellen in der Praxis jedoch kein Problem dar, da sie vom menschlichen Gehör nicht mehr wahrgenommen und somit auch nicht reklamiert werden. Sehr oft liegt die Quietschfrequenz hingegen in der Region um 2 kHz, in der das menschliche Gehör besonders empfindlich ist. In Abb. 28.5 sind Zeitverlauf und Spektrum eines typischen 1,7 kHz Quietschens abgebildet. Obwohl das Fahrzeug eine Stoppremssung durchführt und die Geschwindigkeit bis zum Stillstand abnimmt, bleiben Schalldruck und Frequenz in dieser Zeit nahezu konstant.



■ Abb. 28.3 Exemplarischer Beschleunigungsverlauf an der Sitzschiene eines rubbelnden Fahrzeugs in Fahrtrichtung [5]

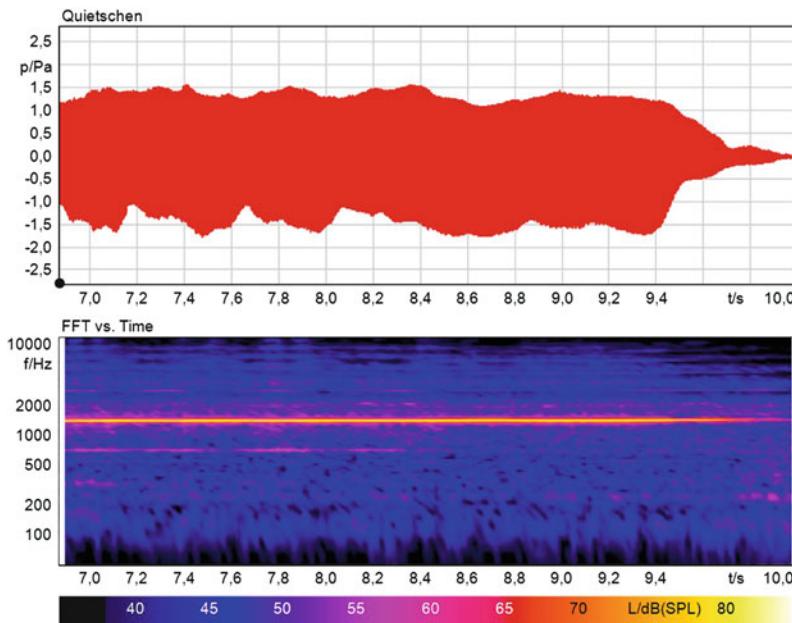


■ Abb. 28.4 Heißrubbeln: Zeitverlauf und Spektrum im Schwingungsmaximum bei 120 km/h

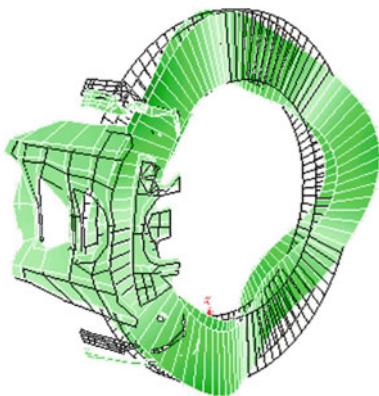
Dem störenden Quietsch-Geräusch liegt eine selbsterregte Schwingung des Bremssystems als Folge der Reibung zwischen Bremsbelag und Brems Scheibe zugrunde. Dabei schwingt das System nicht genau in einer Eigenform bzw. Resonanzfrequenz. Durch Modenkopplung entsteht eine neue Betriebsschwingform mit veränderter Frequenz. Das methodische Erarbeiten von Abhilfemaßnahmen erfordert die messtechnische Erfassung und Cha-

rakterisierung dieser Schwingungsform. ■ Abb. 28.6 zeigt das Ergebnis einer experimentellen Betriebs schwinganalyse. Eigenformen und Resonanzfre quenzen sind an der Modenkopplung beteiligt und liefern weitere Ansatzpunkte bei der Problemlösung. Durch Verändern modaler Größen bzw. durch geeignete Modifikation von Masse, Dämpfung und Steifigkeit lässt sich das System in der Regel stabilisieren. Allerdings gibt es häufig Ziel

## 28.2 · Erscheinungsformen



■ Abb. 28.5 Quietschen: Zeitverlauf und Spektrum



■ Abb. 28.6 Betriebsschwingform einer quietschenden Bremse [14]

konflikte: So ist eine hilfreiche Reibwertabsenkung nicht möglich, ohne die Funktion der Bremse negativ zu beeinflussen [7–15].

### 28.2.3 Knarzen (Creep Groan)

Knarzen, zuweilen auch Knurpsen genannt, ist ein häufig auftretendes, tieffrequentes Fahrzeugge-

räusch, welches beim Anfahren von Automatik-Fahrzeugen durch das langsame Lösen der Betriebsbremse hervorgerufen wird, aber auch in schaltgetriebenen Fahrzeugen beim Halten im Gefälle entstehen kann.

Entscheidend ist ein sehr langsames Lösen der Bremse, denn der Erregungsmechanismus funktioniert nur in einem schmalen Bereich zwischen Haft- und Gleitreibung. Er wird in Gang gesetzt, sobald das vom Motor aufgebrachte Schleppmoment das Bremsmoment übersteigt. Durch das Abreißen der Haftreibung zwischen Bremsbelag und Scheibe und das Abfallen auf niedrigere Gleitreibwerte entsteht zunächst ein Kraftsprung, der Bremse und Fahrwerk zu niederfrequenten Eigenschwingungen anregt. Nach dem kurzzeitigen Lösen und dem damit verbundenen Entspannen der beteiligten, elastisch verformten Bremsen- und Fahrwerkskomponenten findet oft ein erneutes Haften der Beläge an Scheibe bzw. Trommel statt, bis die durch die Fahrzeubewegung anwachsenden Rückstellkräfte ein weiteres Mal die Haftreibung abreißen lassen. Dieser Vorgang kann sich viele Male pro Sekunde wiederholen, so dass eine periodische Schwingung entsteht. Bei der richtigen Parameterkombination aus

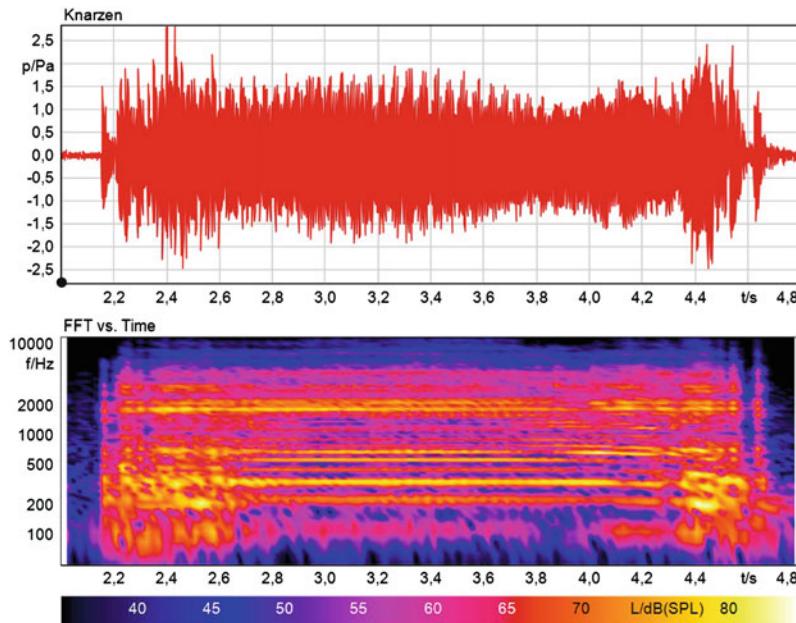


Abb. 28.7 Knarzen: Zeitverlauf und Spektrum

Bremsdruck, Bremsmoment und Geschwindigkeit kann die Schwingung aufklingen und sich ein harmonischer Verlauf mit konstanter Amplitude und ausgeprägter Läufigkeit einstellen. Zeitverlauf und Spektrum eines Knarz-Geräusches sind in Abb. 28.7 dargestellt.

Der Unterschied zwischen Haft- und Gleitreibwert zwischen Bremsbelag und Scheibe ist die Haupteinflussgröße und Schwingungsquelle. Die größten Schwingungsamplituden werden aber nicht in der Bremse gemessen, sondern in der Radaufhängung. Abb. 28.8 zeigt die gemessene Betriebsschwingform des McPherson-Federbeins eines knarzenden Fahrzeugs im eingeschwungenen Zustand. Der Bremssattel ist hier ausgebunden, um zu verdeutlichen, dass der Achsschenkel eine ausgeprägte Rotationsbewegung ausführt. Der übertragene Körperschall wird von verschiedenen Karosseriebauteilen als Luftschaal in den Fahrgastrraum abgestrahlt und führt dort zu hörbaren Geräuscheinwirkungen auf die Fahrgäste. Im Allgemeinen ist bei kaltem Reibmaterial die Anregung des Knarzens am größten und nimmt mit durchwärmtem Bremsbelag ab [16–18].

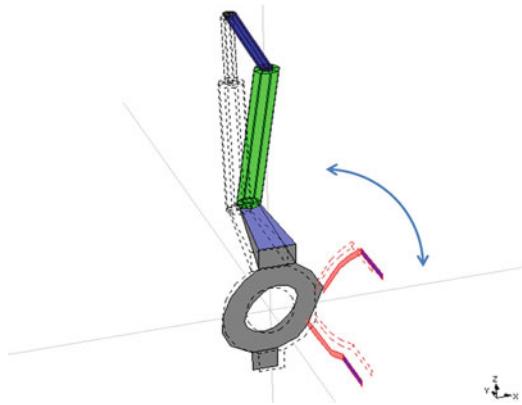
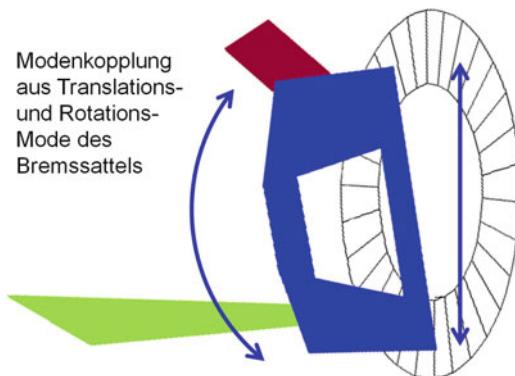


Abb. 28.8 Betriebsschwingform des Federbeins eines knarzenden Fahrzeugs [17]

## 28.2.4 Muhen (Moan)

Unter Muhen wird ein sehr niederfrequentes Bremsgeräusch verstanden, das ähnlich dem Quietschen entsteht und aus einer Grundfrequenz mit harmonischen Obertönen besteht. Es tritt in nahe-

## 28.2 · Erscheinungsformen



■ Abb. 28.9 Betriebsschwingform der Bremse und Radaufhängung eines muhenden Fzg.

zu oder gänzlich ungebremstem Zustand auf und überwiegend bei Kurvenfahrt, die eine elastische Scheibenauslenkung bewirkt.

Die Betriebsschwingform des Muhen setzt sich, wie die des Quietschens, aus zwei orthogonalen Moden zusammen, die sich nach der Kopplung über den Reibwert zu einer komplexen Schwingform vereinen. Im Gegensatz zum Quietschen sind im hier relevanten Frequenzbereich hauptsächlich Starrkörpermoden zu finden. Sehr oft bildet sich

eine Betriebsschwingform aus einem Translations- und Rotationsmode des Bremssattels, wie in ■ Abb. 28.9 skizziert.

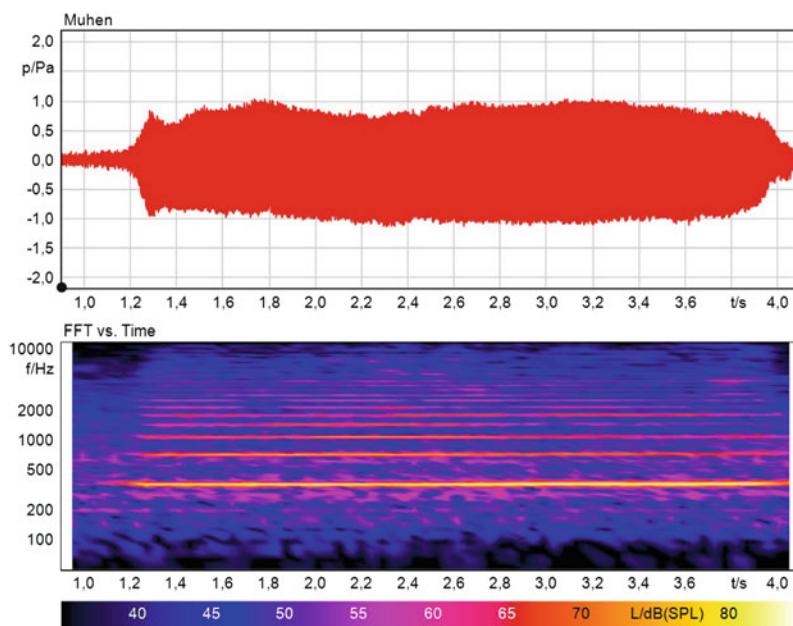
In ■ Abb. 28.10 sind der Zeitverlauf und das Spektrum eines gemessenen Muh-Geräusches abgebildet. Deutlich zu erkennen sind die zahlreichen harmonischen Obertöne, die bis in den kHz-Bereich reichen.

### 28.2.5 Heulen (Howl)

Heulen ist dem Muhen sehr ähnlich und findet in einem zwischen Muhen und Quietschen angesiedelten Frequenzbereich von 50...1.000 Hz statt. Die beteiligten Eigenformen können elastische Moden und Starrkörpermoden sein. Erregungsmechanismen und Auswirkungen sind die Gleichen wie beim Muhen.

### 28.2.6 Klappern (Rattle)

Klappern ist ein Geräusch der Radbremse, welches im völlig ungebremsten Zustand bei starker Anregung durch die Fahrbahn in Erscheinung tre-



■ Abb. 28.10 Muhen: Zeitverlauf und Spektrum

ten kann. Hervorgerufen wird es durch Massenkräfte infolge starker Beschleunigungen von Komponenten der Radbremse, wie sie beispielsweise beim Befahren einer Schlechtwegstrecke, auftreten. Auch in diesem Fahrzustand darf die Bremse keine komfortmindernden Störgeräusche erzeugen. Bei den Bremsenherstellern gehört das Sicherstellen der Klapperefreiheit bis zu einer im Lastenheft verankerten Klappergrenze zur Standardentwicklung und wird unter anderem auf Pulsations-Prüfständen abgesichert.

## 28

### 28.2.7 Klacken (Clonk)

Das sogenannte Reversierklacken kann beim Richtungswechsel, z. B. beim Einparken, durch Schläge der Bremsbeläge innerhalb des Schachtspiels hervorgerufen werden. Dem Wunsch nach geringem Spiel steht hier der Zielkonflikt zwischen klemmenden Belägen und unerwünschtem Klacken entgegen.

### 28.2.8 Schleifen (Wire brush)

Unter Schleifen oder Schaben versteht man das reine Reibgeräusch beim Bremsen ohne ausgeprägte harmonische Anteile. Während es in Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor eher eine untergeordnete Rolle spielt, gewinnt es in Hybrid- oder Elektrofahrzeugen derzeit eine hohe Bedeutung, da hier der Motor keine Geräusche mehr maskiert.

### 28.2.9 Zwitschern (Chirp)

Zwitschern ist auch unter den Bezeichnungen Zirpen (hochfrequent) oder Knautschen (niederfrequent) bekannt. Es handelt sich um ein instationäres Bremsgeräusch, dessen Frequenz beim Bremsen stark variiert. Ursache ist meist eine stochastische (nicht-periodische) Schwankung der frequenzbestimmenden Steifigkeit in der Anbindung des Bremsbelags. Es tritt relativ selten auf und hört sich eindrucksvoll an.

### 28.2.10 Knarren (Creak)

Knarren ist ein Betätigungsgeräusch, das ähnlich dem Knaulen entsteht, jedoch im Stillstand des Fahrzeugs während des Betätigungsorgangs. Hier treten die Haft-Gleit-Effekte in der Führung des Bremsbelags auf – und nicht zwischen Bremsbelag und Scheibe. Das Knarren kann auch in Trommelbremsen entstehen und erscheint sehr selten.

### 28.2.11 Betätigungsgeräusche

Neben den behandelten Störerscheinungen der Radbremse produzieren auch deren Betätigungsseinrichtungen unerwünschte Vibrationen und Geräusche. Dies können beispielsweise das Betätigungs- und Lösegeräusch elektrischer Feststellbremsaktuatoren sein, Geräusche aus dem Vakuum-Bremskraftverstärker (Zischen, Ploppen, Schwirren, etc.) oder von Fahrdynamikregelsystemen (Klicken, Rattern, Surren, etc.). Diese Geräusche sind ähnlich vielfältig wie die Geräusche, die beim Bremsvorgang entstehen, und unterliegen prinzipiell den gleichen Erregungsmechanismen.

## 28.3 Entstehungsmechanismen

Alle wahrnehmbaren Bremsgeräusche und Vibrationen entstammen Schwingungsquellen, deren Erregungsmechanismen sehr unterschiedlich sein können. Zur nachhaltigen Lösung von Geräuschproblemen ist es oft sinnvoll, die zugrundeliegenden Schwingungen nach ihrer Entstehungsursache zu klassifizieren. In Abb. 28.11 ist eine Gliederung in Anlehnung an [2] vorgenommen. Darin wird zunächst zwischen fremderregten, selbsterregten und parametererregten Schwingungen unterschieden und im weiteren Detailierungsgrad nach Art der Erregung, bzw. Instabilität.

Auf den Versuch einer Zuordnung zwischen Erregungsart und Frequenz der akustischen Erscheinungsform wird hier bewusst verzichtet. Es existiert schlicht keine Korrelation, mit deren Hilfe von der Geräuschfrequenz auf die Erregungsart geschlossen

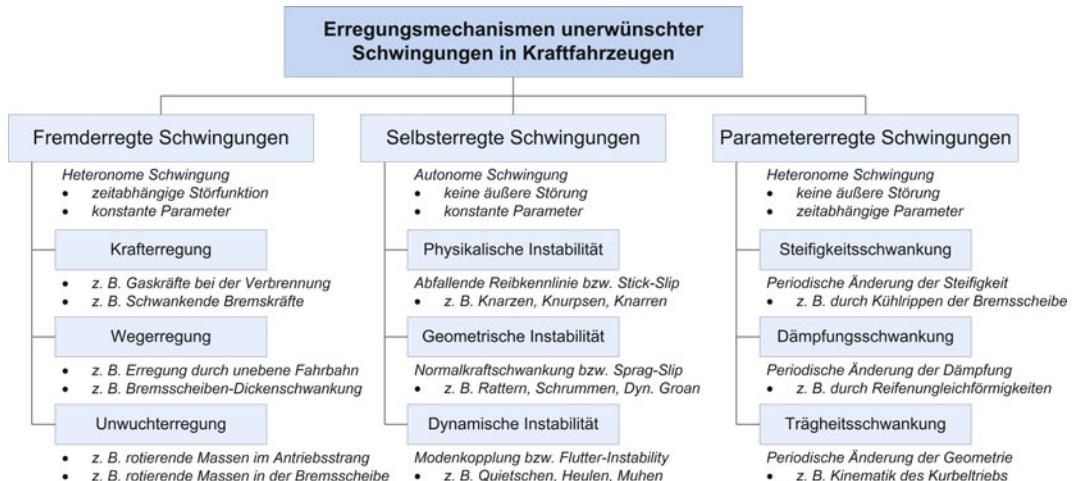


Abb. 28.11 Klassifizierung unerwünschter Schwingungen

werden könnte. Dafür sind die Entstehungsmechanismen zu vielfältig.

### 28.3.1 Fremderregte Schwingungen

Fremderregte Schwingungen werden durch zeitlich schwankende Größen hervorgerufen, die auf ein schwingungsfähiges System von „außen“ einwirken. Dies können beispielsweise Kräfte (Krafterregung), Verschiebungen im Fußpunkt (Wegerregung) oder rotierende Massen (Unwucherregung) sein. Das System schwingt dabei mit der Erregungsfrequenz, aber besonders „gern“, das heißt mit hohen Amplituden, wenn dies im Bereich seiner Resonanzfrequenz erfolgt.

In Tab. 28.2 sind drei in der Radbremse auftretende Erregungsarten am Beispiel eines Einmassen-Schwingers dargestellt. Durch Freischneiden und Bilden des dynamischen Kräftegleichgewichts erhält man die Bewegungsgleichung. Im Fall des skizzierten Einmassen-Schwingers handelt es sich um eine gewöhnliche, lineare, inhomogene Differentialgleichung 2. Ordnung mit konstanten Koeffizienten, die auf der rechten Seite den zur jeweiligen Erregungsart gehörenden zeitabhängigen Erregerterm  $f(t)$  beinhaltet. Die Lösung der Schwingungsgleichung führt über den homogenen und inhomogenen Ansatz zur Vergrößerungsfunktion  $V$ , mit

deren Hilfe sich die Antwortamplitude der Struktur in Abhängigkeit der Erregungsfrequenz bestimmen lässt.

Wichtig ist die Erkenntnis, dass zu jeder Erregungsart eine spezifische Vergrößerungsfunktion gehört. Gleichungen und Graphen der jeweiligen Vergrößerungsfunktionen in Abhängigkeit der Erregungsfrequenz (bzw. dem normierten Verhältnis zwischen Erregungsfrequenz und Eigenfrequenz) können Tab. 28.2 ebenfalls entnommen werden. Anm.: Die Vergrößerungsfunktion der Krafterregung wird auch Übertragungsfunktion genannt.

Es kann beobachtet werden, dass die verschiedenen Erregungsmechanismen ein sehr unterschiedliches Systemverhalten herbeiführen. So gibt es bei einer Fußpunkterregung beispielsweise den bemerkenswerten Fall, dass Dämpfung im hohen Frequenzbereich kontraproduktiv ist und die Schwingungsübertragung negativ beeinflusst, während sie im Resonanzbereich schwingungsminde-nd wirkt (siehe mittlere Spalte in Tab. 28.2). Aus diesem Grund existieren auch zahlreiche Ansätze, das Dämpfungsverhalten von Motor- oder Fahrwerkslagern frequenzabhängig zu gestalten, beispielsweise mittels sogenannter Hydrolager [18].

### Krafterregte Schwingungen

Als Beispiele krafterregter Schwingungen sind Bremsmoment-, Bremskraft- oder Bremsdruck-

■ Tabelle 28.2 Übersicht häufiger Erregungsarten fremderregter Schwingungen in Kraftfahrzeugen

Erregungsarten fremderregter Schwingungen		
Krafterregung	Wegerregung	Unwuchterregung
$m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = \hat{F} \sin(\Omega t)$	$m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = c\hat{h} \sin(\Omega t) + d\Omega\hat{h} \cos(\Omega t)$	$m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = m_u r \Omega^2 \cos(\Omega t)$
$V_1 = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2 \cdot D \cdot \eta)^2}}$	$V_2 = \frac{\sqrt{1 + (2 \cdot D \cdot \eta)^2}}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2 \cdot D \cdot \eta)^2}}$	$V_3 = \frac{\eta^2}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2 \cdot D \cdot \eta)^2}}$

sprünge bzw. Schwankungen zu nennen, die vom Fahrer, der Betätigungsseinrichtung (z. B. des ABS) oder der Fahrbahn initiiert werden. Das Rubbeln gehört nicht dieser Gattung an, obwohl dabei Bremskraftschwankungen entstehen. Diese sind jedoch sekundär, das heißt nicht ursächlich, sondern Auswirkungen einer Wegerregung. Es ist wichtig, dies so differenziert zu betrachten, weil sonst nicht alle Einflüsse von Dämpfung und Steifigkeit auf den Verlauf der Zuspanspannkraft zum Tragen kommen. Für den Fall, dass das Rubbeln nicht durch eine Dickenschwankung der Scheibe (DTV) hervorgerufen wird, sondern beispielsweise durch Reibwertschwankungen über den Umfang oder durch Schwankungen des wirksamen Scheibenradius, liegt keine Wegerregung vor. Dann gliedert sich das Rubbeln in der Rubrik der parametererregten Schwingungen ein, denn in der Differentialgleichung tauchen nun periodisch schwankende Koeffizienten auf, aber keine von „außen“ erregende Kraft.

### Wegerregte Schwingungen

Das durch DTV der Bremsscheibe entstehende Rubbeln gehört zur Gruppe der wegerregten Schwingungen. Daraus resultiert, dass eine große Dämpfung in Zuspanspannrichtung bei hohen Erregungsfrequenzen (das entspricht hohen Fahrgeschwindigkeiten) zu größeren Schwankungen der Zuspanspannkraft und damit der Bremskraft führen kann, als bei geringer Dämpfung. Die viskose Dämpfung erzeugt nämlich zusätzlich eine geschwindigkeitsabhängige Kraft. Eine große Dämpfung ist also nicht immer erstrebenswert. Auch der Vergleich der mittleren Übertragungsfunktion in ■ Tab.28.2 zeigt insbesondere bei hohen Anregungsfrequenzen eine schädliche Wirkung großer Dämpfung. Im Bereich der Resonanzen ist Dämpfung hingegen hilfreich zum Verkleinern der Amplituden.

Einen großen Einfluss auf das Rubbeln hat auch die auch Steifigkeit in Zuspanspannrichtung. Eine flache Kraft-Weg-Kennlinie oder ein langer Federweg

### 28.3 · Entstehungsmechanismen

■ Tabelle 28.3 Übersicht häufiger Erregungsarten selbsterregter Schwingungen in Kraftfahrzeugen

Erregungsarten selbsterregter Schwingungen		
Physikalische (tribologische) Instabilität	Geometrische (kinematische) Instabilität	Dynamische (modale) Instabilität
1-FG-Modell ausreichend	1-FG-Modell ausreichend	2-FG-Modell notwendig
Reibgesetz notwendig	konst. Reibwert möglich	konst. Reibwert möglich

des skizzierten Einmassen-Schingers lassen bei gleicher Erregung geringere dynamische Kräfte entstehen. Übertragen auf die Bremse wären demnach dicke Bremsbeläge hoher Kompressibilität sinnvoll. Sie stehen jedoch im Zielkonflikt mit einem definierten Pedalgefühl beim Bremsen.

### Unwuchterregte Schwingungen

Rotierende Massen, z. B. durch unvollkommen gewuchtete Bremsscheiben oder Räder werden ebenfalls manchmal mit dem Rubbeln in Verbindung gebracht. Sie können das Fahrwerk zu Schwingungen anregen und beispielsweise ähnliches Lenkradzittern erzeugen, wie das Rubbeln infolge DTV. Die zugehörige Vergrößerungsfunktion zeigt jedoch einen gänzlich unterschiedlichen Verlauf (s. Spalte 3, ■ Tab. 28.2).

### 28.3.2 Selbsterregte Schwingungen

Selbsterregte Schwingungen resultieren nicht aus einer äußeren Erregung wie die erzwungenen Schwingungen. Die rechte Seite der Schwingungsgleichung enthält in diesem Fall keinen zeitabhängigen Erregerterm  $f(t)$ . Stattdessen entnimmt der selbsterregungsfähige Schwinger dem System in einem eigenen Takt Energie, um eine Schwingung aufzubauen und aufrecht zu halten. In der Reibungsbremse ermöglichen deren Struktur und der Reibprozess zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe (bzw. Bremstrommel) die in [2] beschriebenen Erregungsmechanismen:

1. Physikalische Instabilität infolge der tribologischen Verhältnisse: Beispielsweise abfallende Reibkennlinie, Stick-Slip-Erregung, etc.

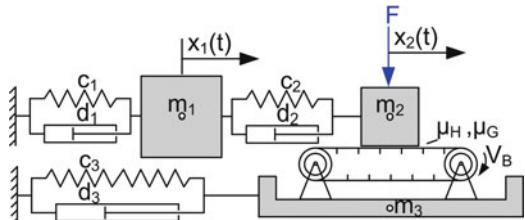
2. Geometrische Instabilität infolge geometrischer oder kinematischer Kopplung: Beispielsweise Normalkraftschwankungen, Sprag-Slip-Erregung, etc.
3. Dynamische Instabilität infolge nichtkonserватiver Reibungskräfte: Beispielsweise Modenkopplung, Flatterschwingungen (Flutter-Instability), etc.

In [Tab.28.3](#) sind diese Erregungsarten mit Beispielen und einem jeweiligen schwingungsfähigen Ersatzmodell gegenübergestellt.

## 28

### Physikalische Instabilität

Bereits das Einmassen-Einfreiheitsgrad-Minimalmodell in der ersten Spalte der [Tab.28.3](#) ist durch die physikalisch-tribologischen Verhältnisse der beiden Reibpartner zu selbsterregten Schwingungen fähig. Die zum Verzögern des Fahrzeugs benötigte Reibung liefert die Energie dazu. Der Unterschied zwischen Haft- und Gleitreibwert (auch Coulombsche Reibung genannt) erzeugt selbst im gedämpften System eine ruckartige Schwingung, in der sich Haft- und Gleitphasen permanent abwechseln und die daher auch als Stick-Slip-Schwingung bezeichnet wird. Der dazugehörige Schwingungsverlauf ist in [Abb.28.12](#) dargestellt. Je höher die Dämpfungskonstante  $d$  ist, umso größer muss der Unterschied zwischen Haft- und Gleitreibwert sein, damit die Schwingung nicht abklingt. Bei Vorliegen eines geschwindigkeitsabhängigen Reibwerts, kann sie sogar aufklingen. Ein typischer Vertreter dieser Erregungsart ist das in [Abschn.28.2.3](#) behandelte Bremsenknarzen. Im Vergleich der Zeitverläufe [Abb.28.12](#) und [Abb.28.7](#) fällt allerdings auf, dass



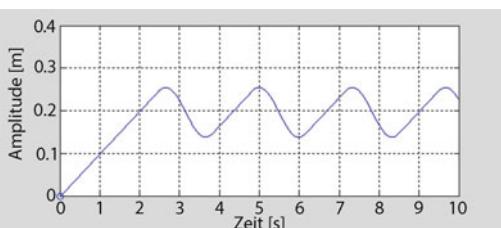
**Abb. 28.13** Ersatzmodell zum Knarzen mit Achsschenkel ( $m_1$ ) und Rad ( $m_3$ ) nach [16]

das Minimalmodell die Schwingung eines realen knarzenden Fahrzeug nicht richtig wiedergibt. Das Modell kann aber durch Reihenschaltung weiterer Feder-Dämpfer-Masse-Systeme dazu in die Lage versetzt werden. Zu diesem Zweck ist es nötig, mindestens die Trägheitsmomente des in [Abb.28.8](#) abgebildeten Achsschenkels und der Rad/Reifen-Kombination mit ihren Drehfrequenzen und Dämpfungen zu modellieren. [Abb.28.13](#) zeigt eine derartige Erweiterung des Minimalmodells, welche nun die Zusammenhänge und Wirkmechanismen der Einflussparameter qualitativ richtig beschreibt.

### Geometrische Instabilität

In dieser Gruppe sind alle Erregungsmechanismen zusammengefasst, die über eine geometrische oder kinematische Kopplung für schwankende Normalkräfte sorgen. Durch derartige Schwankungen tritt auch ohne physikalische Instabilität, das heißt bei konstantem Reibwert, eine Instabilität ein. Die Eigenwerte des Systems bekommen positive Realteile, die Abklingkonstante wird negativ und eine Schwingung klingt auf. Ein schwingungsfähiges Modell dieser Kategorie wurde bereits Anfang der 60er Jahre von Spurr [7] mit dem sogenannten Sprag-Slip-Schwinger beschrieben, der durch einen Verkeil-Effekt eine Ratterschwingung entstehen lässt. Das hier skizzierte System zeigt eine Variante, die über phasenverschobene Dämpfungskräfte instabil wird. Die Schwingung des Einmassen-Schwingers der mittleren Spalte in [Tab.28.3](#) lässt sich mit [28.1](#) beschreiben.

Die Instabilität, das heißt eine aufklingende Schwingung tritt ein, wenn die Bedingung nach



**Abb. 28.12** Schwingungsverlauf des 1FG-Stick-Slip-Schwingers mit konstantem Reibwert ( $\mu_H > \mu_G$ )

28.2 erfüllt ist:

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{x} + d_1 \cdot \dot{x} + c_1 \cdot x + d_2 \cdot \dot{x} \cdot \cos^2(\varphi) \\ + c_2 \cdot x \cdot \cos^2(\varphi) - \mu \cdot d_2 \cdot \dot{x} \cdot \cos(\varphi) \cdot \sin(\varphi) \\ - \mu \cdot c_2 \cdot x \cdot \cos(\varphi) \cdot \sin(\varphi) = 0 \end{aligned} \quad (28.1)$$

$$\mu > \frac{d_1 + d_2 \cdot \cos^2(\varphi)}{d_2 \cdot \cos(\varphi) \cdot \sin(\varphi)} \quad (28.2)$$

Neben der dämpfungsverursachten Erregung spielen in fahrzeugtechnischen Problemstellungen auch nichtlineare Steifigkeitsänderungen eine Rolle, beispielsweise bei ratternden Scheibenwischern oder selbsthemmenden Effekten von Radbremsen.

### Dynamische Instabilität

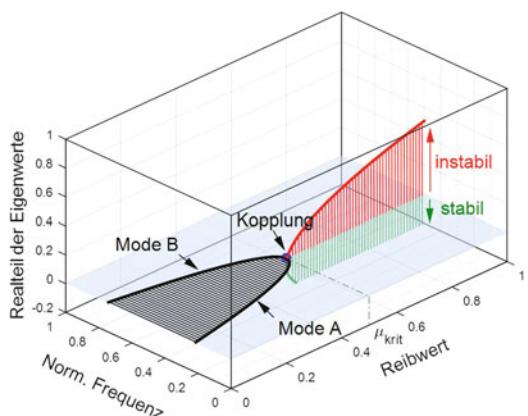
Dynamische Instabilitäten durch Modenkopplung bilden die Erregungsmechanismen der sehr störenden Bremsgeräusche Quietschen, Heulen und Muhen. Sie sind nicht auf ein bestimmtes Reibgesetz angewiesen und auch nicht auf eine geometrische oder kinematische Kopplung der Bewegungsgrößen. Aber sie erfordern ein Schwingungssystem mit mehreren Freiheitsgraden. Ein elastisches System mit kontinuierlich verteilter Masse, oder ein Mehrkörpersystem aus diversen Bauteilen bestehend, die elastisch miteinander verbunden sind, reicht aus als Voraussetzung. Beides trifft für die Radbremsse zu: Bei niedrigen Frequenzen gibt es zahlreiche Starrkörpermoden, bei hohen elastische Verformungen der jeweiligen Bauteile. Genau hier unterscheiden sich die Schwingungsformen des Muhen und Quietschens, aber die Entstehungsmechanismen sind die gleichen. Der Mechanismus der Selbsterregung beruht auf einer Instabilität des Gleitzustands, die aufgrund der Kopplung der beiden Freiheitsgrade an der Kontaktstelle verursacht werden kann.

Am Zweifreiheitsgrad-Schwinger nach Hoffmann [10], skizziert in **Tab. 28.3**, lässt sich der Mechanismus der Modenkopplung gut erklären. Die Schwingung um die Gleichgewichtslage ist in 28.3 beschrieben.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} d_1 & 0 \\ 0 & d_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{pmatrix} \\ + \begin{bmatrix} c_1 + c \cdot \cos^2(\varphi) & -c \cdot \cos(\varphi) \cdot \sin(\varphi) \\ -c \cdot \cos(\varphi) \cdot \sin(\varphi) & c_2 + c \cdot \sin^2(\varphi) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} \\ = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (28.3)$$

Durch die Reibung entstehen in der Steifigkeitsmatrix nichtkonservative Einträge. Die Realteile der komplexen Eigenwerte können dadurch positiv werden und das schwingungsfähige System infolgedessen bei bestimmten Frequenzen eine exponentiell aufklingende Schwingung erzeugen.

**Abb. 28.14** verdeutlicht, wie die Kopplung der beiden Moden vom Reibwert abhängt: Die Frequenzen der beteiligen Eigenformen folgen unter der Wirkung von Reibung den schwarzen Linien. Die Frequenz der ersten Mode nimmt ab, während die der zweiten zunimmt. Bei einer bestimmten Höhe des Reibwerts ( $\mu_{\text{krit}}$ ) fallen sie schließlich zu-



**Abb. 28.14** Modenkopplung über den Reibwert

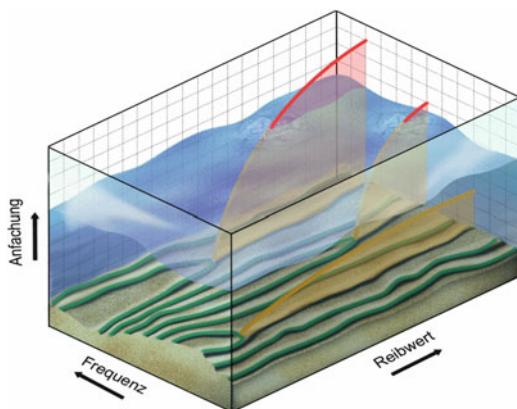


Abb. 28.15 Aquarium-Illustration Modenkopplung

sammen und wandern in der realen Ebene weiter (rote und grüne Linien). Bei Erhöhung des Reibwerts kommt es zu positiven Realteilen und damit zur Anfachung der betroffenen Eigenformen. Die Schwingung klingt auf und kann zu einer störenden Geräuschentwicklung führen. Abb. 28.14 zeigt die Zusammenhänge für den Einmassen-Schwinger ohne Dämpfung. Die Einführung geeigneter Dämpfungsmaßnahmen kann hier durchaus hilfreich sein. Proportionaldämpfung beispielsweise „zieht“ sämtliche Äste nach „unten“ in den negativen Bereich.

Alternativ kann versucht werden, die Eigenfrequenzen der betroffenen Eigenformen so zu verschieben, dass die Modenkopplung nicht mehr auftritt. Das funktioniert allerdings nur beim Einmassen-Schwinger ohne Nebenwirkungen. In einer realen Bremse, die genaugenommen unendlich viele Freiheitsgrade besitzt, passiert es häufig, dass sich nach der Frequenzverschiebung zwei andere Moden koppeln. Das Ziel ist das Erreichen eines Zustands, bei dem alle Eigenfrequenzen parallel zur Reibwertachse verlaufen und sich nie koppeln.

Die Aquarium-Illustration in Abb. 28.15 verdeutlicht diese Zusammenhänge recht anschaulich: Die Strukturdämpfung des Systems (Proportionaldämpfung) ist hier durch den Wasserstand symbolisiert, welcher der Ausbreitung von Luftschall entgegenwirkt. Eine große Dämpfung (hoher Wasserstand) beseitigt zwar nicht die Instabilität, behindert aber deren aufklingende Schwingung. Die Anfachung der komplexen Schwingform beginnt im Punkt der Modenkopplung unter Wasser, ist bei diesem Reibwert aber noch zu stark gedämpft. Erst wenn die Anfachungsrate (Realteil der Eigenwerte) die Dämpfung überkompenziert, wirkt sich das aus. Der Ast des Verzweigungsdiagramms, der die Wasseroberfläche durchbricht, führt letztlich zum Quietschen. Die unter Wasser verbleibenden Äste werden kein Quietschen erzeugen, obwohl die In-

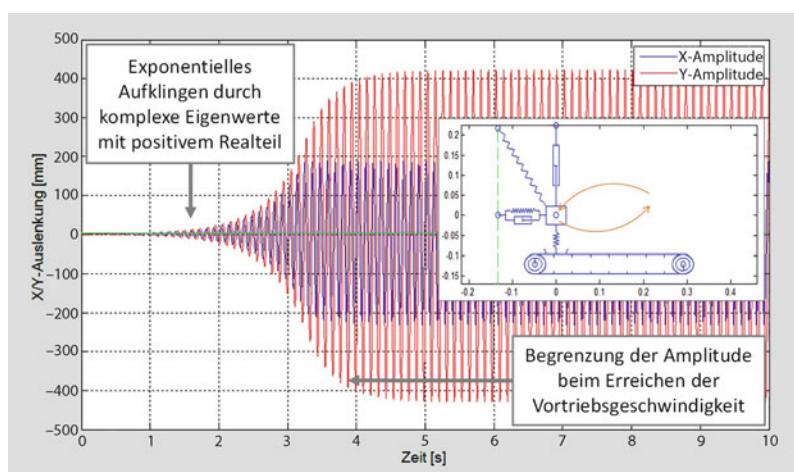


Abb. 28.16 Schwingungsverlauf des 2-Freiheitsgrad-Einmassen-Schwingers [18]

## 28.4 · Abhilfemaßnahmen

stabilität vorhanden ist. Zur Problemlösung bieten sich Maßnahmen an allen drei Achsen an:

- Reibwert absenken
- Frequenzen separieren
- Dämpfung erhöhen

Die unzähligen Eigenfrequenzen des Bremssystems sollen nach Möglichkeit wie die wellenförmigen Muster auf dem Meeresgrund, die sog. Rippel, parallel nebeneinander herlaufen, ohne sich zu kreuzen. Gelingt das nicht, startet der ansteigende Ast an der Stelle der Kopplung.

Das beschriebene Verhalten lässt sich auch am Zweifreiheitsgrad-Schwinger beobachten. Ist der Reibwert hoch genug gewählt, dass die Strukturdämpfung überwunden wird, ist eine exponentiell aufklingende Schwingung die Folge. Dabei korreliert die Anfachungsrate nicht mit der sich einstellenden Amplitude. Sie ist lediglich ein Maß dafür, wie schnell die Amplitude anwächst. Diese wird beim Erreichen eines Grenzyklus durch nichtlineare Effekte begrenzt und lässt sich nicht aus der Anfachrate ableiten. Da die Erhöhung der Schwingungsamplitude immer auch mit der Erhöhung der Schwinggeschwindigkeit einhergeht, kann die Amplitude maximal bis zum Erreichen der Bandgeschwindigkeit aufklingen.

In Abb. 28.16 kann sowohl das Aufklingen als auch das Ausbilden einer konstanten Amplitude nachvollzogen werden. Dort sind beispielhaft für den 2-Freidegreesgrad-Schwinger mit Modenkopplung das exponentielle Aufklingen und der Übergang in den Grenzyklus dargestellt.

In der realen Bremse stellt sich der Grenzyklus in der Regel schon vor Erreichen der Bandgeschwindigkeit (die dort der Scheibenlaufgeschwindigkeit entspricht) ein. Grund hierfür sind weitere nichtlineare Effekte, die im verwendeten Eratzmodell nicht abgebildet werden.

## 28.4 Abhilfemaßnahmen

Zwischen der Quelle einer Schwingung und der menschlichen Wahrnehmung von Geräuschen bzw. Vibrationen liegt die in Abb. 28.1 vorgestellte Wirkkette, in der zahlreiche Einflussgrößen und Wechselwirkungen eine Rolle spielen. Zum Erzeu-

gen gewünschter Geräusche darf die akustische Kette an keiner Stelle unterbrochen sein, da sonst die Ausbreitung der Schwingung durch Schallwellen nicht möglich ist. So wird beispielsweise in der musikalischen Akustik großer Wert auf einen ungehinderten Energiefluss gelegt, zuerst durch das Instrument in der Form von Körperschall und schließlich durch den Raum bis hin zum Hörer in der Form von Luftschall. Eine reine Tonerzeugung und Übertragung ohne klangverfälschende Absorptions- und Reflexionserscheinungen ist notwendig, damit der Klang in seiner ursprünglichen Form am Gehör des Empfängers ankommt.

Genauso kompliziert wie sich die Schallabstrahlung gestaltet, das heißt die Wandlung der Körperschallwellen des schwingenden Instruments in Luftschall, ist letztlich auch die umgekehrte Wandlung der an der Ohrmuschel eintreffenden Luftdruckschwankung in den Flüssigkeitsschall der Gehörschnecke. Auch das Gehör als mechanisches Schwingungs-System muss intakt sein, damit am Ende der akustischen Kette die Haarzellen zur Sinneswahrnehmung durch Auslenkung entsprechende Reize erhalten und der richtige Höreindruck im Gehirn verarbeitet werden kann.

### 28.4.1 Allgemeingültige Maßnahmen

Bei der Unterdrückung von Störgeräuschen gelten die gleichen Zusammenhänge wie bei der Erzeugung, jedoch wird hier das gegensätzliche Ziel verfolgt. Die akustische Kette darf prinzipiell an jeder Stelle unterbrochen werden, wenn es darum geht, die Geräusche zu unterbinden. Es muss kein Wert auf einen linearen Frequenzgang gelegt werden und auch sekundäre Maßnahmen, wie das Dämpfen einer sich ausbreitenden Schallwelle oder gar das Tragen eines Gehörschutzes, sind legitime Mittel. Vollständig können derartige Maßnahmen allerdings nur wirken, wenn der unterbrochene Pfad die einzige Ausbreitungsmöglichkeit der Welle darstellt. In der Praxis (und insbesondere bei den erwähnten Schwingungen, die sowohl hörbar als auch fühlbar sind), gelangt die Störung auf verschiedenen Wegen zum Empfänger. Daher sind primäre Maßnahmen zu bevorzugen, die am Anfang der akustischen Kette angreifen und somit an der Schwingungsquelle.

■ Tabelle 28.4 Akustische Kette des Rubbelns

Bremsrubbeln	
<b>Arbeitsprozess</b>	Reibung
<b>Entstehungsursache</b>	Bremsscheiben-Dickenschwankung (DTV)
<b>Schwingungstyp</b>	Fremderregung
<b>Erregungsart</b>	Wegerregung
<b>Reaktion</b>	Schwingung des Bremssystems
<b>Übertragung</b>	Körperschall-Übertragung in die Radaufhängung, Lenkung und Karosserie Flüssigkeitsschall-Übertragung durch die Bremsleitung Luftschall-Übertragung
<b>Rückwirkungen</b>	Anregen von Resonanzen (z. B. der Lenkung)
<b>Auswirkungen</b>	Lenkraddrehschwingung Bremspedal-Pulsation Brummgeräusch

Als Beispiel sei das Phänomen Rubbeln genannt, das Schwingungen im hörbaren und fühlbaren Frequenzbereich erzeugt.

## 28.4.2 Maßnahmen gegen Rubbeln

Der akustischen Kette des Rubbelns (■ Tab. 28.4) kann entnommen werden, dass sich das Rubbelverhalten eines Fahrzeugs auf mehrere Arten verbessern lässt:

1. Maßnahmen an der Quelle: Reduzieren der Anregung durch Minimieren der zugrundeliegenden Bremsscheiben-Dickenschwankungen bzw. deren Entstehungs-Mechanismen.
2. Struktursteifigkeit des Bremssattels und der Beläge (inkl. Dämpfungsbleche) optimieren, Übertragungspfade isolieren.
3. Rückwirkungen minimieren: Radaufhängung/Lenkung unempfindlicher gestalten, Resonan-

zen dämpfen. Dynamische Bremsdruckschwankungen drosseln, Zielkonflikte beachten.

Welche Maßnahmen davon umgesetzt werden können, hängt nicht zuletzt vom jeweiligen Entwicklungsstand des Fahrzeugs ab. Erfolgt die Optimierung schon frühzeitig in der Konstruktionsphase, sind mehr Freiheitsgrade möglich, als in einem späteren Stadium kurz vor Serienanlauf. Daher ist es wichtig, bereits in der Konzeptphase eines neuen Fahrzeugs die Zusammenhänge und Einflussgrößen zu ermitteln, Zielkonflikte zu erkennen und bei der Lastenhefterstellung zu berücksichtigen. Zulieferer und Systemintegratoren werden in der Regel mit vielen Anforderungen gleichzeitig konfrontiert. Ein Priorisieren ist für die anschließende Aufgabendefinition unerlässlich, damit die vorhandenen Zielkonflikte nicht zu inakzeptablen Kompromissen bzw. späten und teuren Nachbesserungen führen [17].

## 28.4.3 Maßnahmen gegen Quietschen

Auch beim Reduzieren selbsterregter Bremsgeräusche, wie dem Quietschen, ist es ratsam, entlang der akustischen Kette vorzugehen. Im Gegensatz zum zuvor behandelten Rubbeln besteht ein wesentlicher Unterschied: Ein Arbeiten an der Quelle, das heißt an der Ursache des Bremsenquietschens, würde erfordern, den Reibwert abzusenken, was wiederum der Bremswirkung abträglich wäre. Daher bleibt als einzige nachhaltige Lösung eine Strukturmodifikation in einer Art und Weise, durch welche die Modenkopplung nicht mehr auftritt. Eine oft verfolgte Strategie ist es, die Eigenfrequenzen der beteiligten Moden so weit zu verschieben, dass das Eintreten der Selbsterregung nicht mehr (oder erst bei einem praktisch nicht mehr vorkommenden hohen Reibwert) stattfindet.

■ Abb. 28.17 schildert die Ermittlung der zu verschiebenden Schwingformen. Das Problem liegt in der Praxis allerdings oft darin, dass die relevanten System-Moden nicht immer auch einem Einzelteil zugeordnet werden können. Eine analytische Lösung ist daher manchmal nicht möglich und muss durch ein iteratives Vorgehen ersetzt werden. Dies geschieht dann mit Hilfe numerischer Optimierungsverfahren, die das Einsetzen der selbster-

## 28.4 · Abhilfemaßnahmen

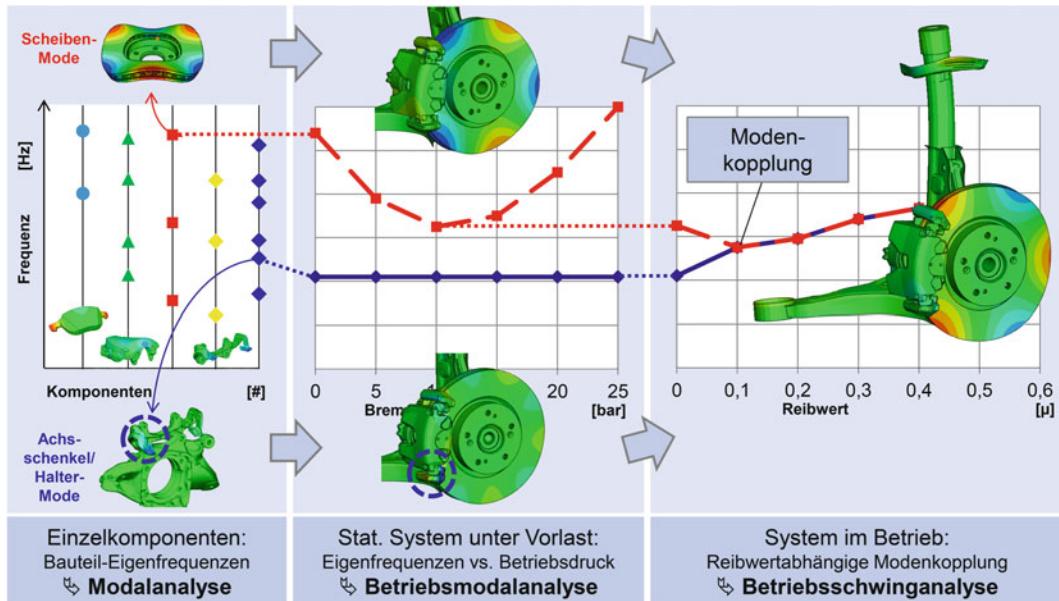


Abb. 28.17 Zusammenhänge zwischen den Bauteileigenfrequenzen und der Modenkopplung [12]

### Maßnahmen zur Reduktion von Bremsenquietschen

#### • Anregung minimieren

- Reibmaterial mit niedrigem Reibwert wählen
- Anpresskraft und Reibgeschwindigkeit anpassen
- Optimierte Belaganbindung/ Kraftübertragung



#### • Übertragungswege isolieren

- Entkoppeln, für Impedanzsprünge sorgen
- Ggf. benachbarte Komponenten fixieren



#### • Verstimmen (Eigenfrequenzen verschieben)

- Struktursteifigkeit anpassen
- Geeignete Massenplatzierung
- Ggf. gezielte Asymmetrie



#### • Strukturdämpfung erhöhen

- Innere Dämpfung (Belagmaterial)
- Äußere Dämpfung (Dämpfungsbleche)
- Kontakt- und Reibungsdämpfung



#### • Zusatzsysteme einsetzen (passiv bzw. aktiv)

- Tilger (Feder-Masse-System)
- Aktive Schwingungsunterdrückung



Abb. 28.18 Übersicht der Abhilfemaßnahmen gegen selbsterregte Bremsgeräusche [9]

regten Schwingung unterdrücken [14]. Ergänzend können Sekundärmaßnahmen zur Dämpfung eingesetzt werden oder auch Zusatzsysteme wie Tiller bzw. eine aktive Schwingungsunterdrückung. □ Abb. 28.18 zeigt eine Übersicht der möglichen Maßnahmen.

#### 28.4.4 Maßnahmen gegen Knarzen

Während beim Quietschen die absolute Höhe des Reibwerts entscheidend ist für die Schwingungsentstehung, wird das Knarzen durch den Unterschied zwischen Haft- und Gleitreibung hervorgerufen. Dies eröffnet Bremsbelagherstellern die Möglichkeit, Maßnahmen zum Entstehungsmechanismus umzusetzen. Allerdings sind auch hier viele Zielkonflikte zu beachten [17].

#### 28.4.5 Maßnahmen gegen Muhen, Heulen und Zwitschern

Wie bereits erwähnt, unterliegen Muhen und Heulen dem gleichen Erregungsmechanismus wie das Quietschen. Die beteiligten Elementarschwinger sind aufgrund der tiefen Frequenzen allerdings viel größer. In der Regel muss das gesamte Fahrwerk in die Optimierung einbezogen werden. Umgekehrt verhält es sich bei hohen Geräuschfrequenzen, wie beispielsweise beim hochfrequentem Quietschen oder dem Zwitschern. Das letztere ist ein instationäres Geräusch, in dem der Bremsbelag und seine Anbindung eine große Rolle spielen [8].

#### 28.4.6 Entwicklungsmethodik

Die Geräusch- und Schwingungsoptimierung ist mittlerweile fester Bestandteil im Entwicklungsprozess und beginnt in der Regel schon während der Konstruktionsphase. Dies wurde unter anderem ermöglicht durch große Fortschritte bei der computergestützten Simulation von Bremsgeräuschen. So gehört die Berechnung des Bremsenquietschens auf Basis der komplexen Eigenwertanalyse mittlerweile zum Standard vieler Automobilhersteller und

Systemlieferanten. Sie ist ein leistungsstarkes Werkzeug bei der Simulation von Bremsgeräuschen. Jedoch ist die Methode nur bedingt zur Vorhersage von Bremsgeräuschen geeignet und erfordert einen sorgfältigen Abgleich zwischen Simulations- und Prüfstandsergebnissen [14]. Ein weiteres Problem bei der Simulation in einem sehr frühen Stadium ist, dass nicht alle relevanten Systemparameter schon zu Beginn der Entwicklung bekannt sind. Als Beispiel seien die Werkstoffeigenschaften des Bremsbelags genannt, die für eine zielführende Simulation auch erst einmal messtechnisch erfasst werden müssen [15].

Sind letztendlich alle Parameter erfasst und die komplexen Eigenwerte und Schwingformen ermittelt, kann die Entstehung der Selbsterregung durch geeignete Maßnahmen verhindert und somit dem unerwünschten Bremsenquietschen abgeholfen werden. Insbesondere für die Definition der Strukturmodifikationen ist die Verwendung von FE-Modellen von Vorteil. Versuchstechnisch ist das gezielte Variieren der zahlreichen Kombinationen verschiedener Parameter nur schwierig durchzuführen. Die reale Bremse unterliegt dem betriebsbedingten Verschleiß und oft nur statistisch erfassbaren Streuungen der geräuschrelevanten Parameter. Deswegen ist es kaum möglich, exakt reproduzierbare Betriebsbedingungen für verschiedene Kombinationen von Maßnahmen zu schaffen. Numerisch ist es jedoch kein Problem, einzelne Parameter zu verändern. Die anhand der Betriebsschwinganalyse verifizierten FE-Modelle liefern also die Grundvoraussetzung für eine erfolgreiche Verwendung von Optimierungsalgorithmen [14].

### 28.5 Ausblick

Die Anforderungen der Fahrzeugnutzer an ein komfortables Bremssystem, das zuverlässig und un-auffällig seinen Dienst verrichtet, sind in den letzten Jahren stetig gestiegen. Dieser Trend wird sich durch die zunehmende Elektrifizierung und den damit verbundenen geräuscharmen Antrieben auch in Zukunft fortsetzen. Gleichzeitig ist zu beobachten, dass die Entwicklungszeiten immer kürzer bemessen werden und Prototypen aus Kostengründen nur in geringer Anzahl und erst spät zur Verfügung

stehen [15]. Um diesen erschwerten Randbedingungen bei gleichzeitig gestiegenen Anforderungen Rechnung zu tragen, muss die Schwingungsoptimierung effektiv und zielorientiert erfolgen. Beste Voraussetzungen dafür bietet ein frühzeitiges Einbeziehen der numerischen Geräuschsimulation schon in das Konstruktionsstadium. Dies erfordert eine interdisziplinäre Zusammenarbeit zwischen Fahrzeugherstellern und Systemlieferanten und setzt beispielsweise den Austausch von Konstruktionsunterlagen (CAD-Daten) voraus. Es öffnet damit die Möglichkeit, frühzeitig konstruktive Maßnahmen zu ergreifen, die im fortgeschrittenen Entwicklungsstadium zu hohen Kosten oder Zeitverzug führen würden [14]. Ferner bietet eine derartige Zusammenarbeit die Chance, das gesamte Fahrzeug einzubeziehen. Lange Zeit wurde die Entwicklung einer geräuscharmen Bremse dem Systemlieferanten übertragen. Dieser Ansatz konnte nicht erfolgreich sein und ist mittlerweile einer ganzheitlichen Strategie gewichen, die Kompetenzen und Ressourcen aller Partner einbezieht [5].

Aufgrund der genannten Einschränkungen können die Simulationsverfahren Prüfstands- und Fahrversuche nicht komplett ersetzen, sondern nur ergänzen und bestenfalls auf ein Minimum beschränken. Auch weiterhin werden experimentelle Untersuchungen unverzichtbar bleiben [14]. Dabei sind bei weitem nicht alle notwendigen Versuche auf Komponenten- oder Subsystemebene durchführbar. Manche Schwingungsphänomene treten nur im Komplettfahrzeug mit all ihren Erscheinungen auf. Je niederfrequenter die Schwingung ist, umso größer und weiter muss die Systemgrenze gezogen werden. Die Geräuschausbildung des Bremsenkarzens verhält sich beispielsweise auf dem Prüfstand völlig anders als im Fahrzeug. Diesbezügliche Vergleichsuntersuchungen mit reduzierten Modellen und Freiheitsgraden sind in [17] beschrieben. Aus den dort gewonnenen Erkenntnissen lässt sich die Empfehlung ableiten, bei Prüfstandsuntersuchungen zum Geräuschverhalten stets die gesamte Radaufhängung mit allen relevanten Feder-Masse-Systemen abzubilden und regelmäßig Abgleichversuche mit dem Komplettfahrzeug durchzuführen.

## Literatur

---

1. Kollmann, F. G., Schösser, T. F., Angert, R.: Praktische Maschinenakustik. Springer Verlag, Berlin Heidelberg (2006)
2. Popp, K., Magnus, K., Sextro, W.: Schwingungen, 9. Auflage. Springer Vieweg, Wiesbaden (2013)
3. Grochowicz, J.: Experimentelle und theoretische Untersuchungen zu Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen an Pkw-Scheibenbremsen. Dissertation, TU Dresden (1996)
4. Engel, H.-G.: Systemansatz zur Untersuchung von Wahrnehmung, Übertragung und Anregung bremseregelter Lenkunruhe in Personenkraftwagen, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 354. Dissertation, TU Darmstadt (1998)
5. Bittner, C.: Reduzierung des Bremsenrubbels bei Kraftfahrzeugen durch Optimierung der Fahrwerkslagerung. Dissertation, TU München (2006)
6. Sárdá, A.: Wirkungskette der Entstehung von Hotspots und Heißrubbeln in Pkw-Scheibenbremsen. Dissertation, TU Darmstadt (2009)
7. Spurr, R. T.: A theory of brake squeal. Proceedings of the Automobile Division. Institution of Mechanical Engineers, Bd. 1, 33–52 (1961)
8. Allgeier, R. Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Bremsenquietschen. Dissertation, Universität Stuttgart, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 481, Düsseldorf (2002)
9. Marschner, H.: Optimierung des Geräuschverhaltens von Scheibenbremsen. Fahrzeug- und Motoren technisches Seminar, TU Darmstadt (2002)
10. Hoffmann, N., Bieser, S., Gaul, L.: Harmonic Balance and Averaging Techniques for Stick-Slip Limit-Cycle Determination in Mode-Coupling Self-Excited Systems. Journal TM, Bd 24, Heft 3–4. Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg (2004)
11. Buck, A.: Simulation von Bremsenquietschen. Dissertation TU München, Shaker Verlag, Aachen (2008)
12. Maggi Trovato, G. u. H.: Marschner Operational Modal Analysis of Rotating Disc Brakes. EuroBrake Conference, Dresden (2012)
13. Kruse, S.: Ein ganzheitlicher Simulationsansatz zur Vermeidung reiberregter Flatterschwingungen an Reibungsbremsen. Dissertation, TU Hamburg-Harburg, Shaker Verlag, Aachen (2014)
14. Reckwerth, D., Steger H., Marschner, H.: Innovative Schwingungsmesstechnik in der Bremsenentwicklung. Automobiltechnische Zeitschrift, Ausgabe 2, Vieweg Verlag, Wiesbaden (2008)
15. Marschner, H.: Mit Sicherheit leise – Neue Wege zur geräuscharmen Bremse. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Verkehrstechnik/ Fahrzeugtechnik, Nr. 745 (2011)
16. Brecht, J.: Untersuchungen zum Bremsenkarzen. Dissertation, Universität Siegen (2000)

17. Haverkamp, M., Grochowicz, J., Gauterin, F., Pankau, J., Rostek, M., Marschner, H.: Bremsenknarzen – Phänomenologie und Abhilfe. Automobiltechnische Zeitschrift, Ausgabe 7, Vieweg Verlag, Wiesbaden (2004)
18. Marschner, H., Leibolt, P., Pfaff, A., Morschel, C.: Untersuchung der Wirkmechanismen reiberegister Haft-

Gleit-Schwingungen am Beispiel des Bremsenknarzens und analoger Schwingungsphänomene. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Verkehrstechnik/ Fahrzeugtechnik, Nr. 800 (2016)

# Bremsen mit nichtmetallischen Bremsscheiben

Donatus Neudeck und Andreas Wüllner

## **29.1 Einleitung – 650**

29.1.1 Historie – 650

29.1.2 Carbon-Bremsscheiben – 650

## **29.2 Werkstoff – 650**

29.2.1 Definition, Eigenschaften, Einsatzgebiete – 650

29.2.2 Fertigung Carbon-Keramik-Bremsscheibe – 650

29.2.3 Qualitätssicherung – 653

## **29.3 Anwendung – 653**

29.3.1 Die Gestaltung von Keramikbremsen – 653

29.3.2 Die Auswirkung der Keramikbremsen  
auf die Fahrzeugeigenschaften – 655

29.3.3 Verschleißverhalten – 656

## **29.4 Weiterentwicklung der Carbon- Keramik-Bremsscheiben – 657**

## 29.1 Einleitung

### 29.1.1 Historie

Mit der sukzessiven Verbreitung der Scheibenbremse im Automobilbau wurde auch der klassische Bremsscheibenwerkstoff Grauguss kontinuierlich weiterentwickelt. Zur Kostenreduzierung und Qualitätssicherung wurden großserientaugliche Herstellverfahren eingeführt. Jedoch konnten die Nachteile des Grauguss wie hohes Gewicht und Korrosionsanfälligkeit nicht grundlegend eliminiert werden.

Versuche, leichtere und korrosionsbeständigere Bremsscheibenwerkstoffe wie Aluminium-Werkstoff-verbindungen oder die aus dem Rennsport bekannten „Carbon-Bremsscheiben“ in Straßenfahrzeugen einzusetzen, sind bisher gescheitert.

### 29.1.2 Carbon-Bremsscheiben

Bei den aus dem Rennsport bekannten Carbon-Bremsen werden sowohl Bremsscheiben als auch Bremsbeläge aus kohlefaser verstärktem Kohlenstoff, kurz CFC oder C/C, verwendet.

Den Vorteilen dieser Technologie, wie vor allem sehr geringes Gewicht, hohe Reibwertstabilität bei extremer Beanspruchung sowie ein hochdynamischer Reibwertaufbau stehen Nachteile wie geringe Kaltreibwerte, schlechtes Nassansprechen, hoher Verschleiß und sehr hohe Herstellkosten gegenüber.

Deshalb ist der Einsatz der Carbon-Bremsscheiben bisher auf Anwendungen im Motorsport und in der Luft- und Raumfahrttechnik beschränkt geblieben.

Mit der ursprünglich für die Raumfahrt entwickelten faserverstärkten Keramik steht heute ein neuer Bremsscheibenwerkstoff zur Verfügung, der die Vorteile einer Carbon-Bremse mit hoher Alltagstauglichkeit verbindet.

## 29.2 Werkstoff

### 29.2.1 Definition, Eigenschaften, Einsatzgebiete

In Carbon-Keramik-Bremsscheiben, die serienmäßig erstmals 2001 Anwendung im Porsche 911 GT2 fanden, wird kurzfaser verstärktes C/SiC als Werkstoff eingesetzt. Dabei handelt es sich um eine Silizium-Carbid-Matrix, die mit kurzen Kohlenstofffaserbündeln verstärkt ist. Die herausragenden Eigenschaften des Werkstoffes ergeben sich aus der Kombination der Vorteile von kurzfaser verstärktem CFC mit denen von reaktionsgebundenem siliziumfiltriertem Siliziumcarbid (SiSiC). Die für den Einsatz als Bremsscheibenwerkstoff relevanten Kennwerte sind in [Tab. 29.1](#) im Vergleich zu Grauguss dargestellt. Der C/SiC-Werkstoff hat vor allem Vorteile durch die geringe Wärmedehnung von ca.  $1 \cdot 10^{-6}$  1/K, eine Thermoschockbeständigkeit K' von über 27.000 W/m im Bereich bis zu 800 °C bei hoher Oxidationsbeständigkeit und sehr hoher Verschleißfestigkeit der Reibflächen. Die Dichte von ungefähr 2,3 g/cm<sup>3</sup> erklärt das hohe Einsparpotential an rotierenden ungefederten Massen im Fahrwerk. Für einen keramischen Werkstoff verfügt die Carbon-Keramik-Bremsscheibe über hervorragende Bruchdehnungen von ca. 0,3 %, die durch Rissverzweigungen sowie Rissumlenkungen am Kohlenstofffaserbündel und durch Faser-Pullout-Effekte ermöglicht werden. Weiterhin besteht die Bremsscheibe neben der SiC-Matrix aus elementarem Silizium und dem Kohlenstoff der Verstärkungsfasern. In [Abb. 29.1](#) ist ein Ausschnitt aus dem Tragkörper einer C/SiC-Bremsscheibe dargestellt.

### 29.2.2 Fertigung Carbon-Keramik-Bremsscheibe

#### Fertigungsprozess

Ausgangsmaterial für die Herstellung der Carbon-Keramik-Bremsscheibe ist eine Textilfaser. Diese wird aus dem Faservorprodukt (Precursor) Polyacrylnitril (PAN) gesponnen. Auf das Spinnen folgt ein Verstreichen der Faser. Danach folgt das Sta-

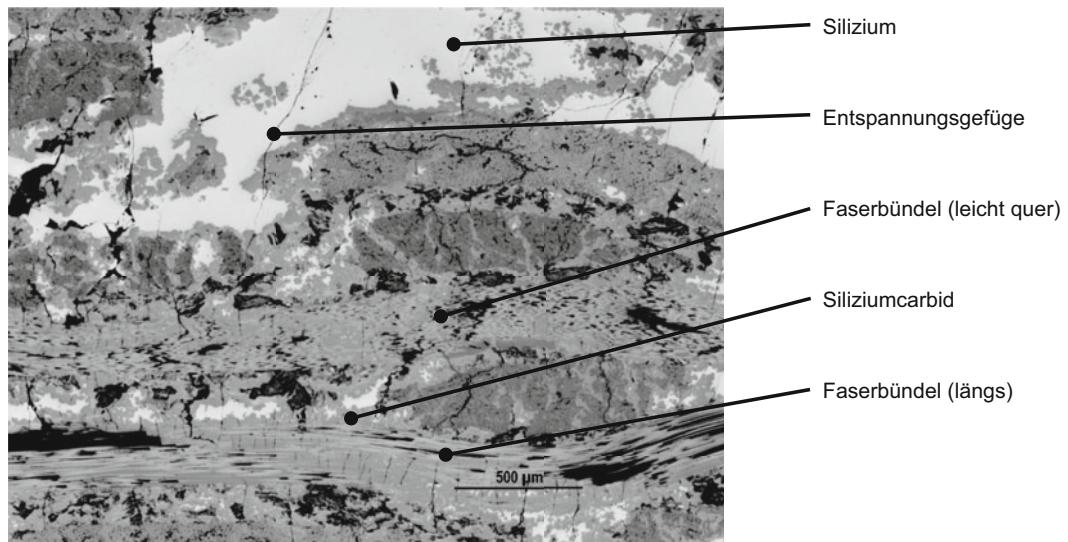
■ Tabelle 29.1 Eigenschaftsvergleich

		C/SiC	GG-20
Dichte	[kg/dm <sup>3</sup> ]	2,3	7,2
spez. Wärmespeicherkapazität/Gewicht	[kJ/kg K]	0,8	0,5
spez. Wärmespeicherkapazität/Volumen	[kg/dm <sup>3</sup> K]	1,8	3,6
Wärmedehnung <sup>a</sup>	[10 <sup>-6</sup> 1/K]	1/2 (300 °C)	9/12 (300 °C)
Wärmeleitfähigkeit <sup>b</sup>	[W/m K]	30	54
Zugfestigkeit <sup>a</sup>	[MPa]	20–40	150–250
E-Modul <sup>a</sup>	[GPa]	30	90–110
Bruchdehnung <sup>a</sup>	[%]	ca. 0,3	0,3–0,8
Widerstand gegen Thermorisse	[W/m]	>27000	<14000
Maximale Temperatur	[°C]	ca. 1400	ca. 700

Hinweis: Alle Angaben für Raumtemperatur sofern keine Temperaturwerte angegeben. Kennwerte für C/SiC sind Anhaltswerte und können designabhängig variieren.

<sup>a</sup> parallel zur Bremsscheibenoberfläche

<sup>b</sup> in Dickenrichtung der Bremsscheibe



■ Abb. 29.1 Tragkörper einer C/SiC-Bremsscheibe von BSCCB im Schnitt

bilisieren, einer Temperaturbehandlung zwischen 180 und 300 °C, die das PAN unschmelzbar macht. Das Produkt dieser Behandlung ist die oxidierte

Faser. Diese wird in einer Stickstoff-Atmosphäre bei Temperaturen größer 1300 °C carbonisiert und es entsteht die Kohlenstofffaser (C-Faser). Es bil-

det sich das Kohlenstoffgitter unter Abspaltung der Nicht-Kohlenstoffatome. In einem weiteren Schritt werden die C-Fasern mit einem Faserschutz versiehen. Dazu wird ein kohlenstoffhaltiger Mantel um die Faserbündel gehüllt. Dieser schützt die C-Faser vor der Umwandlung in SiC bei der Silizierung der Bremsscheibe. In Carbon-Keramik-Bremsscheiben werden je nach Hersteller C-Fasern mit 3000 bis zu 420.000 Filamenten verwendet. Das Filament bezeichnet die Einzelfaser mit einem durchschnittlichen Durchmesser von  $7 \mu\text{m}$ . Die geschützten Fasern werden im nächsten Fertigungsschritt zerkleinert bzw. geschnitten und mit zusätzlichen Additiven mit einem Phenolharz vermischt. Die Mischungen basieren auf unterschiedlichen Rezepturen, die je nach Funktionsanforderung an den Werkstoff zusammengesetzt sind. In der anschließenden Formgebung wird aus der Kohlenstofffaser-Phenolharz-Mischung ein so genannter Kohlenstofffaser verstärkter Kunststoff (CFK)-Tragkörper gepresst. Die Formgebung erfolgt unter Verwendung genau definierter Temperatur-Druck-Programme auf Pressen mit mehreren Nestern. Dabei kann sowohl auf Weg als auch auf Kraft verpresst werden. Einfache Innengeometrien der Kühlkanäle werden entweder durch Kernzüge oder eine anschließende Fräsbearbeitung realisiert. Zur Herstellung von komplexen Kühlkanalgeometrien, ähnlich denen von Hochleistungs-Graugussbremsscheiben, wird ein verlorener Kern verwendet oder es werden vorgepresste Halbschalen gefügt. Der CFK-Körper lässt sich hervorragend mit konventionellen Werkzeugmaschinen mit Hartmetallwerkzeugen bearbeiten. Im nächsten Prozessschritt, der sogenannten Carbonisierung, einer Temperaturbehandlung bei ca.  $900^\circ\text{C}$ , erfolgt die Umwandlung des CFK-Körpers zu einem Kohlenstofffaser verstärkten Kohlenstoff (CFC). Als Öfen finden Batch- oder Durchlauföfen Verwendung. Die Umwandlung des CFK-Bauteils in einen CFC-Körper findet unter Masseverlust und Schwindung des Bauteils statt. Aufgrund der Schwindung und dadurch resultierender Formabweichungen erfolgt eine weitere spanende Bearbeitung. Im Anschluß wird die Reibschicht, die auf einer anderen Rezeptur basiert, mit einer Fügepaste fixiert und danach unter Druck und Temperatur aufgepresst. In der folgenden mechanischen Bearbeitung werden die Perforationsbohrungen

und möglichst viele weitere Maße hergestellt. Die Bearbeitung im CFC-Zustand des Bauteiles ist wesentlich sinnvoller als am fertigen Bauteil, da eine Fräsbearbeitung mit hohen Schnittgeschwindigkeiten und Vorschüben sowie herkömmlichen Werkzeugen möglich ist. Zur Umwandlung der Fügepasta wird eine nochmalige Carbonisierung bei über  $900^\circ\text{C}$  durchgeführt. Im nächsten Schritt wird aus dem CFC-Bremsscheibenring durch die Flüssigphasen-Silizierung (Liquid Silicon Infiltration – LSI) eine Kohlenstofffaser verstärkte Keramik. Dazu werden die CFC-Bremsscheibenringe auf Dochte in einen Graphittiegel gesetzt. Unter Vakuum wird bei Temperaturen von über  $1.410^\circ\text{C}$  oberhalb der Schmelztemperatur von Silizium das flüssige Silizium durch die Dochte in die Bremsscheibe geleitet. Dort findet die Umwandlung von Kohlenstoff zu Siliziumcarbid statt. Nach Beendigung des Silizierungsvorganges bleibt, neben der Silizium-Carbid Matrix und dem Kohlenstoff der Faserbündel, freies Silizium als weiterer Bestandteil zurück. Im fertigen Carbon-Keramik-Bremsscheibenring sorgen die C-Fasern für die Festigkeit und Duktilität des Bauteils. Kohlenstofffasern oxidieren jedoch bei Temperaturen ab  $450^\circ\text{C}$ . Im Betrieb in Hochleistungssportfahrzeugen und schweren Oberklasselimousinen bzw. SUVs treten häufig Temperaturen oberhalb dieser Grenze auf. Zur Vermeidung eines vorzeitigen Ausbrandes der C-Fasern an den Oberflächen der Bremsscheibe findet die Imprägnierung mit einem Oxidationsschutz statt. Aufgrund der extrem hohen Härte von Silizium-Carbid, welche mit einer Mohs-Härte von 9,6 knapp unterhalb der von Diamant liegt, erfordert die Endbearbeitung den Einsatz von Diamantwerkzeugen. Im nächsten Schritt erfolgt die Montage des Topfes auf den Carbon-Keramik-Bremsscheibenring. Vorwiegend werden Töpfe aus Aluminium und Anbindungselemente aus Edelstahl verwendet. Nach der Montage des Zusammenbaus wird eine abschließende Bearbeitung, zur Erreichung einer besonders hohen Oberflächenqualität, durchgeführt. Das Wuchten des Zusammenbaus erfolgt durch Einbringung einer Ausgleichsfräserung am Außenfang der Bremsscheibe. Den Abschluss des Fertigungsprozesses zur Herstellung einer Carbon-Keramik-Bremsscheibe bildet die Endprüfung des Zusammenbaus.

## 29.2.3 Qualitätssicherung

### Fertigungsbegleitende Prüfungen

Die Herstellung der Carbon-Keramik-Bremsscheiben ist ein langer und kostenintensiver Fertigungsprozess. Daher ist es sinnvoll, fehlerhafte Bauteile so früh wie möglich aus dem Fertigungsprozess auszuschleusen. U. a. werden nachfolgend aufgeführte Prüfungen fertigungsbegleitend durchgeführt:

- Überwachung des C-Faser-Schutzes
- Charakterisierung der Mischung
- Erfassung von Bauteilabmessungen
- Messung der Schwindung und des Masseverlustes bei der Carbonisierung
- Messung von Gewicht und Silizium-Aufnahme bei der Flüssigphasen-Silizierung

Die fertigen Bauteile werden abschließend einer Geometriemessung, einer optischen Prüfung, einer Reibschichtdickenmessung und einer Unwuchtmessung unterzogen.

### Serienbegleitende Prüfungen

Zur Sicherstellung einer gleich bleibenden Produktqualität werden neben den zuvor dargestellten Prüfungen an genau definierten Stichprobenumfängen zerstörende Prüfungen durchgeführt. Dazu zählt die Ermittlung der Schleuderberstdrehzahl im Neuzustand. Anhand dieser Größe kann mittels im Entwicklungsprozess definierter Grenzen die Bauteilstfestigkeit abgesichert werden. Weiterhin erfolgen serienbegleitende Materialanalysen zur Kennwertermittlung in regelmäßigen Intervallen.

## 29.3 Anwendung

### 29.3.1 Die Gestaltung von Keramikbremsen

#### Dimensionierung der Bremsanlage

Die Dimensionierung von Bremsscheiben wird im Wesentlichen durch die Fahrleistungen und Gewicht mit Achslastverteilung des Fahrzeuges bestimmt. Auslegungsrelevant ist dabei v. a. die Wärmemenge, die von der Bremsscheibe und Belag absorbiert werden muss. Die geringere volumetrische

Wärmespeicherkapazität von C/SiC im Verhältnis zu Grauguss erfordert eine größere Dimensionierung.

Zwar sind die maximal ertragbaren Temperaturen einer Keramikscheibe deutlich höher, jedoch muss auch die Temperaturbelastung von Belag und Bremsflüssigkeit berücksichtigt werden. Außerdem wird bei hohen Temperaturen die Alterung der Bremsscheiben durch Oxidationseffekte beschleunigt.

Deshalb werden Keramikscheiben im Durchmesser um ca. 1<sup>2</sup> größer dimensioniert. Trotzdem bleibt der Gewichtsvorteil ggü. konventionellen Bremsscheiben beträchtlich. So können trotz der Erhöhung der Scheibendurchmesser durch den Einsatz von C/SiC-Scheiben in Summe bis 20 kg pro Fahrzeug eingespart werden.

#### Bremsscheibenring

#### Kühlkanalgeometrie

Die im Vergleich zu Grauguss geringere Steifigkeit des C/SiC-Materials erfordert eine bessere Abstützung der Reibflächen, was eine vergleichsweise größere Anzahl von Stegen zwischen den Kühlkanälen notwendig macht.

Abb. 29.2 zeigt eine bzgl. Innenkühlung und Formsteifigkeit optimierte Bremsscheibe.

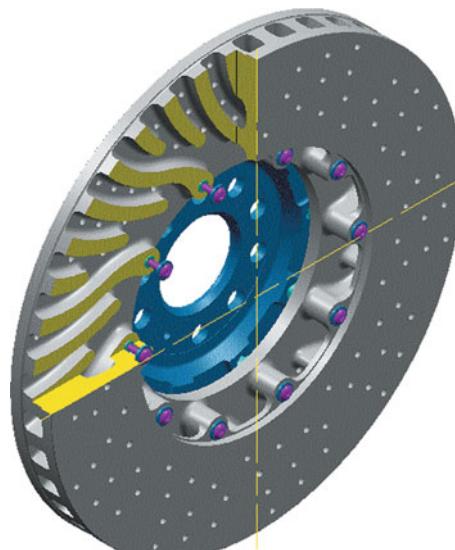


Abb. 29.2 C/SiC-Bremsscheibe von BSCCB mit Innenkühlkanälen

## Separate Reibsichten

Bzgl. der Faserverstärkung der keramischen Bremsscheiben besteht ein Zielkonflikt:

Einerseits sind zur Realisierung einer hohen Scheibenfestigkeit viele, möglichst lange Faserbündel erforderlich.

Andererseits kann Faseroxidation in Verbindung mit hohem Faseranteil an der Scheibenoberfläche unter hoher Bremsenbelastung zu zunehmender Scheibenrauheit mit Nachteilen bzgl. Optik, Bremskomfort und Belagverschleiß führen. Um diesen Zielkonflikt aufzulösen, werden variablenabhängig auf den Tragkörper mit festigkeitsoptimierter Faserarchitektur separate Reibsichten mit geringerem C-Faser-Anteil oder faserfreie vollkeramische Reibsichten aufgebracht. Diese

Reibsichten werden im carbonisierten Zustand mit einer Fügepaste fixiert und verbinden sich bei der Silizierung stoffschlüssig mit dem Tragkörpers.

Abb. 29.3 zeigt einen Schnitt durch den Aufbau einer C/SiC-Bremsscheibe

Ein weiterer Vorteil separater Reibsichten besteht darin, dass sie zusammen mit der Fügeschicht eine wirksame Oxidationssperre bilden, welche die Faseroxidation des Tragkörpers deutlich verzögert.

## Belastung beim Bremsen

Die Bremsscheiben werden im Betrieb hauptsächlich durch Zentrifugal- und Bremskräfte, aber bei gebremster Kurvenfahrt auch durch Querkräfte belastet. Ferner sind Spannungen in der Verbindung

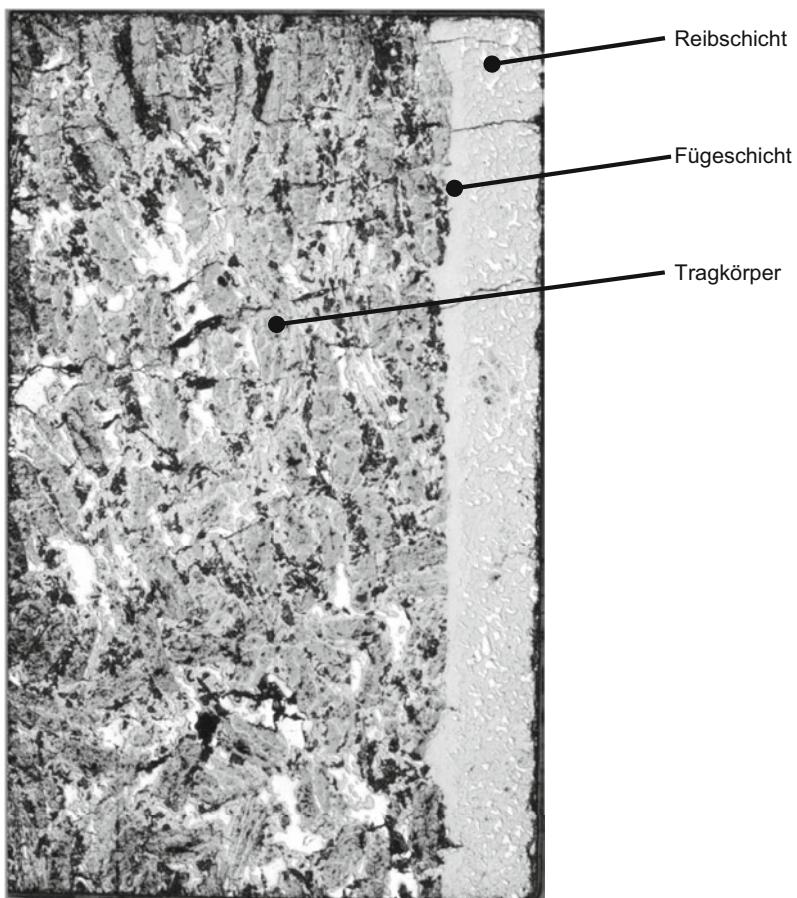


Abb. 29.3 C/SiC-Bremsscheibe von BSCCB im Schnitt

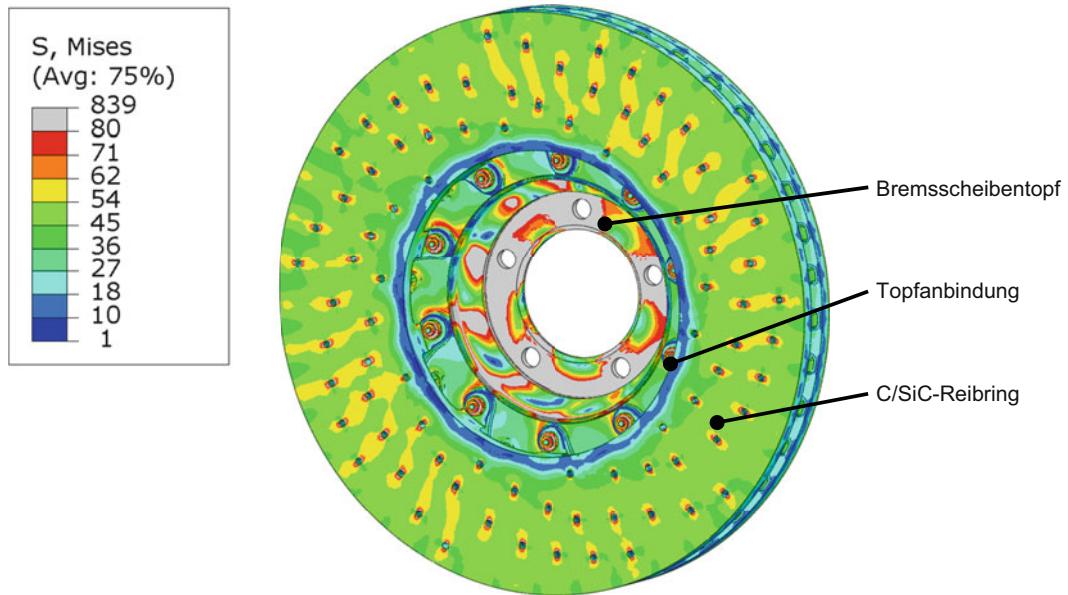


Abb. 29.4 Berechnete Spannungsverteilung an einer C/SiC-Bremsscheibe von BSCB während dem Bremsvorgang

zum Bremsscheibentopf sowie Thermospannungen zu berücksichtigen.

Auslegungsrelevant ist der Fall „Vollbremsung bei  $v_{\max}$ “, bei dem die Zugspannungen durch Überlagerung von maximalen Brems- und Zentrifugalkräften ihr Maximum erreichen. Besonders wichtig für die Festigkeit der Bremsscheiben ist die Gestaltung der Topfanbindung, des Scheibeninnenrandes sowie die Form der Stege und Kühlkanäle. Abb. 29.4 zeigt eine typische Spannungsverteilung unter Drehzahl- und Bremsmomentbelastung.

### Bremsscheibentopf

Zur Anbindung des C/SiC-Bremsscheibenrings an die Radnabe wird dieser in der Regel mit einem Aluminiumtopf versehen. Bei der Konstruktion der Verbindung des Topfes mit dem Reibring ist neben der Kraftübertragungsfunktion auch der Ausgleich der unterschiedlichen Temperatursausdehnungen von Reibring und Topf durch speziell gestaltete Gleitelemente aus Edelstahl zu gewährleisten.

### Bremsbeläge

Die Bremseigenschaften werden wesentlich durch die Bremsbeläge bestimmt. Deshalb kommt wie bei konventionellen Bremsen der Belagentwicklung eine Schlüsselrolle zu. Die Randbedingungen

bei C/SiC-Scheiben sind dabei grundlegend unterschiedlich. So bieten die höhere Oberflächenhärte, die geringere Wärmedehnung und nicht zuletzt die höhere akustische Dämpfung mehr Freiheitsgrade für die Belagentwicklung, während andererseits die höheren Spitzentemperaturen auch höhere Anforderungen an die thermische Stabilität der Belagmasse stellen.

### 29.3.2 Die Auswirkung der Keramikbremsen auf die Fahrzeugeigenschaften

#### Auswirkung auf die Bremseigenschaften

Durch das höhere Reibwertniveau der C/SiC-Scheiben – Belagpaarung ergeben sich für gleiche Verzögerung spürbar geringere Pedalkräfte und kürzere Pedalwege. Der über der Temperatur konstante bzw. leicht ansteigende Reibwert erzeugt eine hohe Fadingstabilität.

Einen Vergleich der Reibwertverläufe während eines Folgestoppprogramms zeigt Abb. 29.5.

Neben den Vorteilen bzgl. Bremsperformance sind auch Verbesserungen bzgl. Bremskomfort erzielbar:

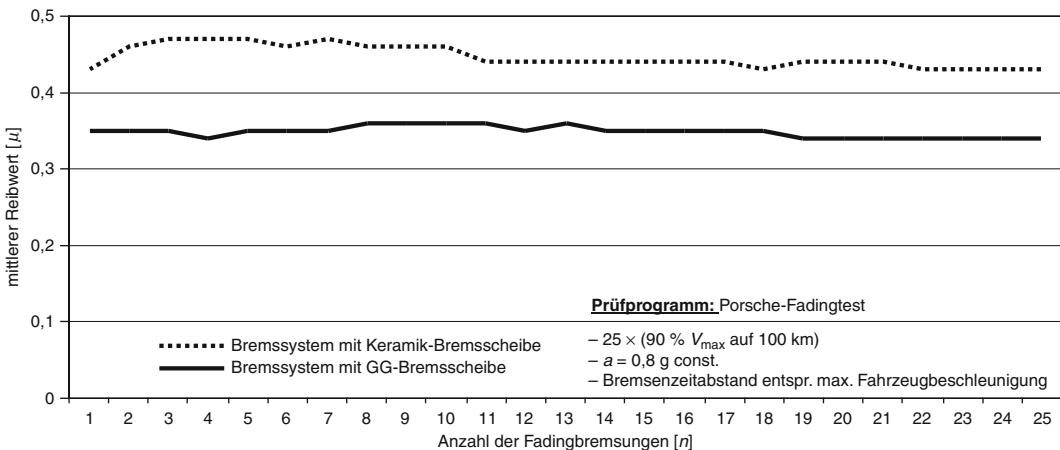


Abb. 29.5 Reibwertverläufe im Porsche-Fading-Programm

Durch die geringere Wärmedehnung und damit verbundene geringe thermische Verformung des Bremsscheibenrings wird die Neigung zum Heißrubbeln deutlich reduziert. Die sehr hohe Oberflächenhärte der Reibsicht verhindert Kaltauswaschungen und damit Dickenschwankungen an der Reibringoberfläche, die häufig Ursache für Kaltrubbeln sind.

### Auswirkungen auf Fahrleistungen, Fahreigenschaften und Fahrkomfort

Ein wesentliches Merkmal der Carbon-Keramikbremsen ist ihr geringes Gewicht. Die damit verbundenen Vorteile sind:

- Steigerung der Fahrleistungen durch geringere (translatorisch und rotatorisch!) zu beschleunigende Massen,
- Steigerung des Fahrkomforts v. a. auf kurzwellig unebenen Fahrbahnen,
- Steigerung des Quer- und Längsbeschleunigungspotentials auf unebener Fahrbahn,
- Verbesserung des Anlenkverhaltens bei höheren Fahrgeschwindigkeiten besonders in Wechselkurven,
- bessere Regelgüte bei ABS- und ESP-Eingriffen.

All diese Potentiale ausgenutzt umrundet ein Sportwagen mit C/SiC-Bremsanlage ggü. einem Fahrzeug mit GG-Bremse einen 4,2 km langen Kurs

(Misano) um 0,8 s. schneller. Das bedeutet pro Runde einen Gewinn von über 40 m!

### 29.3.3 Verschleißverhalten

#### Abrasiver Verschleiß

Die Lebensdauer von Graugussbremsscheiben wird bei mäßiger thermischer Belastung (öffentlicher Straßenverkehr) durch Dickenabnahme d. h. durch abrasiven Verschleiß, begrenzt.

Bei C/SiC-Bremsscheiben findet aufgrund der extremen Oberflächenhärte sowohl im Straßenbetrieb als auch bei hoher Belastung kein nennenswerter Abrieb statt.

#### Rissbildung aufgrund von Wärmespannungen

Bei dauerhaft hoher Bremsenbelastung mit häufigen Wechseln von hohen und niedrigen Bremsscheibentemperaturen („Thermoschock“) bilden sich aufgrund von Wärmespannungen in Graugusscheiben Risse, die die Scheibenfestigkeit reduzieren. Bei fortgeschrittener Rissbildung wird deshalb der Austausch der Bremsscheiben erforderlich.

Bei C/SiC-Bremsscheiben ist die Rissanfälligkeit aufgrund der hohen Thermoschock-Beständigkeit vernachlässigbar (s. Tab. 29.1).

## Thermischer Verschleiß (Faserabbrand)

Bei C/SiC-Bremsscheiben oxidieren bei hohen Temperaturen ( $T > 450^{\circ}\text{C}$ ) unter Sauerstoffzufuhr die verstärkenden Kohlenstofffasern. Aufgrund der Porosität und des Entspannungsgefüges des Materials betrifft dies nicht nur die Scheibenoberfläche, sondern auch den Tragkörper der Scheibe. Durch einen zusätzlichen Oxidationsschutz kann die Oxidation zwar deutlich verzögert, jedoch nicht gänzlich verhindert werden.

Folge der Faseroxidation sind neben messbarem Gewichtsverlust eine rauer werdende Oberfläche sowie der Rückgang der Scheibenfestigkeit.

Abgesehen von mechanischen Beschädigungen begrenzen die Folgen des Faserabbrandes die Lebensdauer der C/SiC-Bremsscheiben.

## Verschleißindikationen

Zur Indikation des Verschleißzustandes bestehen nachfolgend genannte Möglichkeiten, die abhängig von der Rezeptur der Reibsichten, faserhaltig oder faserfrei, kombiniert eingesetzt werden können. Als Standard ist die Bestimmung der Verschleißgrenze nach der Puls-Induktions-Methode nach Abschnitt „Carbotech-Wert“ festgelegt.

### Carbotech-Wert

Aufgrund der thermomechanischen Belastung des Bremsscheibenrings verändert sich das Gefüge und führt, vornehmlich durch Oxidation des Kohlenstoffs ab ca.  $450^{\circ}\text{C}$ , zu einer Schädigung des Verbunds. Mittels einem speziell für C/SiC-Bremsscheiben entwickelten Messgeräts kann, basierend auf der Puls-Induktions-Methode, diese Schädigung gemessen werden. Je niedriger der Wert (üblicherweise als Carbotech-Wert bezeichnet), desto höher ist die Schädigung. Der Abfall des Messwerts korreliert mit einem Festigkeitsabfall, so dass über die Messung der Bremsscheiben und Angabe eines Mindestwerts die Verschleißgrenze erkannt werden kann. In diesem Fall ist die Verschleißgrenze erreicht, wenn der minimal zulässige Carbotech-Wert an einer der drei Messpositionen (Kennzeichnung auf der Topfseite am Bremsscheibentopf) erreicht wird. Zur exakten Messung sind am Bremsscheibentopf Messmarkierungen dauerhaft lesbar anzubringen und der Neu- und Mindestwert auf dem Bremsscheibentopf

für die einzelnen Messpositionen zu kennzeichnen.

## Bremsscheibendickenverlust

Bei sehr hoher Belastung ist, abhängig von der Rezepturzusammensetzung der Reibsichten (faserhaltig oder faserfrei), ein Dickenverschleiß des Bremsscheibenrings möglich. In diesem Fall ist die Verschleißgrenze erreicht, wenn die minimal zulässige Bremsscheibendicke (üblicherweise als „Minimum Thickness“ oder kurz „Min.Th.“ bezeichnet) erreicht wird.

## Bremsscheibengewichtsverlust

Aufgrund der thermischen Belastung des Bremsscheibenrings oxidiert oberhalb von ca.  $450^{\circ}\text{C}$  der Kohlenstoff und führt zu einem Gewichtsverlust des Bremsscheibenrings. Dieser Gewichtverlust korreliert mit einem Festigkeitsabfall, so dass über die Wägung nach vollständiger Reinigung der ZSB-Bremsscheibe und Angabe einer Gewichtsgrenze die Verschleißgrenze erkannt werden kann. In diesem Fall ist die Verschleißgrenze erreicht wenn das minimal zulässige Bremsscheibengewicht (üblicherweise als „Minimum Weight“ oder kurz „Min.Weight.“ bezeichnet) erreicht wird.

## 29.4 Weiterentwicklung der Carbon-Keramik-Bremsscheiben

Der Einsatz von C/SiC Bremsscheiben hat sich in den letzten Jahren vom Sportwagensegment über Hochleistungslimousinen bis hin zu sportlichen SUV erweitert. Erstmals wird es zudem eine Anwendung in der Kompaktklasse geben. Seit Beginn der Serienfertigung im Jahr 2001, mit wenigen tausend Bremsscheiben pro Jahr, ist die Jahresproduktion mittlerweile bei ca. 200.000 Bremsscheiben im Jahr 2016 angelangt. Bedingt durch Teilarbeitsteilung, Standardisierung, Verkettung der Produktionsprozesse nach Lean-Kriterien und die zuvor genannten Stückzahleffekte konnten die Herstellungskosten mittlerweile spürbar reduziert werden. Über die kontinuierliche Weiterentwicklung der Carbon-Keramik-Bremsscheibe und die verstärkte Prozessautomatisierung bereitet man sich auf den in Zukunft wachsenden Keramikbremsscheibenmarkt vor.

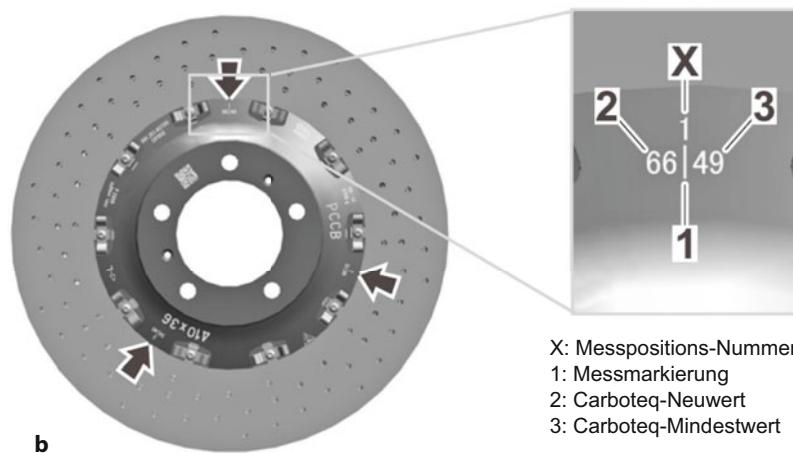
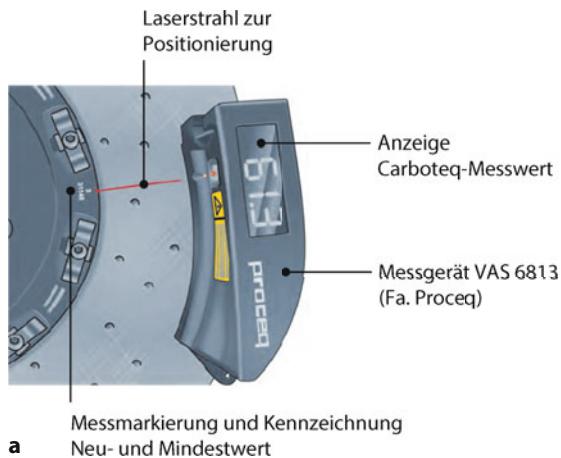


Abb. 29.6 **a** Messprinzip: Verschleißmessung mittels Messgerät VAS 6813. **b** Messmarkierungen und Kennzeichnung Neu- und Mindestwert

# Leichtbaubremscheiben

Konstruktiver und werkstofflicher Leichtbau bei Bremscheiben

*Ralph Mayer*

## **30.1 Einleitung – 660**

- 30.1.1 Leichtbaubedarf an Fahrzeugachsen – 660
- 30.1.2 Physikalische Zusammenhänge – 661
- 30.1.3 Historisches Umfeld – 663

## **30.2 Werkstofflicher Leichtbau – 663**

- 30.2.1 Graugussbremscheiben – 663
- 30.2.2 Bremscheiben auf Aluminiumbasis – 664

## **30.3 Konstruktiver Leichtbau – 665**

- 30.3.1 Verbundbremscheiben mit Verbindungselementen – 665
- 30.3.2 Verbundbremscheiben ohne Verbindungselemente – 666

## **30.4 Entwicklungsbedarf und -tendenzen – 667**

## **Literatur – 667**

## 30.1 Einleitung

### 30.1.1 Leichtbaubedarf an Fahrzeugachsen

Ausgenommen vom Luftwiderstand geht die Masse bzw. Drehmasse einer Brems Scheibe in die Hauptfahrwiderstände eines Fahrzeugs mit ein [1]. Dies betrifft sowohl den Radwiderstand  $F_R$  in Abhängigkeit eines durch Fahrbahnbeschaffenheit und Reifeneigenschaften definierten Rollwiderstandbeiwertes  $f_r$  und der Fahrzeuggesamtmasse  $m_{\text{ges}}$ :

$$F_R = f_r \cdot m_{\text{ges}} \cdot g \quad (30.1)$$

In Abhängigkeit eines Steigungswinkels  $\alpha_{\text{St}}$  ergibt sich der Steigungswiderstand  $F_{\text{St}}$  zu

$$F_{\text{St}} = m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \sin \alpha_{\text{St}} \quad (30.2)$$

Bei einer Änderung  $a$  der Fahrzeughafgeschwindigkeit sind zudem die auf den dynamischen Reifenhalbmesser  $r_{\text{dyn}}$  bezogenen Trägheitsmomente aller rotierenden Komponenten sowohl im Antriebstrang als auch im Fahrwerk zur Ermittlung des Beschleunigungswiderstandes  $F_{\text{Be}}$  zu berücksichtigen:

$$F_{\text{Be}} = a \left[ m_{\text{ges}} + \frac{\theta_{\text{ges}}}{r_{\text{dyn}}^2} \right] \quad (30.3)$$

Vereinfacht kann dies durch den Drehmassenzuschlagfaktor  $e_m$  ausgedrückt werden:

$$F_{\text{B}} = a \cdot e_m \cdot m_{\text{ges}} \quad (30.4)$$

Im Fahrbetrieb vollziehen Achsschenkel und Radträger gegenüber dem Fahrzeugaufbau weitere Bewegungen in vertikaler und horizontaler Richtungen verursacht durch Straßenanregungen und Überfahrt von Einzelhindernissen (Abb. 30.1). Diese auf das Fahrwerk übertragenen Schwingungen können somit harmonisch, periodisch, stochastisch oder in Kombination vorliegen.

Für ein einfaches physikalisches Ersatzmodell bei einer zeitabhängigen vertikalen Krafteinwirkung  $F_z(t)$  am Rad sind die Masse des komplettierten Radträgers  $m_R$ , die Federsteifigkeit  $c$  und

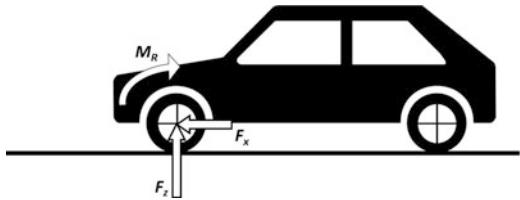


Abb. 30.1 Kräfte und Moment am Rad

Dämpfungskonstante  $d$  zu berücksichtigen:

$$F_z(t) = m_R \ddot{z} + d \dot{z} + cz \quad (30.5)$$

Im Realfall sind Funktion von Federung und Dämpfung nicht singulär durch die Einzelkomponenten sondern in Interaktion mit den Reifeneigenschaften zu betrachten. Oftmals werden durch den Fahrzeughersteller für ein Fahrzeugmodell unterschiedliche Rädervarianten angeboten, die im Durchmesser gegenüber dem Basisrad drei bis vier Zoll größer sein können [2]. In der Konsequenz bedeutet dies zur Erlangung eines ausreichenden Luftvolumens (Reifentragfähigkeit) und damit einer ausreichenden Luftfederung ein Zuwachs in der Reifenbreite, was auch zu einer Mischbereifung am Fahrzeug führen kann. In Verbindung mit höherer Antriebsleistung des Fahrzeugs kann eine höhere Bremsleistung erforderlich sein, was zu einer größeren dimensionierten Radbremse führt. Auch dies hat durch größere Bremsättel und Brems scheiben einen Massezuwachs zur Folge. In Abhängigkeit der Achsbauweise, Achskinematik und der Elastokinematik sowie unter Berücksichtigung weiterer Anforderungen wie der Betriebsfestigkeit sind somit das Gewicht der reifengefederten Massen und damit auch das Gewicht der Bremscheibe für die Fahrwerkauslegung essentiell (Abb. 30.2). Die Dimensionierung (Durchmesser) eines Schwingungsdämpfers orientiert sich nach den maximal wirkenden Dämpfkräften in Zug- und Druckstufe. Diese hängen ab vom Gewicht der zu dämpfenden Bauteile (Masse am Radträger bzw. anteilige Masse des Fahrzeugaufbaus), von der Federsteifigkeit, Positionierung (Übersetzung) zwischen Traglenker und Aufbau sowie der Schräglagestellung des Schwingungsdämpfers.

Der Leichtbaubedarf an Achskomponenten ist sowohl hinsichtlich der Gesamtfahrzeugmasse zur

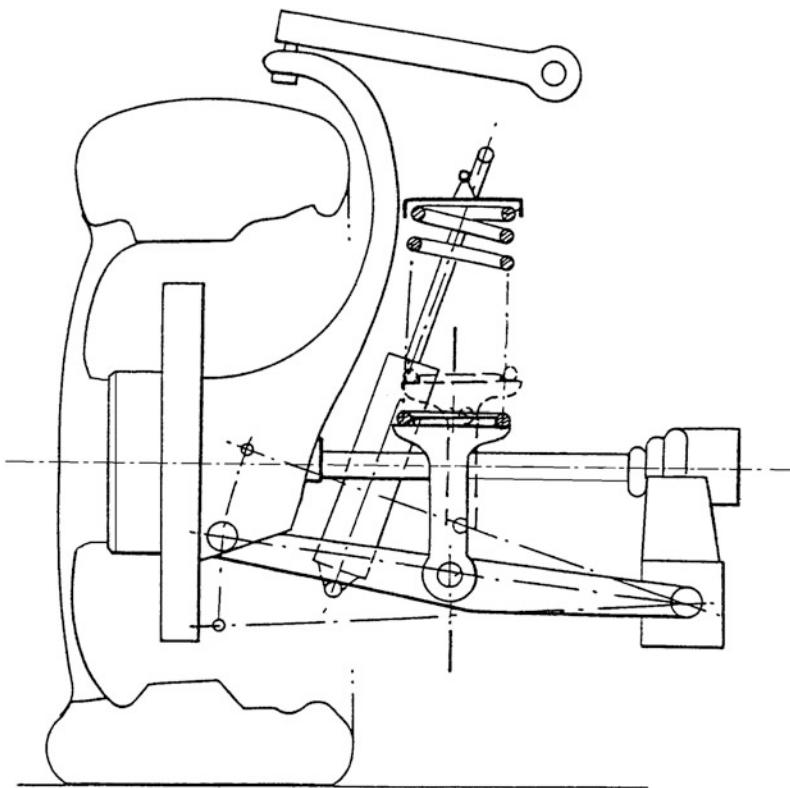


Abb. 30.2 Halbachse in Mehrlenkerausführung mit Anbindung von Feder und Schwingungsdämpfer

Erlangung von Zielen wie Beschleunigungsvermögen und Antriebsenergiebedarf ( $\text{CO}_2$ -Ausstoß oder Äquivalent) als auch weiterer Fahreigenschaften der Quer- und Vertikaldynamik (Fahrerlebnis, Sicherheit durch Reduzierung von Radlastschwankungen zur Ausnutzung der Kraftschlussgrenze am Reifen in Umfangs- und Querrichtung sowie Komfort) unumgänglich. Einen Beitrag zur Gewichtsreduzierung leisten somit auch gewichtsreduzierte Brems scheiben, die durch konstruktive und auch durch werkstoffliche Maßnahmen realisiert werden können.

### 30.1.2 Physikalische Zusammenhänge

Der mechanischen Radbremse obliegt die Umwandlung der kinetischen Fahrzeugenergie in Wärme durch das Zusammenwirken von Bremsbelag und Bremsscheibe. Dabei reduziert sich bei einer

Bremsung die Berührungsfläche u.a. aufgrund der vorhandenen Rauhtiefen der beiden Reibpartner auf Mikrobereiche, innerhalb derer Mikrodeformationen im plastischen Bereich stattfinden und somit Wärme hervorrufen. Eine Bremskraft  $F_B$  an einem Bremsrotor wird durch das Produkt aus dem Proportionalitätsfaktor — als Reibwert und der wirkenden Normalkraft  $F_N$  der beiden Bremsbeläge charakterisiert:

$$F_B = \mu F_N \quad (30.6)$$

Ferner sind in der Kontaktgrenzschicht zweier Festkörper weitere Energiewandlungen wie

- elastische Hysterese
- plastische Verformungen
- Abscherungen und
- Ausbrüche mit Erzeugung neuer Kontaktflächen

bekannt [3]. Damit sind für das Betriebs- und Verschleißverhalten einer Bremsscheibe egal aus welchem Material wesentliche Eigenschaften beschrieben. Für unterschiedliche Varianten von Grauguss kann dies z.B. durch die Ausprägung der Graphitlamellen bedeutsam sein, während bei der Verwendung von mit Partikel verstärkten Verbundwerkstoffen wie MMC<sup>1</sup> oder CMC<sup>2</sup> exemplarisch die Geometrie, Größe und Verteilung der Verstärkungsphase ausschlaggebend sind. Dies gilt gleichermaßen für faserverstärkte Materialien wie bei C/SiC-Bremsscheiben (vgl. Kapitel Bremsen mit nichtmetallischen Bremsscheiben). Durch das Betriebs- und Verschleißverhalten besteht in der Auswahl des Bremsscheibenwerkstoffes bereits eine Möglichkeit zur Einflussnahme auf das Komponentengewicht: Einsatztemperatur, thermisches Speichervermögen und zulässige Abnutzung (in der Regel 1 mm bis 2 mm Dickenreduzierung pro Bremsbahn bei Grauguss-Bremsscheiben) stellen gewichtsrelevante Parameter dar.

Bei einer Bremsung in der Ebene beträgt an einer Vorderradbremse die Bremsleistung  $P_{B,v}$  in Abhängigkeit des Hinterachsbremskraftanteils  $\Phi$  bei einer Fahrzeugfahrgeschwindigkeit  $v$  und einer Abbremsung  $z$

$$P_{B,v} = \frac{1}{2} (1 - \Phi) m_{\text{ges}} \cdot g \cdot v \cdot z \quad (30.7)$$

Für den Bremsanteil im Gefälle gilt

$$P_{\alpha,v} = \frac{1}{2} (1 - \Phi) m_{\text{ges}} \cdot g \cdot v \cdot \sin \alpha \quad (30.8)$$

so dass sich für eine Bremsung im Gefälle die maximale Gesamtleistung unter vereinfachender Vernachlässigung von Reibung, Motorschleppmoment und Luftwiderstand ergibt zu:

$$P_{B,v} = \frac{1}{2} (1 - \Phi) m_{\text{ges}} \cdot g \cdot v (z + \sin \alpha) \quad (30.9)$$

Diese Bremsleistung ist nach [4] unterschiedlicher Beanspruchung je nach wirksamer Eingriffsfäche des Bremsbelags ausgesetzt. Zudem ist für diese flächenbezogene Wärmeleistung die Bremssattelbauart und die Gleichmäßigkeit der Flächenpressung von Belag und Scheibe zu berücksichtigen.

<sup>1</sup> Metal Matrix Composite

<sup>2</sup> Ceramic Matrix Composite

Die kinetische Energie  $E_{\text{kin}}$  eines Fahrzeugs

$$E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} m_{\text{ges}} \cdot v^2 \quad (30.10)$$

wird durch die mechanische Bremsanlage in Wärmeenergie  $Q$  der Bremskomponenten gewandelt. Im Falle der Bremsscheibe, die erfahrungsgemäß ca. 90% der anfallenden Wärmeenergie aufnimmt [5] und speichert, resultiert dies zu:

$$Q = c_p \cdot m_{\text{Scheibe}} \cdot \vartheta_{\text{Scheibe}} \quad (30.11)$$

Beim Abkühlen der Bauteile einer Radbremse ausgehend von einer Temperatur  $\vartheta_{\text{Bt}}$  sind drei Arten von Wärmeübertragung zu berücksichtigen, die durch Werkstoffkenngrößen des Rotormaterials spezifiziert sind. Somit sind bei werkstofflichem Leichtbau einer Bremsscheibe für die Dimensionierung nicht nur die Masse und die spezifische Wärmekapazität  $c_p$  sondern auch die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ , der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$ , der Strahlungskoeffizient des Bauteils an die Umgebung  $C_{\text{Bt,U}}$  und die geometrische Situation durch die jeweilige Bauteilfläche  $A_{\text{Bt}}$  zu beachten.

Die Konvektion  $\dot{Q}_{\text{Kon}}$  stellt den Wärmeübergang auf ein Fluid dar. Sie ist von der Umgebungslufttemperatur  $\vartheta_{\text{Luft}}$  und durch  $\alpha$  auch vom Feuchtegehalt der Luft innerhalb der Felgenkontur bzw. im Radhaus abhängig:

$$\dot{Q}_{\text{Kon}} = \alpha \cdot A_{\text{Bt}} (\vartheta_{\text{Bt}} - \vartheta_{\text{Luft}}) \quad (30.12)$$

Durch Strahlung erfolgt eine Wärmeabgabe an die Umgebung:

$$\dot{Q}_{\text{Str}} = C_{\text{Bt,U}} \cdot A_{\text{Bt}} (\vartheta_{\text{Bt}}^4 - \vartheta_{\text{Luft}}^4) \quad (30.13)$$

Die zwischen zwei Temperaturniveaus  $\vartheta_1$  und  $\vartheta_2$  abhängige Wärmeleitung an kühtere Bauteile wie z.B. Radnabe und Rad bzw. am Bremssattel von Belag an Bremskolben erfolgt bei einer Fläche  $A_d$  durch eine Bauteildicke  $d$  als Wärmestrom:

$$\dot{Q}_{\text{leit}} = \frac{\lambda}{d} \cdot A_d (\vartheta_1 - \vartheta_2) \quad (30.14)$$

Zu beachten ist, dass im verschraubten Radverbund Rad – Bremsscheibe – Radnabe bereits Leichtbaumaßnahmen im Umfeld der Radanlage (z.B.



Abb. 30.3 Radanlage

Aussparungen zwischen den Bolzenlöchern, Abb. 30.3) und auch in der Radnabe (z.B. sternförmige Anlagekontur) realisiert sein können, die die Wärmeleitung von der Bremsscheibe an die Peripherie und damit das Abkühlen reduzieren. Weitere Kontaktbedingungen zur Wärmeübertragung bestehen im Zentrierbund der Radnabe zur Bremsscheibe und zum Rad sowie über die Radverschraubung.

### 30.1.3 Historisches Umfeld

Leichtbaumaßnahmen finden sich nicht nur im aktuellen Geschehen zunehmend strenger gefasster gesetzlicher Vorgaben zur CO<sub>2</sub>-Emission bei Straßenfahrzeugen, sondern sind gleichermaßen bei Schienen- und Luftfahrzeugen zu finden. Mehrscheibenbremsen haben in der Verkehrsluftfahrt als Kohlefaserbremsscheibe breite Anwendung (vgl. Kapitel Flugzeugbremsen). Für die erste Generation des ICE<sup>3</sup> (Baureihe 401) wurde eine Aluminiumbremsscheibe entwickelt [6]. Gegenüber einer Graugussvariante wird ein Gewichtsvorteil durch Verwendung von AMC<sup>4</sup> von etwa 45 % erreicht trotz einer notwendigen Volumenvergrößerung auf 150 % [7]. Das Belastungskollektiv aus Temperatur und Druckbeanspruchung darf hierbei gewisse Grenzen nicht überschreiten. Bei unzureichender Oberflächen- und Durchmesservergrößerung kann dies zu einer Überbeanspruchung des Tribosystems

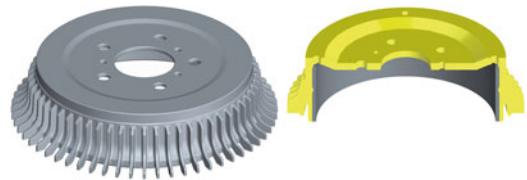


Abb. 30.4 Al-Fin-Bremstrommel

führen mit übermäßig starkem Verschleiß der Reibringe bei starker Progredienz der Oberflächenrauheit und deutlichen Komforteinbußen, was letztlich auch zu einer weiteren Verwendung der Graugussbremscheiben veranlasste. Bei Metrozügen hingegen mit geringerer Höchstgeschwindigkeit aber höheren Beschleunigungsanteilen gegenüber Vollbahnen ist die Anwendung von Aluminiumbremscheiben bekannt (Hersteller Knorr-Bremse, Betreiber MTR – Mass Transit Railway in Hongkong).

Bereits Ende der 1950er Jahre gab es Entwicklungen zu einer Leichtbau-Pkw-Radbremse. Unter dem Begriff Al-Fin-Bremstrommel kam es u.a. 1963 zur Markteinführung einer Verbundkonstruktion aus Aluminium-Trommel mit einem Grauguss-Bremsring (z.B. GG-26) im Mercedes-Benz 230 SL (Pagode, Baumuster 113.042) [8]. Ähnlich dem Grundgedanken heutiger Verbundbremscheiben erfolgte eine Funktionstrennung mit einem leichteren Bremsringträger zur Momentübertragung und einem ca. 5 mm dicken Bremsring aus konventionellem Grauguss-Werkstoff mit bekanntem Reib- und Verschleißverhalten (Abb. 30.4). Eine thermische Optimierung stellt die radiale Verrippung mit 60 Stegen dar zur Oberflächenvergrößerung bei zudem axial ausgeführtem Einstich am offenen Ende der Trommel zur Reduzierung des Klaffens bei hohen Temperaturen.

## 30.2 Werkstofflicher Leichtbau

### 30.2.1 Graugussbremsscheiben

Die Hauptanforderungen an Bremsscheiben ungeteilt der Werkstoffwahl des Bremskörpers bzw. der Reibschiicht bestehen u.a. in der

<sup>3</sup> InterCity Express

<sup>4</sup> Aluminum Matrix Composite

- 30
- Bereitstellung eines über den Einsatzbereich von Temperatur und Bremsdruck möglichst konstanten Reibbeiwerts in Verbindung mit dem Bremsbelag
  - Wandlung der kinematischen Fahrzeugenergie innerhalb des tribologischen Systems von Bremsbelag und -scheibe in Wärme
  - Speicherung und Abgabe der Wärme durch Konvektion, Wärmeleitung und Strahlung
  - Abstützung der Bremskräfte im Verbund von Rad, Bremsscheibe, Radnabe und Radverschraubung.

Grauguss bietet hier bei allen Arten von Mehrspurfahrzeugen vom Kleinwagen bis zum Schwerlastnutzfahrzeug einen etablierten Kompromiss aller Eigenschaftsanforderungen bei überschaubarem Produktionsaufwand vom Urformen bis zur spanenden Bearbeitung. Allerdings fällt das spezifische Gewicht in den gebräuchlichen Zugfestigkeitsklassen von  $150 \text{ N/mm}^2$  bis  $250 \text{ N/mm}^2$  mit  $7,15 \text{ g/cm}^3$  bis  $7,20 \text{ g/cm}^3$  relativ hoch aus. Dennoch besteht in der geeigneten Wahl eines Graugusswerkstoffes mit dem Reibbelag ein indirektes Leichtbaupotenzial durch ggf. bessere Wärmeabfuhr und ein optimiertes Verschleißverhalten, was u.U. je nach OEM-Strategie zu einem geringeren Verschleißaufmaß je Reibringseite genutzt werden kann.

Alternative Werkstoffspezifikationen sollten eine Massereduktion ermöglichen bei zudem großer Wärmeleitfähigkeit und Wärmewechselfestigkeit und möglichst geringer Volumenausdehnung auch im Hinblick auf mögliche Verbundkonstruktionen.

### 30.2.2 Bremsscheiben auf Aluminiumbasis

Aluminiumwerkstoffe weisen mit einer Dichte um  $2,70 \text{ g/cm}^3$  deutliche Gewichtsvorteile auf, sind aber u.a. aufgrund geringerer Schmelztemperatur für eine geometriegleiche Substitution einer Graugussbremsscheibe nicht geeignet. Durch Verbundwerkstoffe, in denen in einem Grundwerkstoff Fremdstoffe als Faser oder Partikel formschlüssig eingelagert sind, können Gebrauchseigenschaften wie Festigkeit, Ausdehnungskoeffizient, Tempera-

turstabilität und Verschleiß in Abhängigkeit von Größe, Verteilung, Ausrichtung und Volumenanteil der Verstärkungsphase gezielt verändert werden [9].

Technische und wirtschaftliche Bedeutung bei einer Partikelverstärkung bestehen in oxydischen und carbidischen Hartstoffen wie Siliciumcarbid, Borcarbid oder Aluminiumoxid. Mittels linearer Mischungsregeln [10] lassen sich Eigenschaften wie die Dichte eines Verbundwerkstoffes  $\rho_C$  bei bekannter Matrixdichte  $\rho_m$ , Dichte  $\rho_f$  und Volumenanteil  $V_f$  der Verstärkungsphase ermitteln:

$$\rho_C = V_f \cdot \rho_f + (1 - V_f) \rho_m \quad (30.15)$$

Ebenso kann unter Berücksichtigung eines „Verstärkungswirkungsgrads“,  $\eta_f$  [10] der E-Modul des Composites  $E_C$  bei vorhandenem E-Modul von Matrix und Verstärkungsphase ( $E_m$  und  $E_f$ ) bestimmen zu:

$$E_C = V_f \cdot \eta_f \cdot E_f + (1 - V_f) E_m \quad (30.16)$$

Neben einem Mindestmaß und dem volumetrischen Anteil der Verstärkungsphase ist zu berücksichtigen, dass Herstellverfahren (mechanisch oder chemisch) sowie Partikelgröße Einfluss auf die Erlangung wirksamer Eigenschaftsänderungen haben. So bestehen z.B. bei demselben Verstärkungsfaktor von Siliciumcarbid unterschiedliche Zunahmen der Zugfestigkeit von Schmelz- gegenüber Pulvermetallurgie.

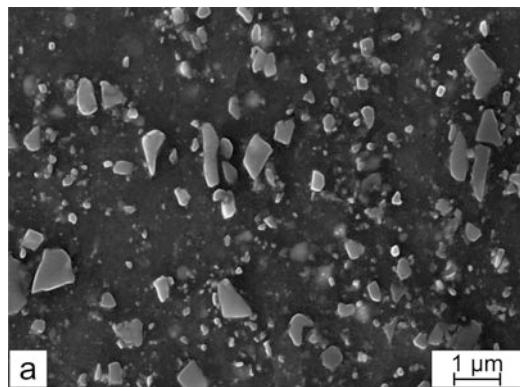
Die Festigkeitserhöhung eines Composites durch keramische Partikel kann nach [9] wie folgt charakterisiert werden:

$$\Delta R_{p,C} = \Delta \sigma_c + \Delta \sigma_{KG} + \Delta \sigma_{SKG} + \Delta \sigma_{KF} \quad (30.17)$$

Worin die ersten drei Summanden einen Anstieg des Fließspannungsbeitrags beitragen, einerseits wegen geometrischer Versetzungen und innerer Spannungen ( $\Delta \sigma_c$ ) und wegen Veränderungen von Korngrößen ( $\Delta \sigma_{KG}$ ) – Beispiel Rekristallisation – und Subkorngrößen ( $\Delta \sigma_{SKG}$ ) – Beispiel Erhöhungsvorgänge nach thermomechanischer Behandlung. Der Verfestigungsbeitrag  $\Delta \sigma_{KF}$  ist u.a. abhängig vom Schermodul, dem Partikelvolumengehalt und Partikeldurchmesser. Die Eigenschaften ausgesuchter Partikel unterschiedlicher Verstärkungsphasen sind in Tab. 30.1 gelistet. Für den Einsatz

**Tabelle 30.1** Partikeleigenschaften unterschiedlicher Verstärkungsphasen

Verstärkungsphase	SiC	B <sub>4</sub> C	TiC
Schmelztemperatur [°C]	2300	2450	3140
E-Modul [GPa]	480	450	320
Dichte [g/cm <sup>3</sup> ]	3,21	2,52	4,93
Wärmeleitfähigkeit [W/mK]	59	29	29
thermischer Ausdehnungskoeffizient [10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup> ]	4,7 – 5,0	5,0 – 6,0	7,4

**Abb. 30.5** REM-Aufnahme eines Aluminiumwerkstoffes mit SiC-Verstärkung von 10 % (Vol.)

in warmfesten Verbundstoffen, wie es auch das Eigenschaftsprofil einer Bremsscheibe erfordert, sind u.a. SiC-Partikel durch ihre hohe Wärmeleitfähigkeit geeignet. Die Verwendung von Partikeln anstelle von Fasern als Verstärkungsanteil kann den isotropen Charakter des Grundwerkstoffs erhalten. Maßgeblich wird das betriebs- und Verschleißverhalten von AMC-Bremsscheiben durch die Gleichmäßigkeit der Partikelgröße und deren homogene Verteilung beeinflusst (**Abb. 30.5**). Agglomeration und Fehlstellen sind zu vermeiden, um einen möglichst beständigen Aufbau eines Transferfilms zwischen Bremsbelag und Belageingriffsfläche der Scheibe zu realisieren [13]. Die Partikelverstärkung eines Composites ist verfahrensabhängig. Dem aus konventioneller Bremsscheibenherstellung bevorzugten Urformen sind durch abweichende Dichten von Grundwerkstoff und Verstärkungswerkstoff

Grenzen gesetzt, da es ggf. zum Absetzen schwerer Partikel kommt. Ein alternatives Herstellverfahren besteht z.B. im Sprühkomprimieren zur Herstellung von Halbzeugen mit anschließender Warmumformung [11]. Weitere Verfahrensansätze befinden sich im Stadium der Forschung. Das beim Bremsen reduzierte Verschleißverhalten bedingt auch in der spanenden Bearbeitung die Verwendung besonderer Werkzeuge. Akzeptable Standzeiten sind für die Verwendung von PKD (polykristalinem Diamant) und WC (Wolframcarbid) bekannt. Weitere Optimierung lässt sich durch Überlagerung von Ultraschallanregung beim Bearbeiten erzielen [10].

Im Einsatz als Bremsscheibe ist AlSi7Mg mit einer 20 %igen SiC-Verstärkung seit 1994 bekannt [10]. Eine 4,5 kg schwere Graugussbremsscheibe für eine Vorderachsanhwendung wurde hierdurch mit einer Gewichtseinsparung auf 1/3 der Ausgangsmasse substituiert.

### 30.3 Konstruktiver Leichtbau

#### 30.3.1 Verbundbremsscheiben mit Verbindungselementen

Der bei der Umsetzung von werkstofflichem Leichtbau erhöhte und bislang kaum in der Großserie etablierte Mehraufwand begünstigte die Entwicklung mehrteiliger Bremsscheiben-Konzepte. Durch konstruktive Maßnahmen lassen sich bei Funktionstrennung von Reibring und topfförmiger Anbindung je nach Reibpfadhöhe und Bremsscheibendurchmesser bei im Markt befindlichen Lösungen Gewichtseinsparungen bis zu etwa 2 kg je

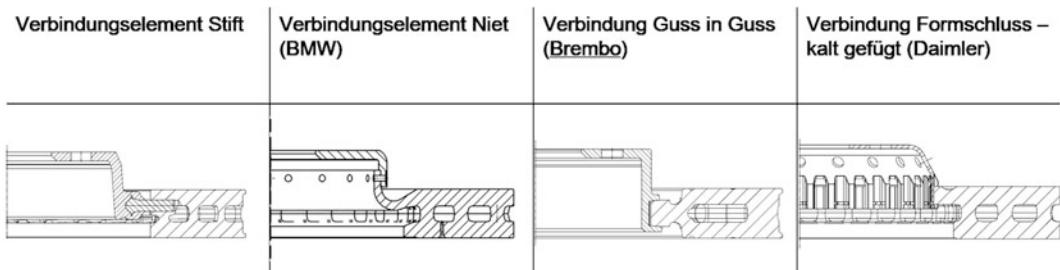


Abb. 30.6 Ausgewählte Konzepte von Verbundbremscheiben

Bremsscheibe erreichen. Die von der Ausführung bei C/SiC-Bremsscheiben bekannten „Hülse-Schraube-Verbindung“, erzielt bei Graugussrotoren i. A. keine Gewichtseinsparung.

Weite Verbreitung als ein Vorreiter im Bereich der Verbundbremscheiben findet eine Lösung, bei der ein Aluminiumtopf über Edelstahlstifte mit dem Reibring verbunden ist (Abb. 30.6). Die topfseitige Anbindung der Stifte weist eine pilzförmige Verbreiterung auf und sichert die Formstabilität im Aluminium sowohl bei Bremsmomentübertragung als auch bei axialen Kräften auf den Bremsring. Eine annähernd freie radiale Ausdehnung wird durch die Zylinderform des Stiftes in den Bohrungen des Grauguss ermöglicht. Ein zweiter Gießprozess, die notwendige spanende Teilbearbeitung des Bremsrings vor dem Fügen und die thermische Konditionierung des Bremsrings beim Fügen erfordern einen hohen Fertigungsaufwand. Dieses Bremsscheibenkonzept wird von mehreren Herstellern (z.B. SHW, Buderus, Fritz Winter) für diverse Erstausrüstungsvarianten angeboten. Als Edelstahl-Nietverbindung sind Leichtbaubremscheiben von BMW ausgeführt [15]. Durch die notwendige Überlappung von Graugussbund mit einem geschmiedeten Aluminium-Topf reduziert sich das Gewichtseinsparpotenzial, was sich bei zunehmender Topflänge bei diesem sehr robusten Fügekonzept relativiert. Bei der Herstellung wird ein teilbearbeiteter Bremsring durch einen Querpressverband mit dem Topf gefügt. Anschließend erfolgt die Bohrung und Vernietung reihum mit nachfolgend spanender Bearbeitung auf Endmaß und Korrosionsschutzbehandlung als finalem Schritt.

### 30.3.2 Verbundbremscheiben ohne Verbindungselemente

Keine Zusatzelemente sind bei der rein zweiteilig ausgeführten Leichtbaubremscheibe des Bremsenherstellers Brembo („dual-cast brake disc“) notwendig. Momentübertragung und axiale Sicherung gegen Querkräfte erfolgen über radial nach innen positionierte Stege aus dem Kühlkanal des Bremsrings heraus. Nach einer erfolgten Teilbearbeitung wird dieser in einem Formkasten thermisch konditioniert und mit Aluminium umgossen. Es schließen sich Endbearbeitung und Beschichtung z.B. mit Zinkstaubfarbe an.

Mit Markteinführung im Jahr 2013 wurde vom Fahrzeughersteller Daimler eine OEM-eigene Lösung vorgestellt [16]. Ein durch Kaltwalzen (ggf. auch durch Tiefziehen) profilerter Stahlblechtopf mit Ausgangsmaterialstärke von 2,5 mm wird im kalten Zustand mit einem innenverzahnten Bremsring verpresst. Die höheren Festigkeitswerte des Stahls können zum Leichtbau genutzt werden ebenso wie die Kaltverfestigung bei der Blechumformung. Die Verzahnung der beiden Fügepartner ist für das Betriebsverhalten bei Temperatur- und Momentbeaufschlagung so ausgelegt, dass kein Klaffen an den Zahnlängen erfolgt. Aus der Serienlösung sind als Axialsicherung Ausstellungen ähnlich dem Kiemen sowie radiale Ausstellungen durch gestanzte Querlöcher bekannt. Durch die höhere Temperaturbeständigkeit von Stahl gegenüber Aluminium ist diese Ausfertigung insbesondere für kleine und mittlere Bremsscheibengrößen mit geringem Abstand zwischen Bremskreisinnendurchmesser und Topf geeignet.

## 30.4 Entwicklungsbedarf und -tendenzen

Die singuläre Optimierung einzelner Komponenten oder Baugruppen am Fahrzeug zur Reduzierung des Energieverbrauchs beim Fahren kann zu Zielkonflikten führen, die die Gesamtmasse und damit auch den CO<sub>2</sub>-Ausstoß erhöhen. Aeroschmiedeleichräder [2] ermöglichen ein sehr niedriges Radgewicht ohne Traglasteinbußen bei gleichzeitig niedrigem Luftwiderstand. Die verfahrensseitig mögliche dünnwandige Felge lässt zusätzlichen radialen Bauraum für die Radbremse zu, der für einen größeren Bremsscheibenaußendurchmesser und auch für eine Erhöhung der Sattelsteifigkeit genutzt werden kann. Ähnliche Vorteile lassen sich auch durch das Flowforming bei Alugussrädern erzielen. Jedoch führt eine aerodynamische Optimierung ggf. auch auf der Radinnenseite durch Abschirmbleche oder der Entfall einer gerichteten Luftanströmung zu reduzierter Luftzirkulation im Rad mit einer geringeren Bremsenkühlung [17]. Mögliche Konsequenzen sind die Erhöhung der thermischen Masse im Rotor oder auch die mangelnde Eignung alternativer Rotorwerkstoffe mit geringeren kritischen Grenztemperaturen (► Abschn. 30.2.2).

Ein weiteres Leichtbaupotenzial besteht in einer Verbesserung des Betriebstemperaturverhaltens von innenbelüfteten Bremsscheiben. Die Abkehr eines konventionellen, wenn auch urformend sehr variabel gestaltbaren Kühlkanaldesigns aus Rippen oder Noppen durch Drahtgitterstrukturen [18] kann eine Alternative darstellen. Der Mehraufwand in der Fertigung ermöglicht einen höheren Druckabfall der zirkulierenden Luft innerhalb der Reibhälften gegenüber der Umgebung und eine stärkere Sogwirkung. Bei einer Umsetzung von Versuchsbauten wurde innerhalb einer Versuchsreihe an einem Schwungmassenbremsenprüfstand im Bereich des thermischen Gleichgewichtszustandes eine Differenz von bis zu 80 K zur massiven und bis zu 40 K zu einer mit Noppen ausgeführten Bremsscheibe ermittelt [19].

Mit der Zielsetzung der Verschleißreduzierung und Verringerung von in der Partikelgröße stark variierendem Bremsstaub besteht ebenfalls die Mög-

lichkeit zur Gewichtsreduktion. Im Falle von Verschleißschutzschichten [20], [21] kann das nötige Aufmaß um die bisherige Verschleißdicke je Bremsbahn verkleinert werden. Die Auslegung des Rotors erfolgt dann unter der Maßgabe der thermischen Bilanz des Anforderungsprofils.

Aktuell ist die Gestaltung eines Kraftfahrzeugs und ebenso des Fahrwerks im Systemen und Subsystemen (Komponenten wie z.B. einer Bremsscheibe) stark modular strukturiert und einem Baukastensystem untergeordnet. Eine zunehmende Elektrifizierung des Fahrzeugantriebstrangs ermöglicht im Bereich der Komfortbremsungen Rekuperation. Die mechanische Radbremse wird folglich je nach Bremsbedarf weniger oder gar nicht beansprucht. Dieses geänderte Anforderungsprofil bedingt u.a. auch Vorkehrung gegen das sog. Einschlafen der Reibpaarungen z.B. durch Beschichten von Bremsscheiben; ggf. werden sich Wechselintervalle von Bremsscheiben und -belägen verlängern, so dass auch eine konstruktive Neugestaltung des Achskopfes im Sinne weiterer Gewichtsreduktion realisieren lassen [22].

## Literatur

1. Braess, H.-H, Seiffert, U.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, Springer Vieweg, Wiesbaden (2013)
2. Leister, G.: Fahrzeugräder – Fahrzeugreifen, Springer Vieweg, Wiesbaden (2015)
3. Oehl, K.-H., Paul, H.-G.: Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge – Entwicklung und Erprobung. Verlag moderne Industrie, Landsberg/Lech (1990)
4. Burckhardt, M.: Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen, Vogel Buchverlag, Würzburg (1991)
5. Neitzel, B., Lienkamp, M.: Entwicklung einer neuen Bremsanlage. Automobiltechnische Zeitschrift, **103** (2001), 9, S. 763 – 748
6. Minde, F.: Grundlagen der Eisenbahntechnik. Online-Referat (2007)
7. n.n.: ICE wird 12 Tonnen leichter. Industrie Anzeiger, Internetpräsenz: URL: <http://www.industrieanzeiger.de>, Stand 19.07.2016
8. Wirth, Th.: Sportler mit Manieren. Mercedes-Benz Classic Magazin, Ausgabe 02 / 2016, S. 40
9. Nestler, D.: Beitrag zum Thema Verbundwerkstoffe – Werkstoffverbunde – status quo und Forschungsansätze. Habilitation, Universitätsverlag Chemnitz (2014)
10. Ostermann, F.: Anwendungstechnologie Aluminium. Springer Vieweg, Wiesbaden (2014)

11. Weißbach, W., Dahms, M., Jaroschek, Ch.: Werkstoffkunde - Strukturen, Eigenschaften, Prüfung. Springer Vieweg, Wiesbaden (2015)
12. Özer, I., Mayer, R., Lampke, Th.: Tribologische Betrachtungen an hochbeanspruchten AMC-Bremscheiben. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12 - Verkehrstechnik/Fahrzeug-technik, Nr. 773, 32. Internationales  $\mu$ -Symposium, Bremsen-Fachtagung, S. 69 – 266
13. Lange, J., et al.: Reibbeläge für moderne Bremssysteme. Automobiltechnische Zeitschrift, **112** (2010) 5, S. 352 – 357
14. Hockauf, M., et al.: high-strength aluminum-based light-weight materials for safety components. Zeitschrift für Metallkunde, **103** (2012)
15. Schubert, Ch., Heidenthaler, M.: Auf leichten Füßen. BMW 6er. ATZ MTZ extra (2004), S. 90-95
16. Mayer, R. et alias: Die Verbundbremsscheibe von Mercedes-Benz. Leichtbau für alle Fahrzeugklassen. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12 – Verkehrstechnik/ Fahrzeugtechnik, Nr. 759, 31. Internationales  $\mu$ -Symposium, Bremsen-Fachtagung, S. 6 – 24
17. Schütz, Th.: Fahrzeugaerodynamik. Springer Vieweg, Wiesbaden (2016)
18. Schutzrecht DE 10 2011 101 432 B4: Bremsscheibe (22.01.2015). Daimler AG, Fraunhofer-Gesellschaft zur Förderung der angewandten Forschung e.V.
19. Kienhöfer, F.: characterising the thermal performance of a novel lightweight brake disc with wire-woven ventilated channel at varying speeds. Conference EuroBrake 2016, Mailand
20. Schutzrecht DE 10 2010 048 075 B4: Bremsscheibe und Verfahren zu deren Herstellung (21.05.2015). Daimler AG
21. Schutzrecht EP 2 394 072 B1: Verfahren zur Herstellung einer Bremsscheibe (26.12.2012). Daimler AG
22. Offenlegungsschrift DE 10 2015 010 048 A1: Rollervorrichtung und Verfahren zum Verbinden eines Bremsscheibentopfes einer Bremsscheibe mit einer Radnabe (17.03.2016). Daimler AG

# Bremsflüssigkeiten

*Harald A. Dietl und Timo Weide*

- 31.1 Bremsflüssigkeitstypen – 670**
  - 31.1.1 Bremsflüssigkeiten auf Basis von Glykolen, Glykolethern und deren Borsäureester – 670
  - 31.1.2 Bremsflüssigkeiten auf Basis von Silikonestern – 671
  - 31.1.3 Bremsflüssigkeiten auf Basis von Mineralölen – 671
- 31.2 Nationale und internationale Normen – 671**
- 31.3 Bremsflüssigkeitseigenschaften – 672**
  - 31.3.1 Fahrzeugspezifische Eignung – 672
  - 31.3.2 Verträglichkeit mit anderen Bremsflüssigkeiten – 673
  - 31.3.3 Physikalische Kennwerte – 673
- 31.4 Umgang mit Bremsflüssigkeiten – 675**
  - 31.4.1 Handhabung – 675
  - 31.4.2 Lagerung – 675
  - 31.4.3 Entsorgung von Bremsflüssigkeiten – 675
- 31.5 Neue Anforderungen – 676**
- Literatur – 677**

Das Versagen der Bremsanlage ist in der Vorstellung eines jeden Autofahrers sicherlich der schlimmstmögliche Ausfall eines sicherheitsrelevanten Systemteils. Zur Gewährleistung der Funktionssicherheit und für die absolute Funktionsbereitschaft unter extremen Belastungen dieser so überaus wichtigen Anlage muss das Bremssystem regelmäßig und auch richtig gewartet und instand gehalten werden.

Besonders wichtig dabei ist die Bremsflüssigkeit.

Die Bremsflüssigkeit überträgt in der hydraulischen Bremsanlage die Kraft vom Hauptbremszylinder zu den einzelnen Radbremszylin dern und ist dort hohen Temperaturen ausgesetzt. Rotglühende Bremsscheiben sind aus dem Rennsport bekannt. Ein hoher Siedepunkt ist daher eines der Ziele bei der Entwicklung und Produktion von Bremsflüssigkeiten. Darüber hinaus darf die Bremsflüssigkeit bremssystemtypische Werkstoffe, wie zum Beispiel Metalle und Gummidichtungen, nicht angreifen. Die anwendungstypischen Kennwerte und auch Materialverträglichkeiten werden in diversen nationalen und auch internationalen Normen definiert.

Die chemische Zusammensetzung einer hydraulischen Bremsflüssigkeit muss so gewählt werden, dass optimale Leistung und Sicherheit gewährleistet werden.

## 31.1 Bremsflüssigkeitstypen

Bremsflüssigkeiten bestehen im Wesentlichen aus Lösemitteln, schmierenden Inhibitoren und Antioxidationsmitteln.

Auf dem Weltmarkt existieren prinzipiell drei Typen von Bremsflüssigkeiten – auf Basis von

- Glykolen, Glykolethern (SAE J1703 [1]) und deren Borsäureestern (SAE J1704 [2]) oder
- Silikonester (SAE J 1705 [3]) oder
- Mineralölen (ISO 7309 [4]).

### 31.1.1 Bremsflüssigkeiten auf Basis von Glykolen, Glykolethern und deren Borsäureester

Bremsflüssigkeiten auf Basis von Glykolen, Glykolethern und deren Borsäureester besitzen einen Weltmarktanteil von mehr als 95 %.

Als Ausgangsprodukt für diesen Bremsflüssigkeitstyp ist in aller Regel Ethylenoxid, das mit Alkoholen, wie beispielsweise Methanol, Ethanol, Butanol, etc. in Gegenwart von geeigneten Katalysatoren unter genau gesteuerten und kontrollierten Reaktionsbedingungen hinsichtlich Temperatur und Druck zu den korrespondierenden Ethylenglykolmonoalkylethern umgesetzt werden.

Zur Formulierung von Bremsflüssigkeiten werden die höhermolekularen Ethylenglykolmonoalkylether mit 2, 3 oder 4 Ethylenoxideinheiten verwendet.

Natürlich müssen Bremsflüssigkeiten eine exzellente Materialverträglichkeit gegenüber den vielfältigen Werkstoffen des Bremssystems aufweisen. Daher liegt es auf der Hand, dass auch korrosionsverhindernde Komponenten, wie Korrosionsinhibitoren und auch Antioxidationsmittel, in Bremsflüssigkeiten verwendet werden.

Korrosionsinhibitoren dienen zur Minimierung der Korrosion an metallischen Werkstoffen. Sie sind üblicherweise bis maximal 5 Gew.-% in Bremsflüssigkeiten vorhanden.

Diese Korrosionsinhibitorenpakete müssen die Korrosion von Metallen in Bremssystemen über einen breiten Temperaturbereich wirkungsvoll reduzieren. Die Wirkungsweise der einzelnen Inhibitoren in deren chemischen Zusammenspiel mit den vorhandenen Metallen ist äußerst komplex und wird in langjähriger Forschungsarbeit in ausgedehnten Testreihen erarbeitet. Die ausgewählten Inhibitoren einer individuellen Bremsflüssigkeit müssen mit anderen Bremsflüssigkeiten und deren Inhibitoren systemen vollständig verträglich und mischbar sein, da während der Lebensdauer eines Fahrzeugs bzw. des-

sen Bremssystems Flüssigkeiten verschiedener Hersteller zum Einsatz kommen können.

Bremsflüssigkeiten müssen auch gegenüber Oxidation beständig sein, da diese unter hohen Temperaturen auch der Luft ausgesetzt sind. Die Oxidation der Flüssigkeit kann durch die Gegenwart von Metallen durch Katalyse beschleunigt werden. Um den oxidativen Abbau der Bremsflüssigkeitskomponenten wirkungsvoll zu verringern, werden Antioxidationsmittel eingesetzt. Durch den oxidativen Abbau der Bremsflüssigkeitskomponenten kommt es zur Bildung von Abbauprodukten, wodurch es zu einem Ausfall des Bremssystems kommen kann.

Korrosionsinhibitoren und Antioxidationsmittel sind letztendlich für ein stabil funktionierendes hydraulisches Bremssystem unerlässlich.

### 31.1.2 Bremsflüssigkeiten auf Basis von Silikonestern

Bremsflüssigkeiten auf Basis von Silikonestern haben ein herausragendes Viskositätsverhalten bei niedrigen Temperaturen in Kombination mit relativ hohen Siedepunkten. Weltweit hat sich dieser Bremsflüssigkeitstyp, trotz der guten Eigenschaften gegenüber den Bremsflüssigkeiten auf Basis von Glykolen, Glykolethern und deren Borsäureester nicht durchgesetzt. Ihr Einsatz ist auf spezielle Anwendungen, wie beispielsweise in militärischen Fahrzeugen oder im Rennsport beschränkt.

### 31.1.3 Bremsflüssigkeiten auf Basis von Mineralölen

Mineralöle als Brems- und Hydraulikflüssigkeiten in Kraftfahrzeugen finden nur in wenigen Fällen Verwendung.

### 31.2 Nationale und internationale Normen

Bremsflüssigkeiten werden gemäß den geltenden nationalen und internationalen Normen SAE J1703 [1], SAE J1704 [2], ISO 4925 [5] und auch FMVSS No. 116 [6] auf ihre Tauglichkeit hin geprüft. FMVSS No. 116 [6] unterteilt die Bremsflüssigkeitsqualitäten nach DOT 3 [6], DOT 4 [6] und DOT 5.1 [6] (Abb. 31.1, Abb. 31.2, Abb. 31.3 und Abb. 31.4, Tab. Tab. 31.1, Tab. 31.2 und Tab. 31.3).

In diesen Normen sind die Anforderungen und Eigenschaften synthetischer Bremsflüssigkeiten nach folgenden Kriterien eingeteilt:

- Gleichgewichts-Rückfluss-Siedepunkt (kurz Siedepunkt, Equilibrium Reflux Boiling Point ERBP)
- Nasser Gleichgewichts-Rückfluss-Siedepunkt (kurz Nasssiedepunkt, Wet Equilibrium Reflux Boiling Point, WERBP)
- Wasserverträglichkeit,
- pH-Wert,
- Siedestabilität,
- chemische Stabilität,
- Verträglichkeit mit einer Referenzflüssigkeit (RM 66-06 [1, 1, 3]),

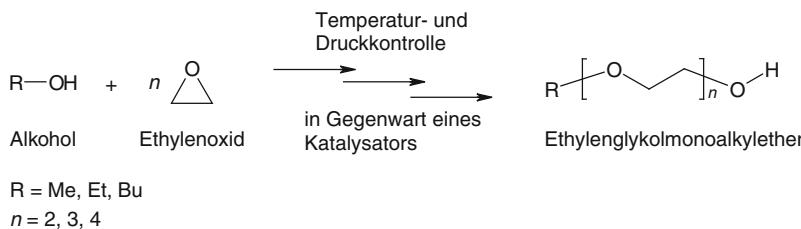


Abb. 31.1 Schematisierte Darstellung von Ethylenglykolmonoalkylether

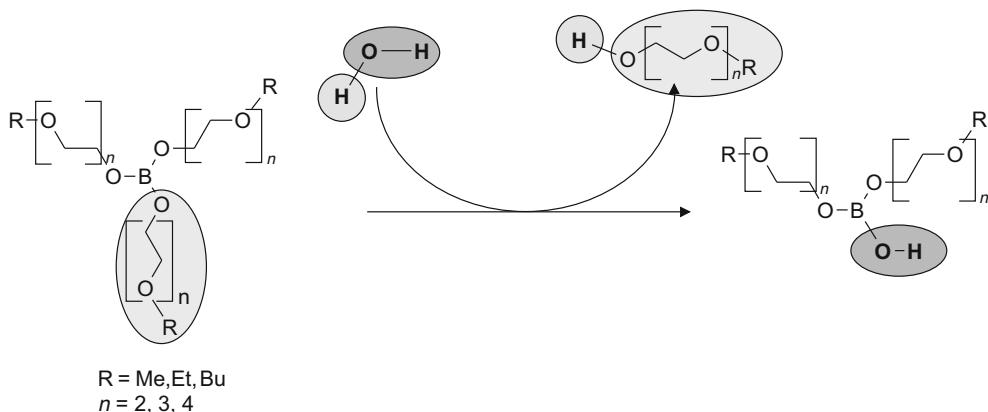


Abb. 31.2 Umsetzung der Borsäureester mit Wasser zur Stabilisierung des Nasssiedepunktes

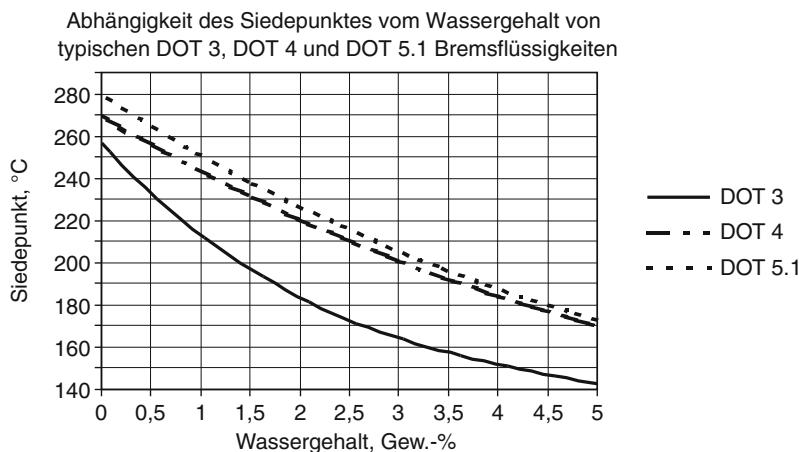


Abb. 31.3 Abhängigkeit des Siedepunktes von Bremsflüssigkeiten vom Wassergehalt

- Korrosionsverhalten gegenüber:
  - Zinn (SAE Referenz RM 6a [1–3])
  - Stahl (SAE Referenz RM 7 [1–3])
  - Aluminium (SAE Referenz RM 8 [1–3])
  - Gusseisen (SAE Referenz RM 9 [1–3])
  - Messing (SAE Referenz RM 10 [1–3])
  - Kupfer (SAE Referenz RM 11 [1–3])
- Verhalten gegenüber Elastomeren:
  - Standard Styren-Butadien-Gummi (Styrene-Butadien-Rubber SBR [1–3])
  - Standard Ethylen, Propylen und Diene (EPDM [1–3])

Die Einstufung der wasserfreien Bremsflüssigkeiten nach DOT 3 [6], DOT 4 [6] oder DOT 5 [6] bzw. DOT 5.1 [6] gemäß FMVSS No. 116 [6] erfolgt über

den Siedepunkt bzw. den Nasssiedepunkt und die Viskosität bei  $-40^\circ\text{C}$ .

### 31.3 Bremsflüssigkeitseigenschaften

#### 31.3.1 Fahrzeugspezifische Eignung

Bremsflüssigkeiten unterliegen in der Automobilindustrie sehr strengen Prüfungen zur Prototypen-, Vorserien- und Serienfreigabe, um das reibunglose Zusammenspiel aller Komponenten und Werkstoffe, die im Fahrzeug verbaut werden, zu gewährleisten. Dementsprechend sind den Empfehlungen der Automobilindustrie für den Nachfüllbedarf Folge zu leisten.

### 31.3 · Bremsflüssigkeitseigenschaften

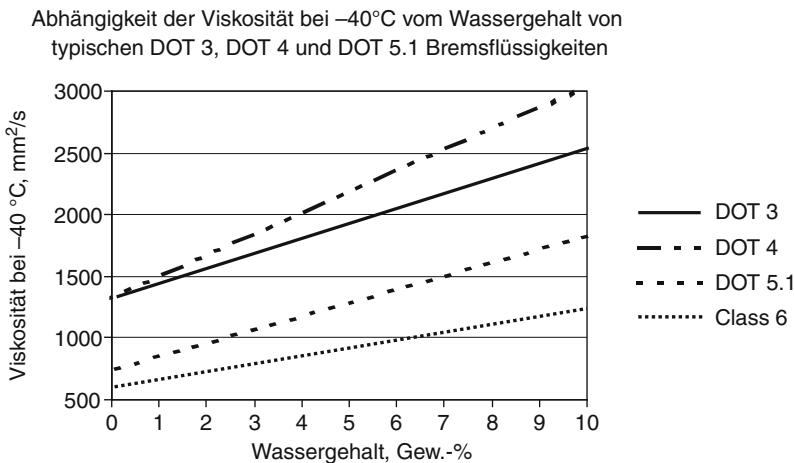


Abb. 31.4 Abhängigkeit der Viskosität von Bremsflüssigkeiten vom Wassergehalt bei  $-40^{\circ}\text{C}$

Tabelle 31.1 Anforderungen und Eigenschaften synthetischer Bremsflüssigkeiten

	DOT 3 [6]	DOT 4 [6]	DOT 5 und DOT 5.1 [6]	SAE J 1703 [1]	SAE J 1704 [2]
Siedepunkt (ERBP), $^{\circ}\text{C}$	> 205	> 230	> 260	> 205	> 230
Nasssiedepunkt (WRBP), $^{\circ}\text{C}$	> 140	> 155	> 180	> 140	> 155
Viskosität bei $-40^{\circ}\text{C}$ , $\text{mm}^2/\text{s}$	< 1500	< 1800	< 900	< 1800	< 1800

Da Bremsflüssigkeiten im täglichen Betrieb altern und auch Wasser im Laufe der Zeit aus der Umgebung aufnehmen, wird allgemein ein Bremsflüssigkeitswechsel spätestens nach 2 Jahren empfohlen. Jedoch sind die vom Fahrzeughersteller vorgeschriebenen Wechselintervalle streng einzuhalten.

darf weder Sediment- noch Schichtenbildung auftreten, da dies ein Hinweis auf gegenseitig unlösliche Korrosionsinhibitoren oder Antioxidantien ist, was letztendlich in Kombination mit weiteren Unverträglichkeiten zur Beeinträchtigung des Bremsystems führen kann.

### 31.3.2 Verträglichkeit mit anderen Bremsflüssigkeiten

Bremsflüssigkeiten verschiedener Hersteller müssen untereinander mischbar sein, da im Laufe der Lebensdauer von Kraftfahrzeugen die Bremsflüssigkeiten mehrfach gewechselt werden und eine absichtliche oder auch unabsichtliche Vermischung von Flüssigkeiten verschiedener Hersteller nicht ausgeschlossen werden kann. So werden Bremsflüssigkeiten gemäß den Normen auf deren Verträglichkeit mit der Referenzflüssigkeit RM 66-06 [1-3] bei  $-40^{\circ}\text{C}$  und bei  $+60^{\circ}\text{C}$  geprüft. Hierbei

### 31.3.3 Physikalische Kennwerte

Bremsflüssigkeiten sind aufgrund ihrer Komponenten hygroskopisch, wodurch sie im Laufe der Zeit Wasser aufnehmen. Diese Wasseraufnahme kann durch Diffusion über die Bremsschläuche oder auch über die Entlüftungsöffnungen im Bremsystem geschehen. Durch die Wasseraufnahme sinkt der Siedepunkt einer Bremsflüssigkeit, sodass zweckmäßigerweise zwischen dem Trocken-siedepunkt, also dem Siedepunkt einer praktisch wasserfreien Bremsflüssigkeit, und dem Nasssiede-

**Tabelle 31.2** Neufassung der Anforderungen und Eigenschaften synthetischer Bremsflüssigkeiten (ISO 4925, 2005): In der Neufassung der ISO 4925 [5] von 2005 werden Bremsflüssigkeiten in Klassen eingeteilt. Bremsflüssigkeiten werden nun in „Class 3, Class 4, Class 5-1 und Class 6“ unterteilt

	<b>Class 3</b>	<b>Class 4</b>	<b>Class 5-1</b>	<b>Class 6</b>
Siedepunkt (ERBP), °C	> 205	> 230	> 260	> 250
Nasssiedepunkt (WRBP), °C	> 140	> 155	> 180	> 165
Viskosität bei –40 °C, mm <sup>2</sup> /s	< 1500	< 1500	< 900	< 750

**Tabelle 31.3** Grundsätzliche Komponenten bei der Formulierung von Bremsflüssigkeiten

	<b>DOT 3 [6]</b>	<b>DOT 4 [6]</b>	<b>DOT 5.1 [6]</b>
Glykole	×	×	×
Glykolether	×	×	×
Borsäureester der Glykole/Glykolether		×	×
Inhibitoren/Antioxidationsmittel	×	×	×

31  
punkt, der Siedepunkt einer Bremsflüssigkeit mit ca. 3,7 Gew.-% Wasser, unterschieden wird.

Bremsflüssigkeiten auf Basis von Glykolen, Glykolethern und deren Borsäureester haben die vorteilhafte Eigenschaft Wasser zu binden. DOT 3 [6] Bremsflüssigkeiten enthalten in aller Regel keine Borsäureester. DOT 4 [6] und DOT 5.1 [6] Flüssigkeiten enthalten neben den klassischen Glykolen und Glykolethern auch Borsäureester.

In DOT 3-Flüssigkeiten wird dementsprechend das aufgenommene Wasser durch die Glykole und Glykolether gelöst.

In DOT 4 [6] und DOT 5.1 [6] Bremsflüssigkeiten wird das aufgenommene Wasser ebenfalls, wie bei DOT 3 [6] Bremsflüssigkeiten, gelöst, aber auch durch die Gegenwart von Borsäureestern „chemisch gebunden“.

Die Hygroskopizität bewirkt die Aufnahme von Wasser an „wasserundichten“ Stellen des Bremssystems wie beispielsweise an den Radbremszylindern, dem Vorratsbehälter oder den Bremsschläuchen. Die permeablen Gewebe- und Gummischichten der Bremsschläuche erlauben eine langsame Wasser- aufnahme durch Diffusion.

Mit steigendem Wassergehalt sinkt in Bremsflüssigkeiten der Siedepunkt.

Die Bestimmung des Nasssiedepunktes gemäß den gültigen Normen erfolgt nach Lagerung der Bremsflüssigkeitsproben im Exsikkator in Gegenwart einer Referenzflüssigkeit mit 0,50 % Wasser und einem exakt definierten Wasserdampfdruck.

Gleichzeitig ist aber auch die Viskosität vom Wassergehalt der Bremsflüssigkeiten abhängig. Mit steigendem Wassergehalt nimmt die Viskosität, hier am Beispiel von typischen DOT 3, DOT 4 und DOT 5.1 Bremsflüssigkeiten aufgezeigt, zu, siehe **Abb. 31.4**.

In Bremssystemen sind die verschiedensten Metalle miteinander – auch untereinander leitend – verbaut. Die Bremsflüssigkeit darf keines dieser Metalle angreifen, da die Korrosionsprodukte zu vorzeitigem Verschleiß führen können. Um Korrosion, verursacht durch die unterschiedlichen elektrochemischen Potentiale der Metalle, wirksam zu minimieren, enthalten Bremsflüssigkeiten Korrosionsinhibitoren für Stahl, Aluminium, Gusseisen, Messing, Kupfer und für Weißblech. Üblicherweise wird jede Charge Bremsflüssigkeit gemäß den Normvorschriften auf die Wirksamkeit des Korrosionsschutzes von den Bremsflüssigkeitsherstellern hin überprüft. Bei diesen Korrosionstests werden Metallstreifen der oben genannten Metalle und Legierungen in Gegenwart von Elastomeren mit

## 31.4 · Umgang mit Bremsflüssigkeiten

der zu testenden Bremsflüssigkeit bei 100 °C während einer Dauer von 120 Stunden geprüft. Dabei werden sowohl Veränderungen der Metalloberfläche als auch Gewichtszunahmen bzw. -abnahmen der Metallcoupons bestimmt und ausgewertet. Weiterhin erfolgt eine Beurteilung der untersuchten Flüssigkeit hinsichtlich pH-Wert und Sedimentbildung.

Bremssysteme bestehen im Wesentlichen aus starren und beweglichen Teilen und der Bremsflüssigkeit. Zur Abdichtung der starren Teile gegenüber den beweglichen Teilen gegen Flüssigkeitsverluste finden Gummimanschetten Verwendung. Um die Dichtigkeit der Manschetten zu gewährleisten, müssen Bremsflüssigkeiten leicht quellend wirken, wodurch sich die Manschette gut an die Metallwand anlegt. Ein Schrumpfen der Manschetten dürfen Bremsflüssigkeiten nicht bewirken, da es sonst zu Flüssigkeitsverlusten im Bremssystem kommt. Mit Elastomerreferenzmaterialien SBR und EPDM werden Quelltets bei 70 und 120 °C durchgeführt. Nach Abschluss der Tests werden die Elastomere hinsichtlich Änderungen des Volumens, des Durchmessers und der Härte beurteilt.

## 31.4 Umgang mit Bremsflüssigkeiten

### 31.4.1 Handhabung

Bremsflüssigkeiten sind Abmischungen aus Glykolen, Glykolethern und deren Borsäureestern sowie Korrosionsinhibitoren und Antioxidationsmitteln. Dementsprechend, wie bei allen chemischen Stoffen, sind mit dem Umgang von Bremsflüssigkeiten bestimmte Hygienebestimmungen einzuhalten. So ist zur Expositionsbegrenzung die richtige persönliche Schutzausrüstung gemäß den Sicherheitsdatenblättern zu wählen.

Als allgemeine Schutzmaßnahmen ist in jedem Falle eine Berührung mit den Augen und der Haut zu meiden und als Hygienemaßnahmen müssen Bremsflüssigkeiten von Nahrungsmitteln und Getränken ferngehalten werden; weiterhin ist vom Anwender für vorbeugenden Hautschutz durch Hautschutzsalbe zu sorgen.

Darüber hinaus müssen geeignete Handschuhe aus bremsflüssigkeitsbeständigem Gummi und eine

Schutzbrille beim Umgang mit Bremsflüssigkeiten getragen werden.

In jedem Falle muss vor dem Umgang mit Bremsflüssigkeiten das entsprechende Sicherheitsdatenblatt herangezogen werden und die darin vorgeschriebenen Sicherheitsbestimmungen sind einzuhalten.

### 31.4.2 Lagerung

Alle synthetischen Bremsflüssigkeiten werden nur in den Originalbehältern aufbewahrt und angebrochene Gebinde müssen so schnell wie möglich aufgebraucht werden, da aufgrund der hohen Hygroskopizität Bremsflüssigkeiten in unverschlossenen Gebinden schnell Wasser aufnehmen.

Bremsflüssigkeiten weisen in der Regel gemäß den Herstellerangaben im nicht angebrochenen Originalgebinde und unter Berücksichtigung einer fachgerechten Lagerung eine Haltbarkeit von bis zu 5 Jahren auf.

### 31.4.3 Entsorgung von Bremsflüssigkeiten

Jährlich fallen durch den Bremsflüssigkeitswechsel in den Werkstätten mehrere tausend Tonnen gebrauchter Bremsflüssigkeit an, die einer fachgerechten Entsorgung unterzogen werden müssen. Hierbei sind sämtliche Richtlinien zur Erstellung der Dokumentation und zur Entsorgung der Bremsflüssigkeiten einzuhalten.

Für die Werkstätten sind gebrauchte Bremsflüssigkeiten nur Sondermüll, der in der Regel der Sonderabfallverbrennung zugeführt wird. Gebrauchte Bremsflüssigkeiten stellen eine Rohstoffquelle dar, aus der mit speziellen Verfahren Komponenten für recycelte Bremsflüssigkeiten zurückgewonnen werden können.

Grundvoraussetzung für die Rückgewinnung der Rohstoffe ist das saubere und sortenreine Sammeln der gebrauchten Bremsflüssigkeiten. Bereits kleine Mengen fremder Stoffe, wie Öle und Kühlflüssigkeiten, reduzieren die Möglichkeit der Rohstoffrückgewinnung.

Dieser Beitrag wurde inhaltlich unverändert aus der 3. Auflage 2006 übernommen.

### 31.5 Neue Anforderungen

Innerhalb der internationalen Standards gibt es keine signifikanten Unterschiede und die Aufnahme neuer Punkte seit der Einführung in den Siebziger Jahren ist sehr zögernd. Als sehr deutliches Beispiel kann hierfür die FMVSS 116 genommen werden, welche die Bremsflüssigkeiten nach DOT 3, DOT 4, DOT 5.1 unterteilt.

Obwohl niedrig-viskose DOT 4 Bremsflüssigkeiten mittlerweile sehr verbreitet sind und von den OES für moderne Systeme empfohlen werden, werden sie innerhalb der global anerkannten FMVSS 116 noch nicht betrachtet. In der SAE J1704 und ISO 4925 sind diese schon aufgenommen, [Tab. 31.4](#). Es kann sicherlich nicht ausgeschlossen werden, dass diese Lücke bei Endverbrauchern und eventuell auch in Werkstätten schon zu Verwirrung geführt hat, wenn nicht sogar zur Befüllung eines modernen Systems mit einer nicht geeigneten Bremsflüssigkeit. Die in den Normen geforderte Verträglichkeit mit anderen Bremsflüssigkeiten ist aufgrund der vielfältigen Materialeigenschaften für moderne Fahrzeuge nicht immer ausreichend, auch wenn dies für ältere Fahrzeuge gelten mag.

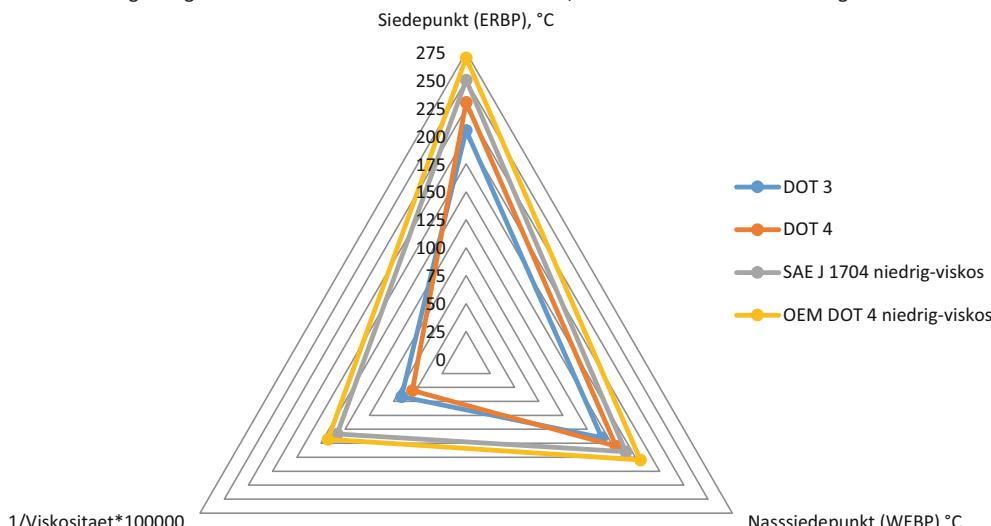
OEM-Anforderungen gehen häufig weit über die geltenden Standards hinaus. Eine OEM-

Zulassung bedeutet weit mehr als die Standardtests zu erfüllen. Es müssen hier zusätzliche „in-house“ Tests, ausgiebige Komponententests und Flotten-tests erfolgreich bestanden werden. Auch wenn die Anforderungen zwischen Aftermarket und OEM sehr unterschiedlich sind, müssen sich beide mit der Hygroskopie der Glykolether-basierten Bremsflüssigkeiten, welche eine wichtige Betriebs-eigenschaft darstellt, auseinandersetzen.

Die Wasseraufnahme führt zur Absenkung des Siedepunktes und gleichzeitig zu einer Erhöhung der Viskosität. Hiermit werden zwei sehr wichtige KPIs (*Key Performance Indikators*) angesprochen. Während die ISO 4925 und SAE 1704 die Anforderungen an die Siedepunkte bzw. Nasssiedepunkte mit  $> 250^{\circ}\text{C}$  bzw.  $> 165^{\circ}\text{C}$  und die Viskosität bei  $-40^{\circ}\text{C}$  mit  $< 750 \text{ mm}^2/\text{s}$  schon sehr gut beschreiben [7], liegen die gewünschten Anforderungen für die neuen Systeme der OEM/OES bei  $> 270^{\circ}\text{C}$  bzw.  $> 180^{\circ}\text{C}$  und  $< 700 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Da die obere Nasssiedepunktgrenze einer DOT 3 schon bei ungefähr  $155^{\circ}\text{C}$  erreicht wird, fallen DOT 3 Flüssigkeiten aus dem Leistungsspektrum generell heraus ([Abb. 31.5](#), die Viskosität ist zur Vereinfachung als reziproker Wert dargestellt).

Diese Entwicklung der physikalischen Anforderungen an moderne Bremsflüssigkeiten ist insbe-

Vergleich gewünschter OEM Parameter zu den DOT 3, DOT 4 und Class 6 Anforderungen



[Abb. 31.5](#) Vergleich gewünschter OEM Parameter zu den DOT 3, DOT 4 und ISO 4925 - Class 6 Anforderungen

**Tabelle 31.4** Moderne Anforderungen und Eigenschaften synthetischer Bremsflüssigkeiten

	DOT 3	DOT 4	SAE J 1704 niedrig-viskos	gewünschte OEM DOT 4 niedrig-viskos
Siedepunkt (ERBP), °C	> 205	> 230	> 250	> 270
Nasssiedepunkt (WEBP), °C	> 140	> 155	> 165	> 180
Viskosität bei –40 °C, mm <sup>2</sup> /s	< 1500	< 1800	< 750	< 700

sondere auf die weite Verbreitung elektronisch gestützter Bremsregelsysteme (ABS, ESP, etc.) zurückzuführen. Durch diese Systeme konnte die Anzahl der tödlichen Unfälle in den letzten Jahren erfreulicherweise deutlich gesenkt werden. „Driver Assistance“ und „Automated Driving“ werden diesen Trend sicherlich sehr positiv weiter vorantreiben. Eine geringe Viskosität macht sich besonders durch den geringeren Fließwiderstand bei tiefen Temperaturen und einer hiermit verbundenen schnelleren Reaktionszeit und einer besseren Performance bemerkbar. Ein höherer Siedepunkt verhindert nicht nur „Fading“ und „Vapor Lock“, sondern ermöglicht auch eine gewichtsoptimierte Konstruktion der Bremssysteme. Diese Gewichtsreduzierung ist für ökologische Aspekte nicht unbedeutend. Da der Siedepunkt und die Viskosität eng miteinander zusammenhängen und prinzipiell ein hoher Siedepunkt auch eine höhere Viskosität zur Folge hat, kann man die Entwicklung einer niedrig-viskosen DOT 4 Bremsflüssigkeit als Design-Vorbild ansehen, der sicherlich sehr bald physikalische Grenzen gesetzt sind [8].

Durch die Verbreitung elektronisch gestützter Bremssysteme sind nicht nur eine geringe Viskosität und ein hoher Siedepunkt, quasi die „Hard Skills“, bedeutender geworden, sondern besonders auch bis jetzt noch nicht genauer betrachtete „Soft Skill“-Parameter (KPIs) wie Schmierwirkung und Geräuschverhalten. Die gestiegenen Anforderungen durch Fahrstabilitätssysteme verursachen eine zeitlich deutlich längere und intensivere Belastung der Komponenten während der gesamten Laufzeit. Dies kann einen möglichen frühzeitigen Verschleiß an Pumpen-Dichtringelementen durch Reibung bewirken. Die Schmierwirkung von

Bremsflüssigkeiten wird derzeit intensiv in Arbeitsgruppen und Forschungslabors untersucht und wird sicherlich für die Bremssysteme der Zukunft eine entscheidende Rolle spielen.

Im Gegensatz zum Siedepunkt und der Viskosität ist bei einer Verbesserung der Schmierwirkung die Grenze sicherlich noch nicht erreicht. Bei dieser Entwicklung kommt es nicht nur auf reine Glycole, Glykolether und Borsäureester an, sondern auch auf eine zielführende Kombination mit einem passenden Inhibitorpaket. Jedoch ist es zudem wichtig, dass durch das Zusammenspiel der Bremsflüssigkeit mit dem restlichen Bremssystem auch die Hersteller der mechanischen Komponenten, incl. der Dichtringe, einen bedeutenden Beitrag leisten müssen und zu Verbesserungen beitragen können. Um dies zu erreichen ist es wichtig, dass im Rahmen der internationalen Normen diese Trends erkannt werden und neue Anforderungen in zukünftigen Standards Berücksichtigung finden.

## Literatur

1. SAE Society of Automotive Engineers (Hrsg.): SAE J1703 (July 2016)
2. SAE Society of Automotive Engineers (Hrsg.): SAE J1704 (July 2016)
3. SAE Society of Automotive Engineers (Hrsg.): SAE J1705 (1995)
4. ISO International Organization for Standardization (Hrsg.): ISO 7309 (1985)
5. ISO International Organization for Standardization (Hrsg.): ISO 4925 (2005)
6. FMVSS Federal Motor Vehicle Safety Standard and Regulations (Hrsg.): FMVSS No. 116 (2001)
7. SAE Society of Automotive Engineers (Hrsg.): SAE J1704 (2016)
8. WO 20160237366 A1 Novel Functional Fluid Composition, Anmeldetag: 08.10.2014

# Bremsentechnisches Versuchswesen

*Holger Marschner, Hilmar Teitge, Martin Semsch, Marcus Bletz und  
Dieter Weiss*

## **32.1 Radbremse – 680**

32.1.1 Laborversuche – 680

32.1.2 Prüfstandsversuche – 683

32.1.3 Fahrversuche – 698

## **32.2 Elektronische Bremssysteme (EBS) – 701**

32.2.1 Laborversuche – 701

32.2.2 Prüfstandversuche – 705

32.2.3 Fahrversuche – 708

Ziel des Bremsenversuchs ist es, sowohl die Einzelkomponenten (Betätigung, Radbremse, ESP-/ABS-Einheit bzw. elektronische Bremssysteme) als auch das Gesamtsystem zu erproben. Je nach Projektumfang, -status (Prototyp, Serienentwicklung, Serienfreigabe, Serienüberwachung) und Fragestellung ändern sich die einzelnen Versuche und der Probenumfang.

In Laborversuchen werden an, u. U. funktional begrenzten, Baugruppen oder Einzelkomponenten des Bremssystems Untersuchungen auf meist nicht ausschließlich für die Bremsenindustrie entwickelten Prüfeinrichtungen durchgeführt. Der Bereich der Prüfstandsversuche setzt für seine Versuche Prüfstände ein, die speziell für diese Industrie entwickelt wurden. Der Fahrversuch schließlich dient zur Komponenten- oder Systemerprobung im auf der Straße bewegten Fahrzeug.

Nach diesen drei Bereichen und den Komponenten gegliedert werden in den folgenden Unterkapiteln die maßgeblichen Versuchsansätze und -prinzipien erläutert. Dies darf nicht dahingehend missverstanden werden, dass die Schnittstellen der einzelnen Komponenten und das Systemverhalten unbedeutend seien und vernachlässigt werden dürfen.

## 32

## 32.1 Radbremse

### 32.1.1 Laborversuche

#### Funktionsverhalten

Die Volumenaufnahme eines Bremssattels beschreibt das für einen bestimmten Druck in den Sattel zu verschiebende Bremsflüssigkeitsvolumen. Dieser Wert ist eine wichtige Größe bei der Auslegung und Berechnung des Fahrzeugsbremsystems. Die dabei zu Grunde gelegten Kennwerte werden zunächst, noch bevor erste Prototypen gefertigt wurden, mittels FE-Berechnung ermittelt und müssen nachfolgend an den realen Bauteilen über eine Druck-Volumenmessung verifiziert werden.

Dasselbe gilt für die Gehäuse- und Halterverformungen: deren prognostizierte Werte werden überprüft, indem das Bauteil mit Prüfkräften beaufschlägt wird und seine Verformung als Reaktion darauf gemessen wird. Liegen die Ergebnisse nicht

hinreichend nah bei den berechneten Werten, so muss durch konstruktive Änderungen an den Bauteilen nachgebessert werden, was häufig zusätzlichen Materialeinsatz bedingt.

Der Kolbendichtring besitzt im Bremssattel in Verbindung mit seiner Nut verschiedene Funktionen: neben der Abdichtung des hydraulischen Druckbereichs sorgt er auch für die Rückstellung des Kolbens nach hydraulischer Betätigung (roll-back) und verhindert das zu tiefe Einschieben des Kolbens in das Sattelgehäuse (knock-back). Bei ungebremster Kurvenfahrt könnte sonst der Kolben durch die verkippte Scheibe in das Sattelgehäuse verschoben werden, was bei der nachfolgenden Betätigung in einem unerwünscht hohen Kolbenweg und damit auch in einer ungewollten Volumenaufnahme resultiert. Das System Dichterring/Gehäusenut wird bezüglich dieser Eigenschaften überprüft, indem zum einen nach der Betätigung mit einer den Betriebsbremsdruckbereich abdeckenden Druckreihe jeweils die Kolbenrückstellung gemessen wird. Die dabei ermittelten Werte müssen innerhalb spezifizierter Grenzen liegen; zu geringe Rückstellungen resultieren in einem höheren Risiko von unerwünschten Bremsenrestmomenten während der ungebremsten Fahrt, zu hohe Rückstellungen in einer erhöhten Volumenaufnahme und damit einem langen Pedalweg.

Zum anderen wird der Kolben mechanisch in das Sattelgehäuse über einen spezifizierten Weg ein- und anschließend wieder ausgezogen und währenddessen über den Kolbenverschiebeweg die Verschiebekräfte gemessen.

Die Verschiebekraft des gesamten Faustsattels wird gemessen, indem der Sattel über eine definierte Strecke z. B. mittels eines gegenüber dem festgesetzten Halter beweglichen Scheibenersatzstücks verschoben wird. Die dabei aufgenommene Kraft-Weg-Kurve wird dann an relevanten Punkten ausgewertet und mit den Anforderungen verglichen.

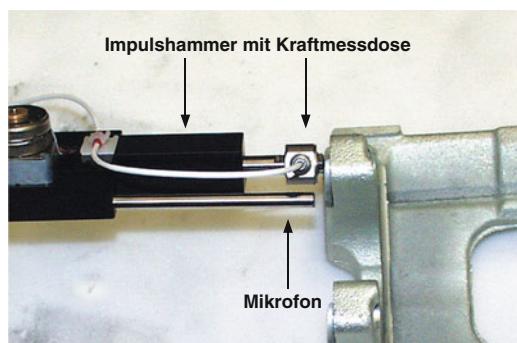
Das bereits in Zusammenhang mit ungenügendem Roll-Back-Verhalten erwähnte Restmoment wird auch direkt vermessen: hierbei wird zunächst der über einer drehbaren Scheibe sitzende Sattel mit für den Betriebsbereich relevanten Drücken beaufschlägt. Nach Rücknahme des Drucks wird die Scheibe langsam einige Umdrehungen gedreht und das dafür notwendige Moment aufgezeichnet. Des-

sen absolute Größe darf einen definierten Grenzwert nicht überschreiten.

Die Wirksamkeit eines Bremssystems wird ermittelt, indem die bei einem definierten hydraulischen Druck gemessene Zuspanspannkraft auf die theoretisch berechnete ( $F_{\text{hyd},\text{th}} = A_{B,K} \cdot p_{\text{hyd}}$ ) bezogen wird. Über einen definierten Betriebsbremsdruckbereich muss der so ermittelte Kennwert oberhalb spezifizierter Grenzen liegen.

Unter Servicebedingungen muss die Bremsanlage und damit auch der Bremssattel gut entlüftbar sein. Diese Eigenschaft wird überprüft, indem die Volumenaufnahme des Sattels nach einer solchen „Werkstattbefüllung“ bezogen wird auf die Volumenaufnahme nach einer Vakuumbefüllung (Evakuierung des Sattelinnenraums mittels Vakuumpumpe und anschließende Befüllung mit Bremsflüssigkeit). Dieses ist die optimale Entlüftungs methode, wie sie auch bei der Bandendebefüllung beim Fahrzeughersteller stattfindet.

Für das Geräuschverhalten des Bremssystems sind auch die Schwingungseigenschaften der Sattelkomponenten bedeutsam. Die Eigenfrequenzanalyse dient daher während der Entwicklung und auch der Serienproduktion der Überwachung dieser Eigenschaft. Dabei werden die Bauteile mit einem Impulshammer angeregt und mittels Mikrofon oder Beschleunigungsaufnehmer das Übertragungsverhalten als „akustischer Fingerabdruck“ bestimmt, s. □ Abb. 32.1. Sowohl dimensionale wie auch Materialveränderungen beeinflussen das schwingungs technische Verhalten und damit die Übertragungsfunktion der Bauteile.



□ Abb. 32.1 Versuchsaufbau zur Eigenfrequenzanalyse

Einzelkomponenten des Bremssattels (Schutzkappe, Belagfedern, Gehäusefedern) werden darüber hinaus auf Kraft-Weg-Messmaschinen hin sichtlich der konstruktiv vorgesehenen Eigenschaften überprüft.

### Dichtheit

Die hydraulische Dichtheit des Bremssattels ist selbstverständlich elementar für seine Funktion. Zur Absicherung dieser Eigenschaft existieren Prüfungen, die den Sattel sowohl mit Überdruck (Lastfall während der Bremsung im Fahrzeug) als auch mit Unterdruck (Lastfall während der Evakuierung der Bremsanlage zur bestmöglichen anschließenden Befüllung beim Fahrzeughersteller am Bd.) be aufschlagen. Je nach Untersuchungsziel wird zusätzlich eine von Raumtemperatur abweichende Prüf temperatur definiert. Nach dem Absperren des Volumens muss die zu überwachende Druckände rung über definierte Zeiten unterhalb der spezifizierten Grenzwerte liegen.

Die Überdruckprüfungen werden dabei mit mindestens zwei Druckstufen durchgeführt, meist einmal kleiner 10 bar und einmal zwischen 100 bar und 200 bar, da die Dichtwirkung der Dichtelemente über ihre hydraulische Belastung nichtlinear ist.

Als Druckübertragungsmedium wird neben Bremsflüssigkeit auch Luft eingesetzt. Letzteres Medium ist speziell bei der Bandendeprüfung im Produktionswerk des Bremssattels notwendig, da die fertigen Baugruppen bei der Lieferung an das Band des Fahrzeugherstellers keinerlei Rückstände von Füll- oder Prüfmedien beinhalten dürfen, um die Produktion dort nicht zu kontaminieren und die Vakuumbefüllung der Bremsanlage nicht zu behindern.

Zusätzlich zu diesen statischen Dichtheitsprüfungen existieren Dichtheitsdauerläufe, bei denen der Bremssattel mit einem Druck-Temperaturkollektiv beaufschlagt wird. Die Temperaturen bewegen sich dabei üblicherweise zwischen  $-40^{\circ}\text{C}$  und  $+200^{\circ}\text{C}$ ; die zeitlichen Anteile über den Dauerlauf orientieren sich an den während des Sattellebens zu erwartenden Temperaturkollektiven. Über den Testzeitraum darf eine definierte Leckage menge nicht überschritten werden.

Neben diesen Untersuchungen die hydraulischen Dichtelemente betreffend, existieren auch

solche, die die atmosphärischen (z. B. Kolbenschutzkappe) zum Gegenstand haben. Analog zu dem Ansatz bei den hydraulischen Elementen wird hierbei der Sattel einem Temperatur-Druck-Kollektiv ausgesetzt, wobei Teile des Kollektivs im Wasserbad absolviert werden. Nach Ablauf des Tests dürfen sich bei dem Zerlegen des Bremssattels keine Reste des Umgebungsmediums unter den Dichtelementen befinden.

Die Anzahl der hydraulischen und atmosphärischen Dichtelemente ist je nach Sattelbautyp unterschiedlich und auch die Lastkollektive können variieren, z. B. bei mit der Betriebsbremse kombinierten Feststellbremsen, deren weitere Dichtelemente ebenfalls zu untersuchen sind und bei denen auch eine adäquate Seilbetätigung im Kollektiv einzustreuen ist.

## Festigkeit

Der Bremssattel muss über seine Einsatzdauer die auftretenden Zuspann- und Umfangskräfte sicher aufnehmen können. Zur Sicherstellung dessen werden die Einzelkomponenten wie auch das Gesamtsystem sowohl statisch als auch unter Kraftkollektiven bis zum Bruch belastet. Da Leichtmetallwerkstoffe einer thermischen Alterung unterliegen, müssen solche Bauteile vor oder während der Versuche den realen Einsatzbedingungen entsprechend thermisch konditioniert und damit vorgesäadigt werden.

Im Berstversuch wird der Bremssattel bis zum Versagen mit steigendem Druck beaufschlagt. Dieser Berstdruck muss mit ausreichender Sicherheit oberhalb des im Fahrzeug maximal auftretenden hydraulischen Drucks liegen.

Zur Abprüfung der Bauteilstfestigkeit über der Lebensdauer gibt es unterschiedliche Prüfverfahren:

- Der komplette Bremssattel wird mit Druck und ggf. Seilkraft (Feststellbremse) beaufschlagt. Während der Druck bzw. die Kraft gehalten wird, wird form- oder kraftschlüssig zusätzlich eine Umfangskraft aufgeprägt.
- Das einzelne Gehäuse wird mit hydraulischem Druck pulsierend belastet. Dieser Druck kann entweder durch das Einbringen von Bremsflüssigkeitsvolumen in das Gehäuse erfolgen, oder durch die äußere Aufprägung einer Weg-

verschiebung auf einen in das Prüfgehäuse dichtend eingesetzten Bremskolben. Im letzten Fall ist eine höhere Prüffrequenz möglich.

- Der Halter wird mit Kraft pulsierend beaufschlagt.

Man unterscheidet generell den Einstufenversuch und die Belastung mit einem Bremslastkollektiv. Während im ersten Fall Bauteile auf zwei Lasthorizonten bis zum Bruch belastet werden und aus den Bruchlastwechselzahlen mittels einer Wöhlerlinie die Bauteillebensdauer bestimmt wird, erfolgt im zweiten Fall eine Bauteilbelastung mit einem Lastkollektiv, das die realen Belastungen während der Fahrzeuglebensdauer widerspiegelt. Diese Lastkollektive variieren je nach Sattelbestimmung (VA/HA, Fahrzeugkenngrößen) und Eigenschaften (Werkstoff, mit/ohne Feststellbremse) zum Teil deutlich. Bei der Auswertung werden in Anbetracht der Tatsache, dass es sich um Sicherheitsbauteile handelt, hohe statistische Sicherheiten gefordert.

Nach dem Versuchsdurchlauf sind keine Brüche, Undichtigkeiten oder funktionsbeeinträchtigende Verschleißerscheinungen an den Bauteilen zulässig.

## Vibration

Die während des Fahrbetriebs auftretenden straßeninduzierten Vibrationen dürfen über der Lebensdauer nicht zu funktionsbeeinträchtigendem Verschleiß führen. Des Weiteren darf der Sattel bei diesen Anregungen nicht akustisch auffällig werden.

Zur Sicherstellung dieser Eigenschaften werden die Sättel auf ein- oder mehraxialen Hydropulsanlagen in den relevanten Raumrichtungen zu Vibrationen angeregt, s. □ Abb. 32.2.

Dabei dürfen unterhalb spezifizierter Beschleunigungsgrenzwerte keine Relativbewegungen der Sattelkomponenten zueinander oder Geräuschemissionen auftreten.

In Dauerlauftests auf ebensolchen Anlagen werden die Sättel mit ihrer Lebensdauer äquivalenten Vibrationen beaufschlagt; diese können wiederum einstufig sinusförmig sein oder auch einem real gemessenen, z. B. Schlechtwegstrecken auf Prüfgeländen, oder künstlich generiertem Lastkollektiv entsprechen. Zur zeitlichen Verkürzung dieser

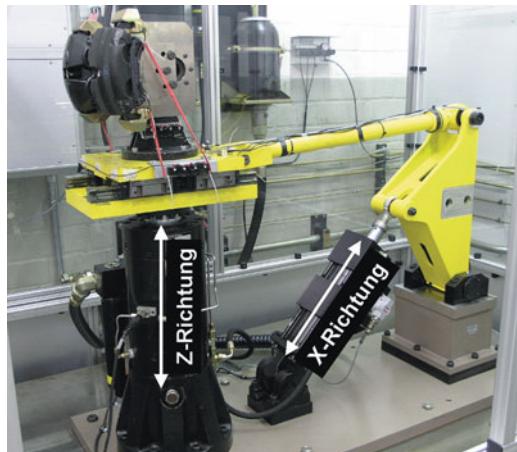


Abb. 32.2 Biaxialer Vibrationsprüfstand

Dauerlauftests darf die Prüfstandsfrequenz nur begrenzt erhöht werden, da sonst die thermische Belastung für z. B. die eingesetzten Elastomerelemente zu hoch wird und deren Verhalten ändert. Während des Dauerlaufs verhindern eingestraute hydraulische Betätigungen, dass sich die zueinander beweglichen Sattelkomponenten unrealistisch weit aus ihrer Konstruktions- und Betriebslage entfernen.

Nach diesen Belastungen dürfen keine Brüche oder funktionsrelevanten Beschädigungen am Sattel aufgetreten sein. Spezielles Augenmerk ist hierbei auf die Belag- und Gehäuseführungen und die Befederungen der Sattelkomponenten zu legen.

## Korrosion

Die Radbremse ist im Radhaus starker korrosiver Belastung ausgesetzt. Der sich auf der Bremse im Betrieb ablagernde Straßenstaub, Bremsenabrieb, etc. weist für sich schon korrosive Eigenschaften auf und dient des Weiteren als Speicher für die Korrosion beschleunigende Flüssigkeiten, wie speziell die im Winter eingesetzten salzhaltigen Taumittel.

Zur Absicherung der Funktion der Radbremse auch unter diesen korrosiven Beanspruchungen über der Lebensdauer, werden konstruktiv die einzelnen Komponenten mit je nach Exposition ausgewählten Oberflächenschutzbehandlungen versehen.



Abb. 32.3 Bremssattel nach Korrosionsdauerlauf

Die Absicherung des Korrosionsschutzes erfolgt seitens der Komponenten meist in nach DIN genormten oder leicht von der Norm abweichenden Salzsprühtests. Dabei müssen bestimmte Expositionszeiten ohne das Auftreten von Weiß- bzw. Rotrost an den Bauteilen überstanden werden, (s. Abb. 32.3).

Für die gesamte Radbremse existieren erweiterte Prüfungen, bei denen zusätzlich zu der Belastung durch Salzsprühtests auch die aus dem Betrieb der Radbremse stammenden Belastungen (Temperatur, Bremsenabrieb, Straßenstaub) simuliert werden. Nach der durch den Test zeitlich gerafft simulierten Lebensdauerprüfung muss die Funktion der Bremse noch gewährleistet sein.

## 32.1.2 Prüfstandsversuche

In dynamischen Prüfstandsversuchen wird die Bremse als Komplettsystem so beansprucht, wie sie später auch im Fahrzeug belastet wird. Prüfstandsversuche stellen das Bindeglied zwischen Simulati-

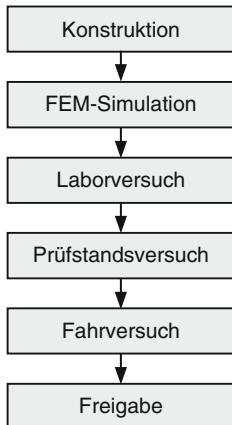


Abb. 32.4 Entwicklungskette

on und Fahrversuch dar und sind in der gesamten Entwicklungskette eingebunden, wie in Abb. 32.4 skizziert:

Die notwendigen Prüfstandsuntersuchungen können begonnen werden, sobald erste Versuchsmuster der Bremse und der Radaufhängung vorliegen. Ein komplettes Fahrzeug ist zunächst noch nicht notwendig.

Anzahl und Umfang der durchzuführenden Versuche werden einerseits durch gesetzliche Anforderungen bestimmt, aber auch durch darüber hinaus gehende Spezifikationen der Bremsen- und Fahrzeughersteller.

Die verschiedenenartigen Prüfstandsuntersuchungen können unterteilt werden in:

- Festigkeit und Scheibenerprobung
  - Thermische Rissfestigkeit
  - Hochlast
  - Thermischer Verzug
- Funktion der Radbremse
  - Restmomente
  - Verschleiß
  - Reibwert
  - Volumenaufnahme
  - Wirkungsgrad
- Performance (Thermische Betriebslast)
  - Bremsweg
  - Fading
  - Bergabfahrten

- Komfort
  - DTV-Entwicklung
  - Bremsenrubbeln
  - Bremsgeräusche
  - Betätigungsgeräusche (bei el. Parkbremsen)

## Bremsenprüfstände

Nachfolgend werden die wichtigsten Prüfstände zur Untersuchung der Bremswirkung und Bremseleistung, der Funktionssicherheit und Verschleißfestigkeit sowie des Schwingungs- und Geräuschverhaltens vorgestellt. Tab. 32.1 gibt einen groben Überblick über die wichtigsten Prüfstands-Typen und deren Einsatzbereiche.

## Rollen-Bremsprüfstand für die Autowerkstatt

Der relativ einfache und weit verbreitete „Rollen-Bremsprüfstand“ ist uns aus der Kfz-Werkstatt und den TÜV-Prüfstraßen gut bekannt, Abb. 32.5.

Rollen-Bremsprüfstände werden preiswert in Kleinserie gebaut und sind in verschiedenen Baugrößen, z. B. für Pkw oder Lkw verfügbar. Sie dienen zur einfachen und schnellen Gesamt-Funktionsprüfung einer kompletten, im Fahrzeug eingebauten Bremsanlage.

## Prüfablauf

- Jedes Fahrzeugrad steht auf einem Doppel-Rollenaggregat mit 2 Rollen à 200 mm Ø.
- Ein ca. 3 kW starker Getriebemotor treibt die Doppelrolle mit konstant  $V \approx 5 \text{ km/h}$  an.
- Der Fahrer betätigt gefühlvoll das Bremspedal.
- Ein Universal-Pedalkraftmesser (0–500 N) ist optional verfügbar.
- Die Messung der am Radumfang erzeugten Bremskraft erfolgt über die Aufhängung des Antriebsmotors.
- Anzeige und Protokollierung der Bremskraft je Rad sowie die Kraftdifferenz Links/Rechts während der Bremsung
- Berechnung und Anzeige der Abbremsung, bezogen auf das Fahrzeuggewicht
- Beobachtung der Bremskraft-Pulsation, z. B. verursacht durch eine unrunde Bremstrommel oder Seitenschlag der Bremsscheibe

## 32.1 · Radbremse

**Tabelle 32.1** Prüftechnik für Radbremsen und deren Komponenten

Nr.	Prüfstands-Type	Aufgabenstellung	Prüfling	Prüfergebnis
1.	Rollen-Bremsprüfstand	Bremsen-Funktionsprüfung bei Kfz-Reparatur und beim TÜV.	Komplette Bremse im zugehörigen Fahrzeug eingebaut.	Bremswirkung: gut/schlecht? Kraftverteilung: links/rechts? Kraftaufteilung: VA/HA?
2.	Rollen-Bremsen & ABS-Prüfstand	Bremsen- und ABS-Prüfung am Montageband-Ende.	Komplette Bremse im zugehörigen Fahrzeug eingebaut.	Bremswirkung: gut/schlecht? Kraftverteilung: links/rechts? ABS-Regelung: Funktion i. O.?
3.	Reibwert-Prüfstand	Reibmaterial-Qualitäts-sicherung.	Belagprobe eingebaut in einer Standardbremse.	Reibwert $\mu \sim 0,3?$ (Okay!) Reibbelag-Verschleiß?
4.	Schwungmassen-Bremsen-Prüfstand	Funktionsprüfung der kompletten Radbremse.	Bremsscheibe & Sattel, bzw. Trommel, Backen & Bremszylinder am Trägerschild.	Reibwert $\mu \sim 0,3?$ Funktion aller Bauteile? Verschleiß aller Bauteile?
5.	Schwungmassen-Bremsen-Geräusch-Prüfstand	Noise-, Vibration-, Harshness-(NVH) Untersuchungen, d. h. Geräusche (Quietschen) und Schwingungen (Rubbeln) an der kompletten Radbremse.	Komplette Scheiben- oder Trommelbremse samt Radnabe & Lagerung in der Fahrzeugachse eingebaut.	Funktion der Bremse okay? Reibung erregt Schwingung? Resonanzschwingungen an der Bremse und den Achsbauteilen?
6.	Fahrzeug-Bremsen-Geräusch-Prüfstand	NVH-Untersuchungen, d. h. Geräusche (Quietschen) und Schwingungen (Rubbeln) an der Radbremse im Fahrzeug eingebaut.	Komplettes Kraftfahrzeug mit zugehöriger Scheiben- oder Trommelbremse.	Funktion der Bremse i. O./n. i. O.? Reibung erregt Schwingung? Resonanzschwingungen aus der Bremse und deren Übertragung auf das Fahrzeug?

Das so gewonnene Prüfergebnis erlaubt eine Aussage über die Funktion der Bremshydraulik bzw. Bremspneumatik, die ausreichende und gleichmäßige Bremswirkung an allen Rädern sowie über die Bremskraft-Verteilung auf die Vorder- und Hinterachse.

### Rollen-Brems- und ABS-Prüfstand zur Serienprüfung am Bandende

Der Rollen-Brems- und ABS-Prüfstand für die Serienprüfung am Ende des Automobil-Montagebandes ist die technisch höher entwickelte Variante

des zuvor skizzierten einfachen „Rollen-Bremsprüfstand für die Autowerkstatt“, **Abb. 32.6**.

Brems- und ABS-Prüfstände werden passend zum jeweiligen Fahrzeugtyp konzipiert und gebaut. Es sind verschiedene Baugrößen, z. B. für Pkw oder Transporter und Lkw verfügbar. Die erreichte Prüftaktzeit muss zum Materialfluss des Montagebandes passen.

Auf diesem Prüfstand sind reale Fahr- und Bremszyklen mit hohem Energieumsatz möglich.

Die exakte Massenträgheit des Fahrzeugs wird von der Rotationsenergie der Laufstrommeln, kombiniert mit überlagerter elektrischer Massensimu-

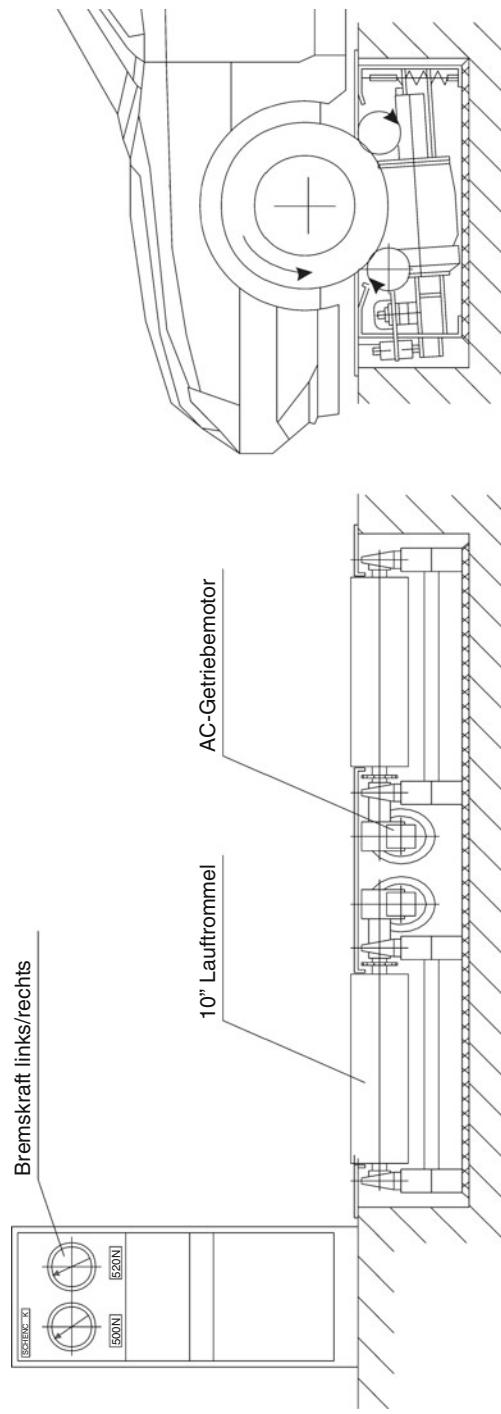


Abb. 32.5 Rollen-Bremsprüfstand für die Autowerkstatt

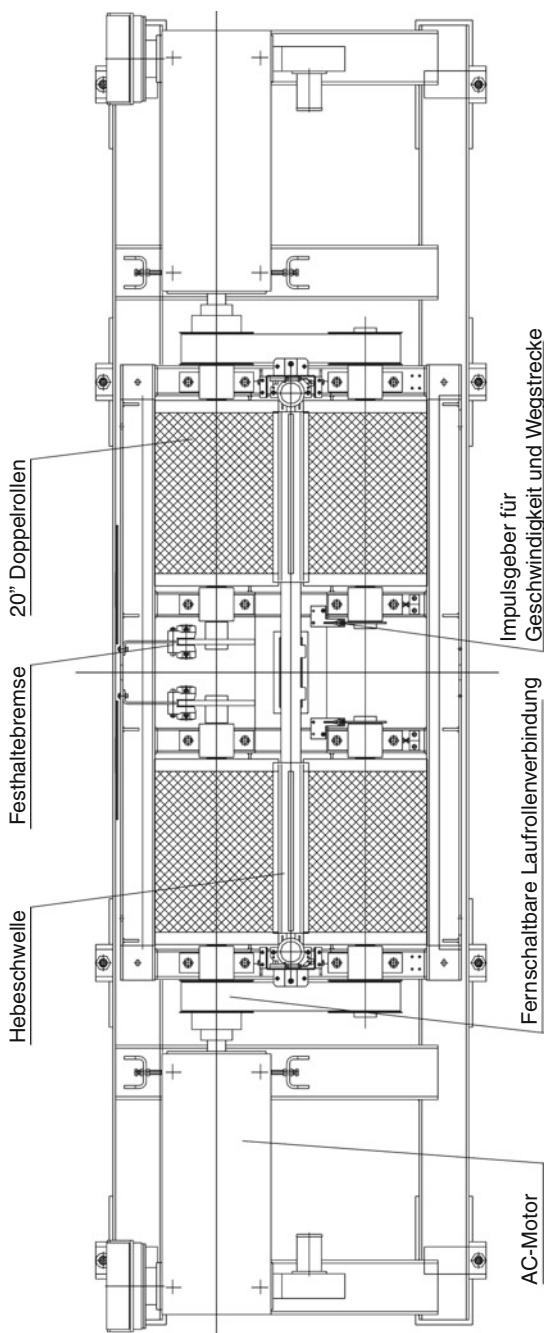


Abb. 32.6 Rollen-Brems- und ABS-Prüfstand

lation nachgebildet. Die Prüfung umfasst auch die Kontrolle der elementaren ABS-Funktionen.

### Prüfablauf

- Jedes Fahrzeug steht auf einem 20" Doppelrollenaggregat (ca. 500 mm Rollendurchmesser).
- Ein ca. 50 kW starker AC-Motor beschleunigt die Doppelrollen auf z. B. entsprechend 150 km/h.
- Der Fahrer betätigt gefühlvoll das Bremspedal.
- Ein aufsteckbarer Pedalkraftmesser (0–500 N) ist optional verfügbar.
- Dynamische Bremskraft-Berechnung aus Rollenträgheit und dv/dt-Messung
- Anzeige der Bremskraft je Rad sowie der Kraftdifferenz Links/Rechts
- Berechnung und Anzeige der Abbremsung (%) bezogen auf das Fahrzeuggewicht
- Schalten der ABS-Ventile durch Prüfstandeingriff auf den Fahrzeug-CAN-Bus
- Beobachtung der Bremskraft-Pulsation, z. B. verursacht durch die ABS-Regelung
- Automatisierte Protokollierung aller Prüfergebnisse auf Datenträger

Diese Prüfstände dienen zur Qualitätssicherung im Automobilwerk, d. h. zur einfachen und schnellen Gesamt-Funktionsprüfung der kompletten, im Fahrzeug eingebauten Bremsanlage.

Das so gewonnene Prüfergebnis erlaubt eine exakte Aussage über die ausreichende und gleichmäßige Bremswirkung an allen vier Rädern, die Bremskraftverteilung auf die Vorder- und Hinterachse sowie die Systemreaktion auf das Schalten der ABS-Ventile.

### Reibwert-Prüfstand zur Gütesicherung in der Belagproduktion

Damit im Automobilwerk oder später in der Autowerkstatt die Bremsen-Funktionsprüfung auf dem Rollenprüfstand zu guten Ergebnissen führt, muss zuvor natürlich die Qualität der einzelnen Bauteile sichergestellt werden. Als typisches Beispiel für die Material- oder Bauteilprüfung sei der klassische Reibwert-Prüfstand genannt.

Die Reibpartner (Scheiben-Bremsbeläge/Trommel-Bremsbacken) sind die wesentlichen Verschleißteile der Bremse. Je nach Fahrzeug und Fahrstil liegt z. B. die Standzeit der Reibbeläge bei ca. 50.000 km, die Verschleißgrenze der Brems scheiben wird bei ca. 100.000 km erreicht.

Entsprechend groß sind der Ersatzteilmarkt und die Anzahl konkurrierender Reibbelag- und Scheiben-Hersteller.

Neben ausreichender Verschleißfestigkeit ist ein stabiler Reibwert „ $\mu$ “ die wichtigste technische Eigenschaft eines Bremsbelages. Organisches

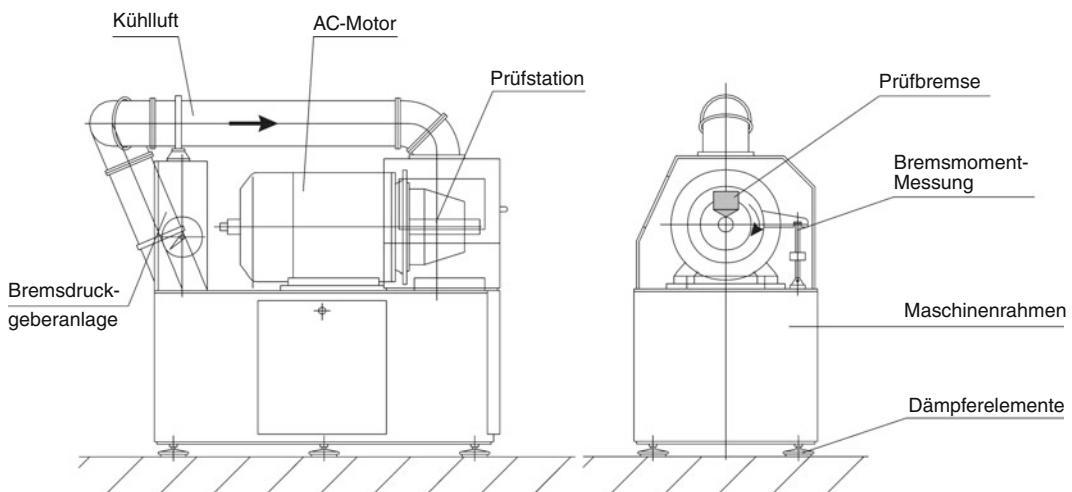


Abb. 32.7 Reibwert-Prüfstand

### 32.1 · Radbremse

Reibmaterial hat z. B. einen Reibwert zwischen 0,2 bis 0,4.

Zur schnellen Ermittlung des  $\mu$ -Wertes neuer Belag-Rezepturen und zur routinemäßigen Charakterprüfung des Belagwerkstoffs dient der so genannte Reibwert-Prüfstand, □ Abb. 32.7.

#### Prüfablauf

- Als Prüfling dient eine Reibmaterialprobe im Format von ca.  $50 \times 50 \times 15$  mm.
- Diese Probe wird in eine typische Scheiben- oder auch Trommelbremse eingesetzt.
- Diese Bremse wird auf der rotierenden Prüfstandwelle montiert.
- Ein ca. 50 kW starker Motor treibt die Welle mit variabler Drehzahl im Bereich 150–1500/min an.
- Eine hydraulische Regelanlage betätigt die Bremse, z. B. mit 10/20/40/80 bar.
- Die Reibmoment-Messung ( $M_B$ ) erfolgt über eine pendelnde Abstützung des Bremsstiel bzw. des Trommelbrems-Trägerschildes.
- Automatischer Prüfablauf mit Hilfe einer Rechnersteuerung und Datenerfassung
- Erfasst werden die Drehzahl ( $n$ ), das Reibmoment  $\mu_B$ , der Bremsdruck ( $p_{hyd}$ ) und die Temperatur.
- Berechnung des Reibwertes:  

$$\mu(-) = M_B / 2 \cdot r_{Reib} \cdot A_{Kolben} \cdot p_{hyd}$$
- Automatisierte Anzeige und Protokollierung der Prüfergebnisse auf Datenträger

Der Reibwert-Prüfstand erlaubt die Ermittlung des Reibwertes  $\mu$  als Funktion der Drehzahl bzw. der Reibgeschwindigkeit, des Anpressdruck sowie der Temperatur an Belag und Scheibe.

#### Schwungmassen-Bremsenprüfstand im Entwicklungs-Prüffeld

Der Schwungmassen-Bremsenprüfstand ist die klassische Versuchsmaschine für die Grundlagenarbeit in den Entwicklungsabteilungen der Reibbelag-, Bremsen- und Fahrzeughersteller, □ Abb. 32.8.

Auf diesem Prüfstand kann die Bremse beliebigen, realen Lastzyklen unterworfen werden. Als Prüfling dient die komplette Radbremse, bestehend aus Brems scheibe, Sattel und Reibbelag, bzw.

aus Bremstrommel, Trägerschild mit Bremszylinder und Bremsbacken samt Reibbelag.

Auf dem konventionellen Schwungmassen-Bremsenprüfstand wird der Stator (alle nicht rotierenden Teile der Radbremse) an einer pendelnd gelagerten Bremsmoment-Messeinrichtung montiert. Der Bremsenrotor (Scheibe oder Trommel) ist mit der rotierenden Prüfstandwelle verbunden. Die kinetische Energie der Fahrzeugmasse wird über kuppelbare Schwungräder nachgebildet. Eine den Schwungrädern überlagerte „Elektrische Massensimulation“ erlaubt die exakte Nachbildung der Fahrzeugmasse mit Genauigkeiten bis zu  $+/- 5$  kg. Der ca. 200 kW starke Antriebsmotor beschleunigt oder verzögert die Maschine auf beliebige Drehzahl im Bereich 0–3000/min und ermöglicht sehr dynamische Lastzyklen.

Ein typischer Prüfzyklus besteht aus ca. 500–2000 Stop- und Dauerbremsungen, die mit Hilfe eines speziellen Automatisierungssystems geregelt und erfasst werden.

#### Prüfablauf

- Maschine auf Ausgangsdrehzahl, z. B.  $2000/\text{min} \approx 200\text{ km/h}$  beschleunigen
- Prüfbremse mittels einer Druckregelanlage, z. B. mit 50 bar  $\approx 500\text{ Nm}$  betätigen
- Die kinetische Energie der Schwungmassen  $E_{rot}(\text{Nm}) = \frac{1}{2}\Theta \cdot \omega^2$  wird durch die Bremse in Reibungswärme  $E_{therm} = m \cdot c \cdot \vartheta$  umgewandelt.
- Alle wichtigen Parameter der Bremse, d. h. Drehzahl ( $n$ ), Bremsdruck ( $p_{hyd}$ ), das Bremsmoment ( $M_B$ ) und die Temperaturen werden gemessen.
- Der Reibwert wird online berechnet  

$$\mu = M_B / 2 \cdot r_{Reib} \cdot p_{hyd} \cdot A_{Kolben} \cdot p_{hyd}$$
- Automatisierte Anzeige und Protokollierung aller Prüfergebnisse auf Datenträger

Der Schwungmassen-Bremsenprüfstand erlaubt die exakte Messung aller physikalischen Parameter einer Bremse unter dem Einfluss realer und dynamischer Lastkollektive sowie die Ermittlung des Reibwerts  $\mu$ .

#### Bremsen-Geräuschprüfstände

Das hohe Leistungspotential der heutigen Fahrzeuge verlangt nach immer größerer Bremsleistung

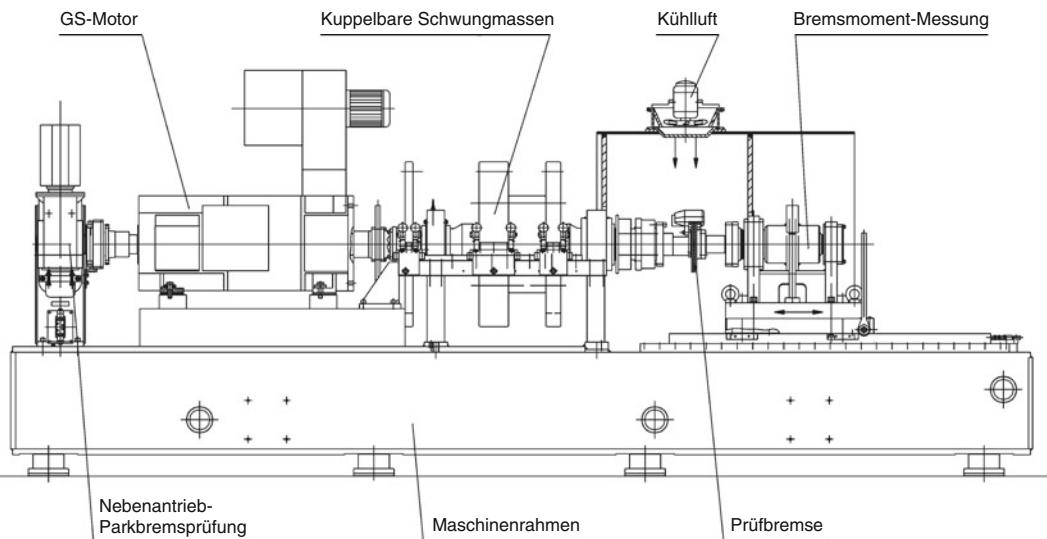


Abb. 32.8 Schwungmassen-Bremsenprüfstand

32

im gleichen Einbauraum (Radschüssel). Außerdem soll die reifengefederte Fahrzeugmasse möglichst gering bleiben. Daher werden die spezifische Belastung der Radbremse immer größer und zugleich die zugehörigen Achskonstruktionen immer leichter.

Mit dieser Entwicklung steigt die Anfälligkeit für die typischen, von der Bremse erregten Schwingungen „Bremsen-Quietschen“ (0,1–15 kHz) und „Bremsen-Rubbeln“ (1–100 Hz).

Kombiniert mit den hohen Ansprüchen der Autokäufer und langen Garantiezeiten für Neuwagen, sind die Kosten zur Beseitigung dieser Komfortprobleme stark angestiegen, denn allzu oft müssen z. B. die Reibbeläge und Bremsscheiben frühzeitig erneuert werden.

Die Reibbelag- und Bremsenhersteller haben in den vergangenen Jahren große Anstrengungen unternommen, um diese Problematik zu bewältigen. Der Bremsen-Geräuschprüfstand (NVH-Bremsenprüfstand) ist dabei ein sehr nützliches Instrument.

### Schwungmassen-Bremsen-Geräuschprüfstand

Der Schwungmassen-Bremsen-Geräuschprüfstand folgt der Grundidee des konventionellen Schwungmassen-Bremsenprüfstands. Um jedoch die von der Bremse erregten Schwingungen näher untersuchen

zu können, muss die komplette Radbremse mit Achsschenkel und Achsaufhängung, ja zum Teil sogar samt Fahrschemel und umgebender Karosserie als Prüfling betrachtet werden, Abb. 32.9.

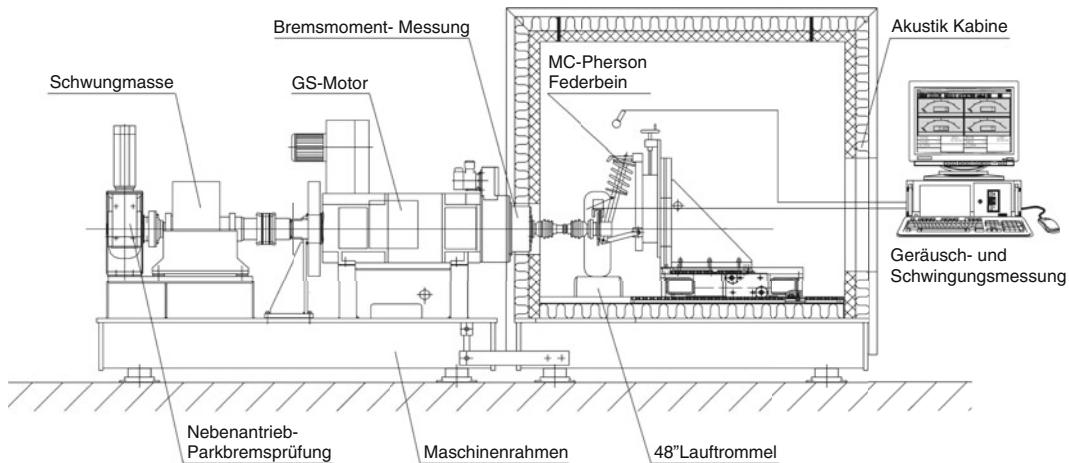
Zur Aufnahme dieser Baugruppen ist eine großvolumige, geräuschesolierte Prüfstation mit spezieller Bremsmomentmessung erforderlich. Eine zugehörige Klimaanlage ermöglicht es, den Einfluss der Luftfeuchte und Temperatur auf das NVH-Verhalten der Bremse zu untersuchen.

Mit schneller Messtechnik auf PC-Basis können sowohl das hörbare Bremsen-Quietschen, als auch der von den Reibpartnern erregte Körperschall und dessen Übertragung in die Achsstruktur erfasst und analysiert werden. Spezielle Geräuschsuchprogramme erleichtern das Auffinden problematischer Arbeitspunkte bezüglich Drehzahl, Bremsdruck und Temperatur.

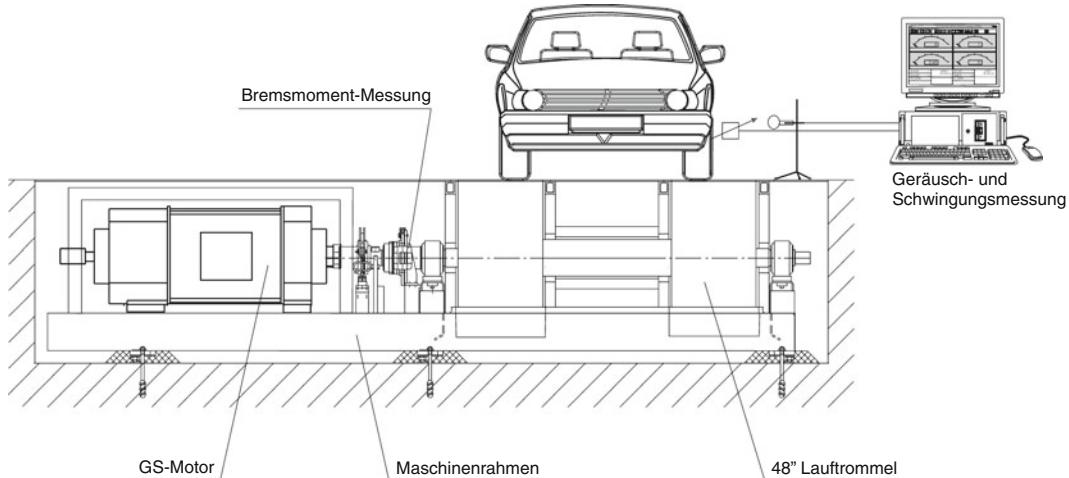
### Fahrzeug-Bremsen-Geräuschprüfstand

Um im Verlauf der Entwicklungsarbeit möglichst nahe an die realen Einbau- und Einsatzbedingungen der kompletten Bremsanlage heranzukommen und zugleich die Nachteile des Fahrversuchs auszuschalten, werden heute verstärkt so genannte „Fahrzeug-Bremsen-Geräuschprüfstände“ realisiert.

### 32.1 · Radbremse



**Abb. 32.9** Schwungmassen-Bremsen-Geräuschprüfstand



**Abb. 32.10** Fahrzeug-Bremsen-Geräuschprüfstand

Die Grundidee folgt dem zuvor beschriebenen Schwungmassen-Bremsen-Geräuschprüfstand. Es wird jedoch das komplette Fahrzeug als Prüfling betrachtet und in einer klimatisierten, geräuschanfälligen Prüfkammer auf einem Rollenprüfstand gefahren.

Dieser Prüfstand besteht aus einer 48" Scheitelrolle und ca. 300 kW starkem GS-Motor mit zugehöriger Elektrotechnik zur Steuerung und Regelung der vollautomatischen Prüfbläufe, **Abb. 32.10**.

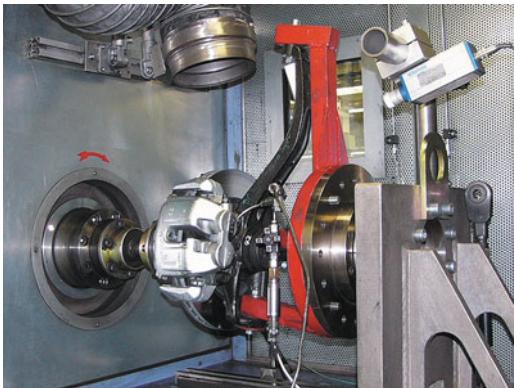
Der störende Verbrennungsmotor bleibt dabei ausgeschaltet. Die Prüfbremse wird mittels einer

servohydraulischen Bremsdruck-Geberanlage betätigt.

Speziell entwickelte Prüfprogramme erlauben innerhalb von wenigen Tagen ein automatisches Suchen, Erfassen, Analysieren und Darstellen aller Schwingungserscheinungen an einer Bremse.

### Festigkeit und Bremsscheibenerprobung

Ergänzend zu den Betriebsfestigkeitsuntersuchungen einzelner Komponenten im statischen Prüffeld wird im dynamischen Prüffeld das System Radbremse auf dem Schwungmassenprüfstand (SMP)



■ Abb. 32.11 Achsschenkelaufbau am SMP



■ Abb. 32.12 Schadensbild thermische Rissfestigkeit

erprobt. Das System Radbremse, bestehend aus Bremssattel, Belaghalter, Bremsbelag und Bremsscheibe, wird zur Prüfung vorzugsweise auf dem Original-Achsschenkel des Zielfahrzeuges montiert und am Prüfstand aufgebaut. Dadurch wird sichergestellt, dass die Verformungen und Kräfte, die unter Bremsdruck und Bremsmoment entstehen, fahrzeugnah simuliert werden. Ein typischer Achsschenkelaufbau am Schwungmassenprüfstand ist in ■ Abb. 32.11 gezeigt.

Der größte Teil der kinetischen Energie des Fahrzeuges wird während einer Bremsung in Form von Wärme in die Bremsscheibe eingeleitet. Aus diesem Grund ist es bei der Bremsscheibe besonders wichtig, unter Umfangskraft und Temperatur, also dynamisch, zu testen. Dazu werden aus den Fahrzeugdaten für die zu prüfende Scheibe die notwendigen Prüfstandsparameter wie Bremsmoment, Drehzahl und zu simulierende Schwungmasse berechnet. Je nach Verantwortungsbereich werden die entsprechenden Versuchsspezifikationen abgeprüft.

Das Prüfziel der thermischen Rissfestigkeit (Rissbildung) ist die Untersuchung der Ermüdungsfestigkeit des Reibringes an Bremsscheiben oder Bremstrommeln unter zyklischer thermomechanischer Beanspruchung. Hierzu werden mit voll beladenem Fahrzeug Folgebremsungen aus hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten mit mittlerer Verzögerung simuliert. Mehrere Folgebremsungen werden zu einem Zyklus zusammengefasst. Je nach Spezifikation muss eine vorgeschriebene Anzahl an Zyklen erreicht werden, ohne dass der Prüfling einen Durchriss an Topf, Reibring oder deren Übergang zeigt.

Weiterhin muss der Prüfling nach Testende noch voll funktionsfähig sein. Ein typisches Schadensbild mit einem radial durchgängigem Rissverlauf ist in ■ Abb. 32.12 zu sehen.

Eine weitere Prüfung während der Bremsscheiben- und Bremstrommelfertigung ist der Hochlasttest. Prüfziel hierbei ist die Ermittlung der Festigkeit unter thermomechanischer Grenz- und Überbelastung. Es wird das voll beladene Fahrzeug simuliert. In diesem Test werden Bremsungen mit maximaler Verzögerung aus maximaler Fahrzeuggeschwindigkeit durchgeführt. Die Anforderungen sind hier die gleichen wie bei der Rissbildung. ■ Abb. 32.13 zeigt einen Riss durch den Reibring, dessen Anbindung bis in den Topf.



■ Abb. 32.13 Schadensbild Hochlasttest

Hier werden die Vorteile der Prüfstandsuntersuchungen deutlich. Neben der sehr guten Reproduzierbarkeit ist ein entscheidender Vorteil, dass völlig gefahrlos ein solcher Test am Prüfstand durchgeführt werden kann. Sowohl bei der Rissprüfung als auch bei der Hochlastprüfung werden bremsenrelevante Messgrößen wie Druck, Temperatur, Drehzahl und Bremsmoment aufgezeichnet. Zusätzlich erfolgt regelmäßig eine Sichtkontrolle des Prüflings durch den Prüfstandsfahrer. Die Häufigkeit der Kontrollen richtet sich nach dem Veruchsverlauf und wird protokolliert.

Ein weiteres Kriterium bei der Scheibenerprobung ist der thermische Verzug, auch Scheibenschirmung genannt. Prüfziel ist hierbei die Ermittlung der axialen Verformung des Reibrings unter thermomechanischer Beanspruchung. Zusätzlich zu den Standardmessgrößen werden bei diesem Versuch die Axialwege des Reibrings radial innen und außen auf beiden Seiten der Scheibe gemessen. Aus den Wegsignalen wird die Schräglagestellung des Reibrings während der Bremsung und nach der Abkühlphase ermittelt. Um die problemlose Funktion des Gesamtsystems Radbremse über der Scheibenlebensdauer zu gewährleisten, dürfen spezifizierte Grenzwerte nicht überschritten werden.

## Funktion der Radbremse

Nach den Festigkeitsuntersuchungen im statischen und dynamischen Prüffeld wird das System Radbremse auf dem SMP auf seine ordnungsgemäße Funktion geprüft.

Die Restmoment-Messung dient der Ermittlung der Restmomente des Prüflings vor und nach Einfahrbremsungen sowie nach typischem Belagverschleiß. Hierzu werden Druckreihen bei verschiedenen Ausgangstemperaturen gefahren und das Restmoment über eine definierte Zeit nach der Bremsung aufgezeichnet und ausgewertet. Die Restmomentmessung hat im Blick auf immer strengere Verbrauchs- und Abgasvorschriften einen stetig steigenden Stellenwert. Wo vor wenigen Jahren Restmomente der Radbremse von einigen Nm noch erwünscht waren, um z. B. die Scheibe permanent zu konditionieren und sauber zu halten, sind heute die Anforderungen an eine Scheibenbremse low drag und zero drag, also vollständig

frei von Restmomenten. Damit sind die Anforderungen an die Restmomentmessung selber auch stark gestiegen. Da Mehrkomponentenmessräder am Fahrzeug nicht hinreichend genau im unteren Momentenbereich auflösen können und die Abkühlkurvenmethode zu ungenau ist, kommt hier nur der Schwungmassenprüfstand zur genauen Restmomentmessung in Frage. Viele bremsen- und fahrzeugspezifische Parameter haben einen Einfluss auf das Restmoment, aus diesem Grund muss das System Radbremse auf dem Prüfstand möglichst genau abgebildet werden. Damit ist zwingend ein originaler Achsschenkelaufbau zur Prüfung notwendig. Durch einen solchen Aufbau werden Steifigkeiten, Verformungen und ebenso die Lage der Bremsenkomponenten zueinander wie im Fahrzeug dargestellt. Weiterhin muss die Momentenmessung am Prüfstand auf ein Zehntel Nm genau und reproduzierbar sein. Dies bedarf einer qualitativ hochwertigen Momentenmesseinrichtung in Verbindung mit einer hochaflösenden Messkette. Die Restmomentmessung gibt Aufschluss über korrektes Lüftspiel und dessen Verteilung auf beiden Seiten der Scheibe von der Radbremse. Gemessen werden hierbei Bremsmoment, Restmoment, Bremsdruck, Drehzahl, Bremsscheibentemperatur und Bremsvolumenaufnahme. Letztere ist entscheidend für Pedalweg und Pedalgefühl im Fahrzeug und steht im Zielkonflikt mit Lüftspiel und Restmoment. Um das Restmoment der Bremse bestimmen zu können, muss das Eigenmoment des Radlagers vermessen und vom gemessenen Restmoment abgezogen werden.

Weitere Funktionsprüfungen sind Verschleiß- und Abkühlverhalten der Radbremse. Hierbei werden realitätsnahe Verschleißprogramme gefahren, um Schrägyverschleiß, Differenzverschleiß und absoluten Verschleiß der Bremse zu ermitteln. Zwischen den Verschleißprogrammen werden Druck- und Temperaturreihen gefahren, um den Betriebsreibwert zu ermitteln.

Ein wichtiger Punkt bei den dynamischen Grundvermessungen ist die Ermittlung der Wirksamkeit der Bremse. Hierzu wird die Hysteresekurve des Bremsmoments ausgewertet. Die Bestimmung der Hysterese erfolgt über die maximale Momentendifferenz bei Druckauf- und Druckabbau einer Bremsung. Bezieht man die Momen-

tendifferenz auf das maximal erreichte Moment, erhält man einen dimensionslosen Kennwert für die Wirksamkeit der Bremse. Durch zusätzliche Messung der Bremsvolumenaufnahme kann man Bremsmoment über Bremsdruck, Bremsmoment über Volumenaufnahme und Volumenaufnahme über Bremsdruck auswerten und erhält so einen „Fingerprint“ des Systems Radbremse.

Abb. 32.14 zeigt einen Versuchsaufbau mit Wiegastern an verschiedenen Komponenten und Positionen der Radbremse. Bei diesem Funktions- test werden die maximal zulässigen Toleranzen der einzelnen Komponenten gezielt ungünstig für das Gesamtsystem eingestellt. Bei unterschiedlichen Bremsungen werden die Wege der Komponenten gemessen und ausgewertet. Mit diesen Ergebnissen kann ermittelt werden, ob die Bremse unter ungünstigsten Bedingungen ordnungsgemäß funktioniert.

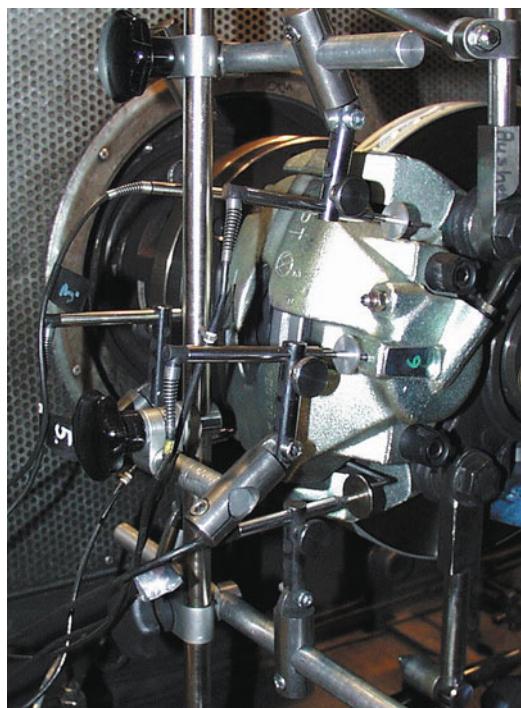


Abb. 32.14 Prüfaufbau Sattelbewegung

## Performance

Neben Festigkeit und Funktion einer Radbremse ist deren Leistungsfähigkeit (Performance) von entscheidender Bedeutung. Die Fahrzeuge werden von Generation zu Generation schwerer, leistungsstärker und auch schneller. Als Beispiel seien hier die „Sport Utility Vehicles“ (SUV) oder auch Oberklasselimousinen mit mehr als 400 kW Motorleistung genannt. Bei gleichzeitig gestiegenen Komfortansprüchen und vorgegebenem Bauraum ist dies eine Herausforderung für die Bremsenentwickler.

Um die Leistungsfähigkeit einer Radbremse beurteilen zu können, gibt es eine Vielzahl von Tests. Einer der bekanntesten dürfte der von der Zeitschrift Auto Motor und Sport durchgeführte „AMS“-Test sein. Hierbei werden die Bremswege bei Folgebremsungen aus 100 km/h beurteilt.

Nachfolgend werden zwei Tests beschrieben, die während der Entwicklung der Radbremse einen hohen Stellenwert besitzen:

Beim Bergtest handelt es sich um ein reales Anforderungsprofil an die Radbremse. Zwei klassische Erprobungsstrecken sind die Groß-Glockner-Abfahrt und die Stilfser-Joch-Abfahrt. Beide Strecken können realitätsnah auf dem SMP simuliert werden. Dies zeigt einen weiteren Vorteil von Prüfstandsuntersuchungen. Man ist unabhängig vom Wetter, den Verkehrsbedingungen, einem Erprobungsfahrzeug und zusätzlich kostengünstiger. Das Prüfziel bei der Groß-Glockner-Schleichabfahrt ist die Ermittlung der Auswirkungen hoher thermischer Betriebslasten während einer Alpenabfahrt auf alle Komponenten der Radbremse. Es wird eine Dauerbremsung von 45 min bei einer Geschwindigkeit von 20 km/h in einem 9,5 % Gefälle mit voll beladenem Fahrzeug simuliert. Bei diesem Test werden zu den Standardmessgrößen zusätzlich Bremsvolumenaufnahme, Bremsflüssigkeitstemperatur, Rückenplattentemperatur, Gehäusetemperatur und die Temperatur der Schlauchleitungsarmierung gemessen. Nach der Abfahrt müssen eine Vielzahl von Zielwerten erreicht werden. Exemplarisch seien hier die anschließend geforderte 1 g-Verzögerung sowie das Fehlen von funktionsrelevanten Beschädigungen bzgl. aller Komponenten der Bremse erwähnt.



Abb. 32.15 HFT, 15. Stopp

Ein eher synthetischer Leistungstest ist der Hochgeschwindigkeits-Fading-Test (HFT). Ziel der Prüfung ist hier das Verhalten der Bremsanlage bei Folgebremssungen aus hohen Geschwindigkeiten und bei hohen Temperaturen zu untersuchen. Es werden 15 Folgebremssungen aus  $0,9 \text{ V}_{\max}$  auf 90 km/h mit 0,6 g und teilbeladenem Fahrzeug durchgeführt. Die Zeit von Bremsende zu Bremsbeginn wird dem maximalen Beschleunigungsvermögen des zu prüfenden Fahrzeuges angepasst. Die Messgrößen entsprechen denen des Bergtests. In

Abb. 32.15 ist der 15. Stopp eines HFT zu sehen.

Man kann erkennen, dass in diesem sehr harten Test die Radbremse an der Grenze ihrer Leistungsfähigkeit erprobt wird. Um die Leistungsfähigkeit beurteilen zu können, werden Bremsenkenngrößen wie Volumenaufnahme, Reibwert und Bremsmoment gemessen.

Die Anforderungen und Zielwerte an die Radbremse während und nach dem Test sind umfangreich und ähneln denen der Bergabfahrt. Wichtigstes Ziel hierbei ist, die 15 Bremsungen bei vorgegebenem max. Bremsvolumen und max. Bremsdruck mit der erforderlichen Verzögerung zu erfüllen. Im Anschluss an den Test müssen alle Bremsenteile voll funktionsfähig sein. Es dürfen weder Scheibentemperatur noch Bremlüssigkeitstemperatur vorgegebene Zielwerte überschreiten. Auch die mittleren Reibwerte dürfen vor und nach dem HFT einen max. vorgegebenen Zielwert nicht überschreiten.

## Komfort

### DTV-Entwicklung

Auch an einer im einstelligen  $\mu\text{m}$ -Bereich plan geschliffene Bremsscheibe wird im montierten, verspannten Zustand aufgrund der Fertigungstoleranzen der Bauteile Scheibe, Nabe und Achsschenkel ein messbarer Seitenschlag feststellbar sein. Wenn der Seitenschlag größer ist als die Lüftspiele zwischen Scheibe und Belägen, kann sich dadurch bei ungebremster Fahrt eine Dickenschwankung (Disc Thickness Variation, DTV) in die Bremsscheibe schleifen (s. ▶ Abschn. 28.3).

Während die anfänglich sehr geringe Dickenschwankung der Bremsscheibe im Neuzustand keinerlei Rubbelprobleme verursacht, kann die im Laufe der Lebensdauer entstehende Dickenschwankung ein Kaltrubbelproblem auslösen.

Im DTV-Test auf dem Prüfstand wird die Entwicklung einer Dickenschwankung bei ungebremster und gebremster Fahrt untersucht und bewertet. Hierzu werden abwechselnd Blöcke mehrerer tausend Kilometer ungebremst bzw. gebremst gefahren und der Scheibenschlag sowie die DTV gemessen und protokolliert. Abb. 32.16 zeigt ein Beispiel einer DTV-Entwicklung über die gesamte Belag-Lebensdauer.

## Bremsenrubbeln

Hier unterscheidet man zwischen Kalt- und Heißrubbeln. In Kaltrubbel-Tests wird ermittelt, wie sich eine vorhandene Dickenschwankung der Bremsscheibe auf die Bremsmomentschwankung auswirkt.

In Heißrubbeltests hingegen wird untersucht, in wie weit thermische Belastung eine Bremsmomentschwankung induziert (beispielsweise durch sog. Hotspots).

Die Grenzen der Rubbeltests auf Prüfständen liegen in der Ermittlung der Bremsmoment- bzw. Bremskraftschwankung. Eine Bewertung der Auswirkungen auf Lenkraddreherschwingungen, Pedalvibrationen oder auftretende Geräusche kann nicht am Schwungmassenprüfstand, sondern nur am Fahrzeugrollenprüfstand oder direkt im Fahrzeug erfolgen. Hierbei ist die Schwingungsempfindlichkeit des Fahrzeugs, d. h. das Übertragungsverhalten von der Anregungsquelle bis in den Innenraum von

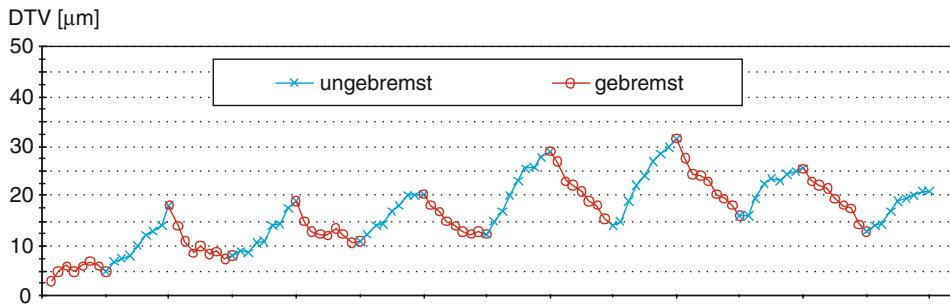


Abb. 32.16 DTV-Entwicklung über die gesamte Belag-Lebensdauer im gebremsten bzw. ungebremsten Zustand

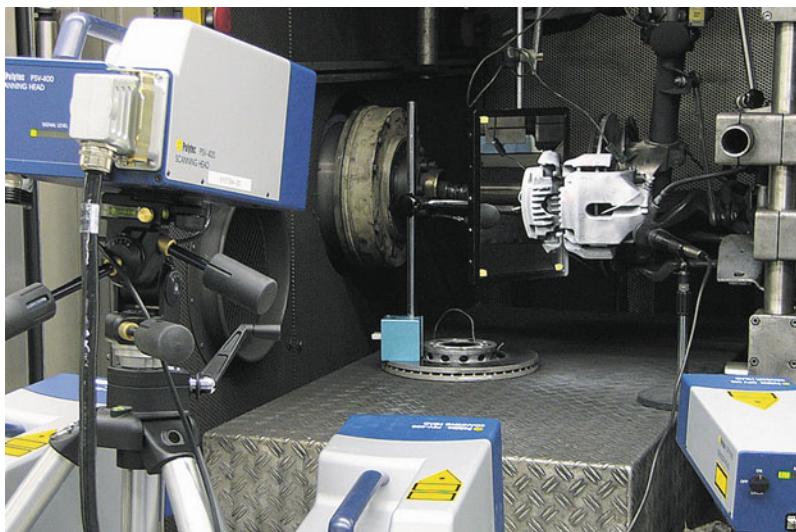


Abb. 32.17 3D-Laservibrometer zur Betriebsschwinganalyse eines quietschenden Bremsystems

besonderer Bedeutung. Während manche Fahrzeuge auch mit hohen Bremsmomentschwankungen gut zureckkommen, zeigen andere wiederum aufgrund ausgeprägter Resonanzen schon bei kleinen Bremsmomentschwankungen eine deutliche Rubbelneigung. Die Entwicklungsaufgabe liegt also darin, Bremsystem, Radaufhängung und Übertragungsstrecke so aufeinander abzustimmen, dass real auftretende Bremsmomentschwankungen nicht zu einem Problem führen (s. auch ▶ Kap.24).

### Bremsgeräusche

Eine Übersicht der vielfältigen Bremsgeräusche und deren Entstehungsmechanismus ist in ▶ Kap.28 zu finden. In der Praxis nimmt das Bremsenquiet-

schen den höchsten Stellenwert ein. Das methodische Entwickeln geräuscharmer Bremsen erfordert großen experimentellen Aufwand und ist durch zahlreiche Prüfstandsversuche gekennzeichnet.

### Versuchsvorbereitung

Während bei den zuvor beschriebenen Prüfstandsuntersuchungen zur Festigkeit, Performance und Funktion die Eigenschaften der Bremsanlage im Vordergrund stehen und sich der Versuchsaufbau auf Achsschenkel, Bremsscheibe und Bremssattel beschränkt, ist das Komfortverhalten als eine Systemeigenschaft anzusehen und erfordert entsprechende Versuchsaufbauten. Nicht nur die Bremsanlage, sondern auch alle am Achsschenkel befesti-

tigten Fahrwerksteile (Federbein, Querlenker, etc.) sind schwingungsrelevant und müssen daher mit aufgebaut werden. Die Analyse tieffrequenterer Geräusche wie Knarzen oder Muhen erfordert darüber hinaus weitere Fahrwerkskomponenten (komplette Achse inkl. Fahrschemel). □ Abb. 32.17 zeigt einen Versuchsaufbau, wie er zum Untersuchen des Bremsenquietschens benötigt wird.

### Versuchsdurchführung

Zum Bewerten des Geräuschverhaltens einer neuen Bremse wird mit dem oben beschriebenen Prüfstandsaufbau zunächst ein automatisches Geräuschsuechprogramm gefahren (Matrix-Test), welche alle komfortrelevanten Betriebszustände abdeckt. Dabei werden geräuschebehaftete Bremssungen erfasst und hinsichtlich der Parameter Fahrtrichtung, Geschwindigkeit, Bremsdruck, Temperatur, Quietschfrequenz, Schalldruckpegel und Dauer bzw. Häufigkeit ausgewertet. Hierzu existieren allgemein zugängliche Programme, wie das des Arbeitskreises „Geräusche“ des VDA oder der Matrixtest SAE J521, aber auch Spezialprogramme der Fahrzeug- und Bremsenhersteller.

Sind die Umgebungsparameter bekannt, unter denen die zu untersuchende Bremse quietscht, kann im nächsten Schritt die Betriebsschwinganalyse stattfinden. Dies geschieht beispielsweise mit optischen Verfahren wie Holografie oder Laser-vibrometrie und dient dazu, die an der Schwingung beteiligten Komponenten zu identifizieren sowie deren Schwingungsform zu ermitteln. In □ Abb. 32.17 ist die Betriebsschwinganalyse mittels eines modernen dreidimensionalen Laservibrometers, welches die Schwingung in allen drei Raumrichtungen misst und grafisch darstellt, abgebildet.

Basierend auf den Messergebnissen und parallel stattfindenden numerischen Verfahren kann der verantwortliche NVH-Ingenieur Maßnahmen zur Schwingungsreduzierung erarbeiten.

### Betätigungsgeräusche

Neben den Geräuschen, die beim Bremsvorgang entstehen können, gewinnen auch Geräusche an Bedeutung, welche durch das Betätigen der Bremse hervorgerufen werden. So sind beispielsweise Zuspann- und Lösegeräusche elektrischer Parkbremsaktuatoren mittlerweile Gegenstand inten-



□ Abb. 32.18 Akustische Untersuchung der Betätigungsgeräusche von Parkbremsen

siver Untersuchen und Geräuschoptimierungen. Weitere Geräuschen können im Bremskraftverstärker entstehen (Zischen, Ploppen, etc.) oder durch Aggregate wie Vakuumpumpen oder Fahrdynamikregenungssysteme.

Betätigungsgeräusche werden wie Bremsgeräusch auf Komponenten- und Gesamtfahrzeugebene untersucht. Die Untersuchungen hierzu finden allerdings nicht auf dynamischen Schwungsmassenprüfständen statt, sondern in geeigneten Schallmessräumen. □ Abb. 32.18 zeigt den Messaufbau zum Erfassen der Betätigungsgeräusche einer Parkbremse.

Neben dem hier verwendeten Kunstkopf werden bei der Komponentenmessung auch Mikrofone und Beschleunigungsaufnehmer eingesetzt. Messgrößen für den abgestrahlten Luftschall sind Schalldruck oder Schallleistung, aber auch psychoakustische Kenngrößen wie Lautheit, Schärfe und Rauigkeit. Beschleunigungsaufnehmer oder Kraftsensoren erfassen bei Messung von Einzelkomponenten ergänzend den Körperschall. Daraus lässt sich abschätzen, welche zusätzliche Belastung

beim Verbau der Komponente im Fahrzeug entsteht

Die hier beschriebenen Geräusche haben gemeinsam, dass sie in modernen Fahrzeugen mit Fahrdynamikregelsystemen oder Komfortfunktionen wie ACC, Hillhold, etc. auch unabhängig vom Bremswunsch des Fahrers auftreten können und ihn mit unerwarteten Geräuschen konfrontieren.

### 32.1.3 Fahrversuche

Nachdem Konzeption und Grundauslegung der Bremsanlage aufgrund von umfangreichen Berechnungen festgelegt wurden und die Prüfstandsversuche der Einzelkomponenten einen entsprechenden Reifegrad erreicht haben, müssen die Radbremsenkomponenten ihre Leistungsfähigkeit im Verbund im Fahrzeug unter Beweis stellen.

Die Meilensteine für die Erprobung werden in einem mit dem Kunden abgestimmten Termin- und Erprobungsplan (DVP – Design-Verifikationsplan) niedergelegt. Für die Fahrversuche stehen den Bremsenherstellern im Normalfall Prototypen-Fahrzeuge der unterschiedlichen Fahrzeugentwicklungsstände für eine gemeinsame Erprobung mit Fahrzeug- und Belaghersteller für die einzelnen Entwicklungsstufen zur Verfügung.

Ähnlich wie die Fahrzeuge durchlaufen auch die Radbremsenkomponenten Entwicklungsstufen. Am Ende jeder Stufe findet eine Freigabe der Komponenten auf Basis der Prüfstands- und Fahrversuchsergebnisse statt.

Man unterscheidet bei der Radbremsenerprobung Prüfungen, welche weitgehend karosserieunabhängig sind (zum Beispiel Reibverhalten Bremsbelag) und Erprobungsumfänge, welche zwingend mit Original-Fahrzeugen durchgeführt werden müssen (z. B. Komfortuntersuchungen).

Die Versuchs-Fahrzeuge werden mit einer einheitlichen Messtechnik ausgerüstet. Mit dem standardmäßigen Messwerterfassungssystem (s. Abb. 32.19) werden erfasst:

- Pedalweg
- Pedalkraft
- Bremsdruck
- Fahrzeugverzögerung



Abb. 32.19 Messwerterfassungssystem im Fahrzeug

- Fahrzeuggeschwindigkeit/Bremsweg
- Temperatur (Bremsscheibe/Bremsflüssigkeit etc.)

Mit der entsprechenden Auswertesoftware werden die Auswertediagramme erstellt, diese können weiter analysiert werden.

Zusätzlich zur subjektiven Bewertung kommt ein 10er-Rating-System zum Einsatz, wobei Rating 10 immer die beste und 1 die schlechteste Bewertung darstellen.

Die Fahrzeugerprobung gliedert sich in verschiedene Themenblöcke:

- Grundvermessung
- Reibwertuntersuchungen Bremsbelag
- Leistungstests
- Komforttests
- Dauerlauferprobung
- Gesetzliche Anforderungen

Die Untersuchungen werden mit unterschiedlichen Fahrzeuggewichten und unterschiedlichen Ausgangsgeschwindigkeiten durchgeführt.

Die Randbedingungen für die Versuche (Wetter, Umgebungstemperatur, Fahrbahnoberfläche, Reifen etc.) werden jeweils festgehalten, es wird angestrebt, sie konstant zu halten. Für alle Versuche gibt es Spezifikationen mit definierten Anforderungen für die gewonnenen subjektiven und objektiven Daten. Nach erfolgter Durchführung und Auswertung aller Versuche wird ein Versuchsbericht mit entsprechender Freigabeempfehlung bzw. Änderungs-empfehlung angefertigt.

## Grundvermessung statisch/dynamisch

Der Block Grundvermessung beinhaltet statische und dynamische Untersuchungen. Zu den statischen Untersuchungen gehören Einbauuntersuchungen, Volumenaufnahmemessungen, sowie Pedalkraft/Pedalweg/Bremsdruck-Kennwertermittlungen.

Bei der dynamischen Grundvermessung wird besonderes Augenmerk auf das Restmoment- und Abkühlverhalten der einzelnen Radbremsen unter verschiedenen Bedingungen gelegt, da dieses einen messbaren Einfluss auf den Kfz-Kraftstoffverbrauch haben kann. Außerdem stehen im Fokus das dynamische Ansprechverhalten, das Pedalgefühl, das Pedalwegverhalten bei Kurven- und Schlechtweg-Fahrt und die Bremsenabstimmung. Bei den dynamischen Untersuchungen ist natürlich das Reibverhalten der Bremsbeläge von entscheidendem Einfluss.

## Reibwertuntersuchungen Bremsbelag

Bremsbelaguntersuchungen sind ein wesentlicher Entwicklungsschwerpunkt der Bremsenentwicklung.

Hierbei sind Entwicklungsziel Reibwertkonstanz und Stabilität bei den unterschiedlichen Randbedingungen:

- Bremsdruck
- Geschwindigkeit
- Temperatur
- Salz
- Wasser
- Kälte

Außerdem muss das Verschleiß- und Festigkeitsverhalten den hohen Ansprüchen genügen.

Um das Reibverhalten der Beläge für die einzelnen Fahrzeug-Achsen beurteilen zu können, sind die Fahrzeuge mit „Achsabschaltungen“ ausgerüstet.

Um einen schnellen und umfassenden Überblick über die Belageigenschaften in der Radbremse zu erhalten, werden in Continental Teves-Standardprogrammen so genannte „Belag-Fingerprints“ für das Reibwertverhalten unter verschiedenen Randbedingungen erstellt (s. □ Abb.32.20 und □ Abb. 32.21).

## Leistungstests

Zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit der Gesamt-Bremsanlagen bei unterschiedlichen Bedingungen werden Hochgeschwindigkeits-Fadingtests, Bremswegtests und Bergabfahrten bei unterschiedlichen Bedingungen durchgeführt.

Zur Überprüfung der Hochgeschwindigkeits-tauglichkeit wird ein Hochgeschwindigkeits-Fading-Test durchgeführt. Dabei werden Folgebrem-sungen aus hoher Geschwindigkeit durchgeführt. Die Verzögerung bei den Einzelbremsungen wird konstant gehalten. Der dazu erforderliche Druckanstieg und die dazugehörige Pedalwege dürfen dabei vorgegebene Werte nicht überschreiten.

Ein ganz wichtiger Aspekt im Sinne der Unfall-vermeidung ist auch der Bremsweg eines Fahrzeu-ges. Zum Abtesten werden hierfür Bremswegtests bei unterschiedlichen Randbedingungen mit und ohne Berücksichtigung der Ansprechzeit durchge-führt.

Die Standard-Teststrecke zur thermischen Erprobung der Radbremse am Berg ist der Groß-Glockner. Kundenspezifisch werden auch Erpro-bungen am Mont Ventoux, Roßfeld, Stilfser Joch durchgeführt.

Es werden zwei kritische Abfahrtsstile unter-sucht:

- Touristenabfahrten (mittlere Geschwindigkeit/ viele Bremsbetätigungen)
- Schleichabfahrten (geringe Geschwindigkeit/ Dauerbremsung)

Für beide Abfahrtstile sollen bestimmte Grenzwerte für Bremsscheiben- und Bremsflüssigkeitstempera-turen nicht überschritten werden, um Dampfbla-senbildung der Bremsflüssigkeit und damit Brem-senausfall in jedem Fall zu verhindern.

Ein typisches Bergabfahrtsdiagramm ist in □ Abb.32.22 dargestellt.

## Komforttests

Nachdem die Funktionalität der Bremsanlage unter den unterschiedlichen Randbedingungen sicherge-stellt ist, müssen auch die hohen Anforderungen an den Bremsenkomfort sichergestellt werden. Man unterscheidet hierbei generell zwischen Rubbel- und Geräusch-Untersuchungen.

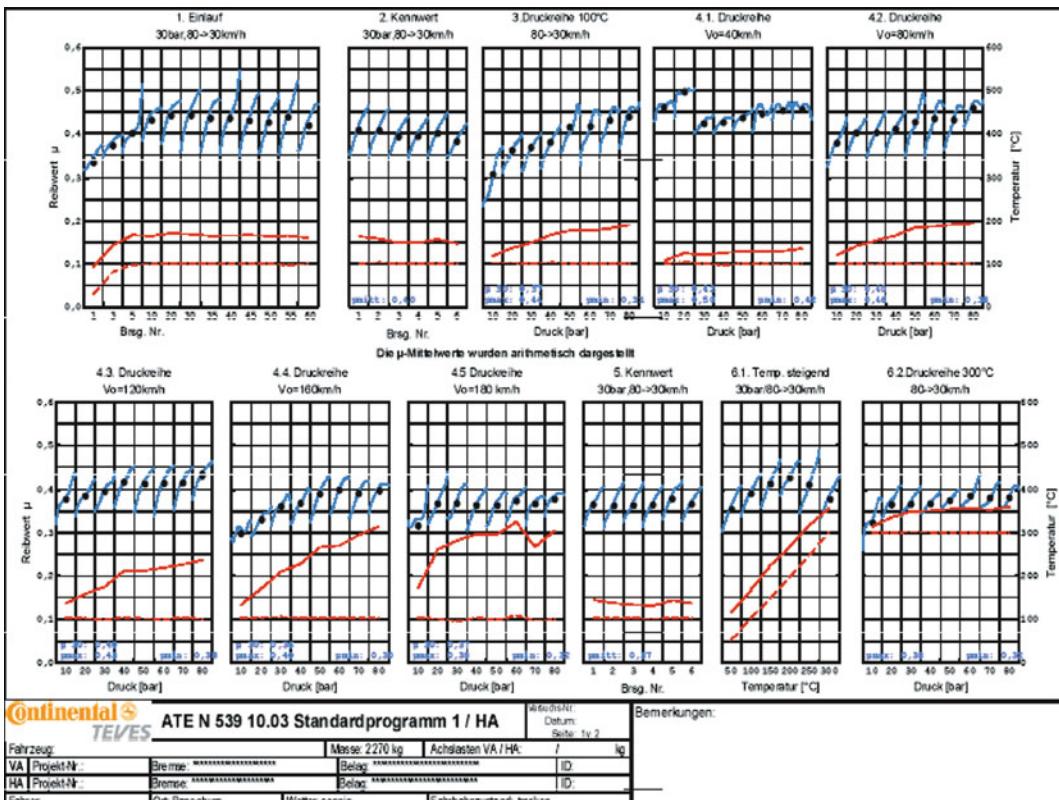


Abb. 32.20 Continental Teves Standardprogramm, Teil 1

Zur Untersuchung des Rubbelverhaltens werden umfangreiche Heiß- und Kalt-Rubbeluntersuchungen durchgeführt. Heiß-Rubbeln wird hervorgerufen durch Hotspotbildung an der Bremsscheibenoberfläche. Kalt-Rubbeln wird hervorgerufen durch Dickenschwankungen (DTV – Disc Thickness Variation) der Bremsscheibe, welche z. B. durch unerwünschten periodischen partiellen Kontakt des Bremsbelages mit der Bremsscheibe im ungebremsten Zustand verursacht werden.

Bremsgeräusche können sehr vielfältig sein. Quietschen, Knarzen, Klappern sind nur einige Erscheinungsformen. Die Abprüfung und Optimierung der Geräuschsituation erfolgt nach der ausführlichen Vorerprobung auf dem Schwungmassen- und Rollenprüfstand bei den unterschiedlichen Umweltbedingungen und Fahrerprofilen.

## Dauerlauferprobung

Zur Absicherung des Komfort-, Verschleiß- und Korrosions-Verhaltens im Dauerbetrieb werden aufwendige Abnahme-Dauerläufe in Südspanien und im Bayrischen Wald durchgeführt. Ein Ausschnitt für ein typisches Belastungskollektiv in Südspanien ist im Abb. 32.23 dargestellt.

## Gesetzliche Anforderungen

Die gesetzlichen Anforderungen an die Radbremsanlage liegen normalerweise deutlich unter den Anforderungen der Kfz- und Bremsen-Industrie, ihre Einhaltung wird im Normalfall vom Fahrzeughersteller überprüft.

Die wichtigsten Vorschriften sind hierbei die Europäische Vorschrift ECE Regelung 13 und die

## 32.2 · Elektronische Bremssysteme (EBS)

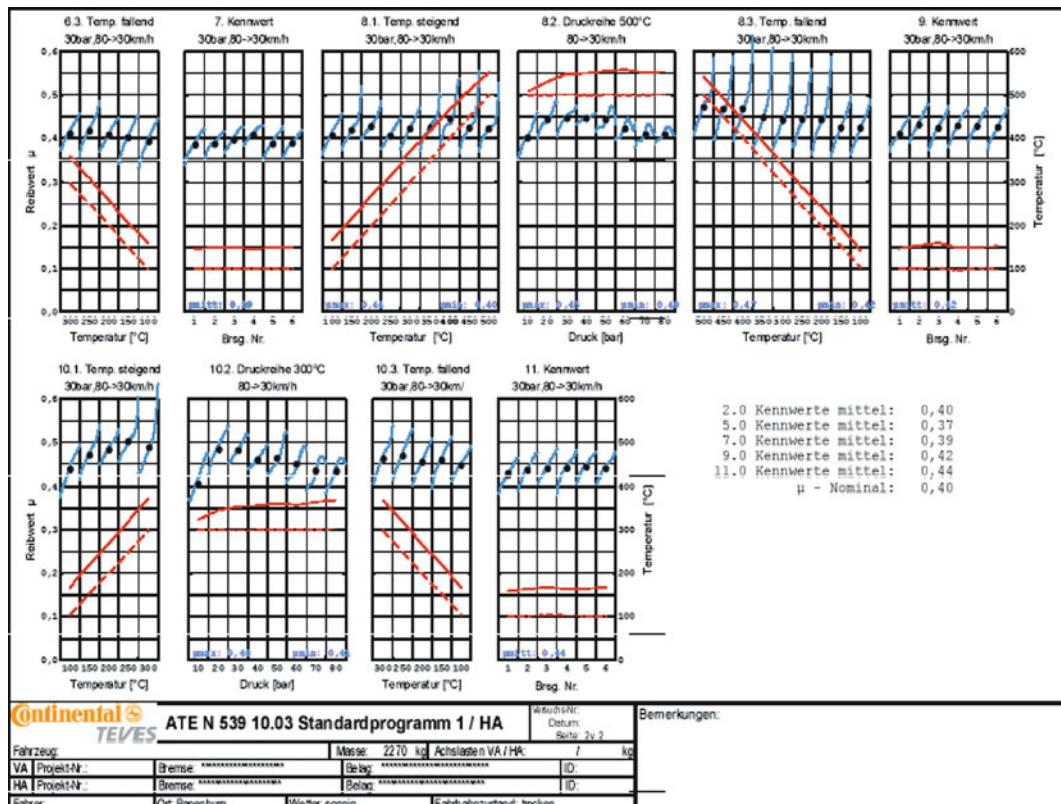


Abb. 32.21 Continental Teves Standardprogramm, Teil 2

US amerikanische Bremsevorschrift FMVSS 135, vgl. ▶ Kap.34.

## 32.2 Elektronische Bremssysteme (EBS)

Grundsätzlich unterscheidet man bei der Produktentwicklung EBS zwischen Basis- und Applikationsentwicklungen.

Bei Basisentwicklungen werden neue Bremssysteme und neue Funktionen bis zu einem bestimmten Freigabestand bzw. zur Serienreife entwickelt.

Bei Applikationen bestehender Produkte findet eine Anpassung bereits vorhandener Systeme/Funktionen an neue Fahrzeugumgebungen statt.

### 32.2.1 Laborversuche

Neben der Absicherung im Fahrversuch ist es unerlässlich die Betriebstauglichkeit von elektronischen Bremssystemen über die gesamte Fahrzeugelebensdauer in zeitraffenden Laborversuchen nachzuweisen. Hierbei werden die funktions- und umweltbedingten Belastungen während eines Autolebens so realitätsnah wie möglich nachgestellt. Man unterscheidet in der Regel zwischen Prüfstandversuchen, in denen die hydraulischen Funktionen bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen abgeprüft werden und Umweltsimulationen, die der Beanspruchung äußerer, insbesondere, klimatischer, chemischer und mechanischer Einflüsse Rechnung tragen.

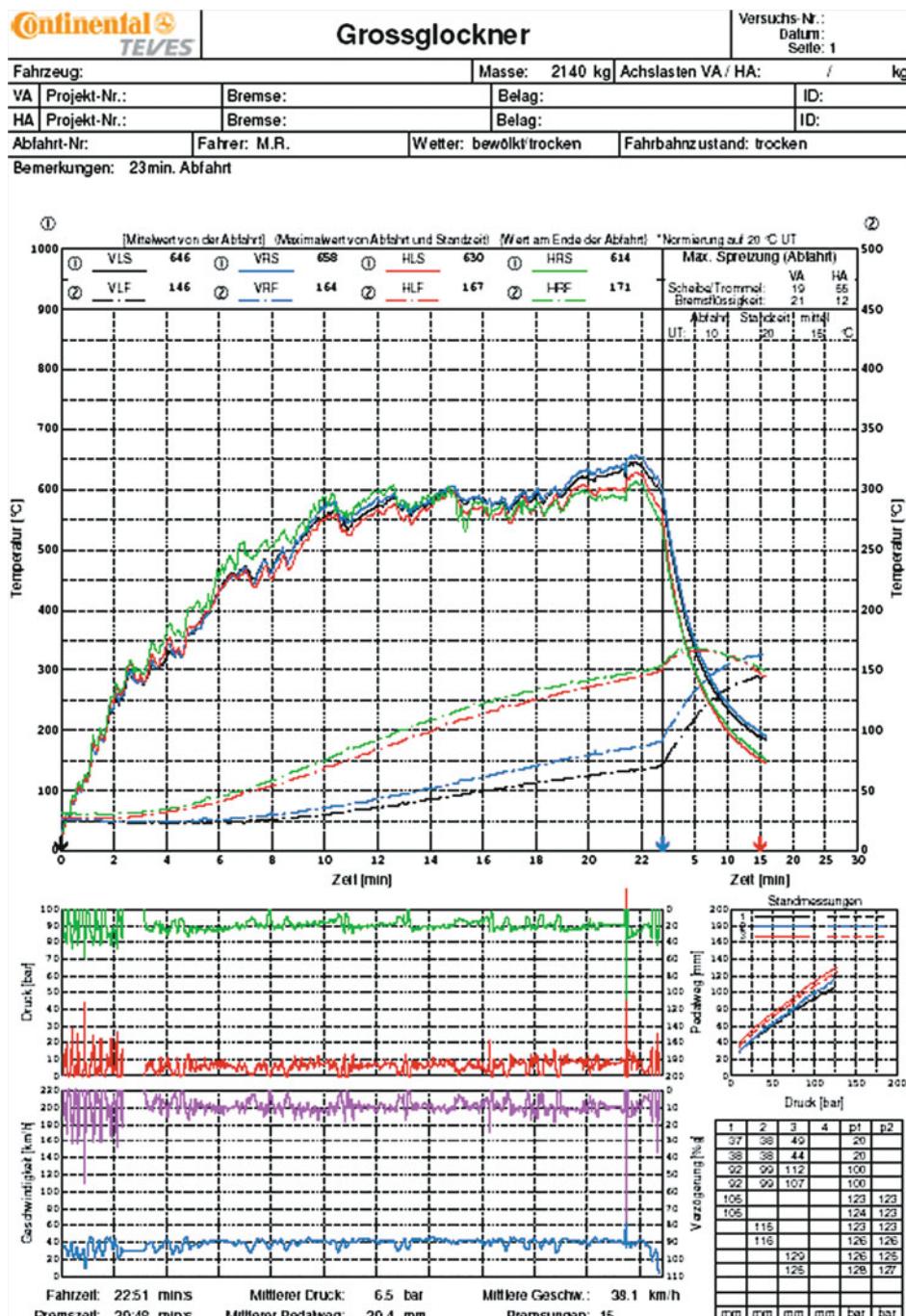


Abb. 32.22 Bergfahrtsdiagramm

## 32.2 · Elektronische Bremsysteme (EBS)

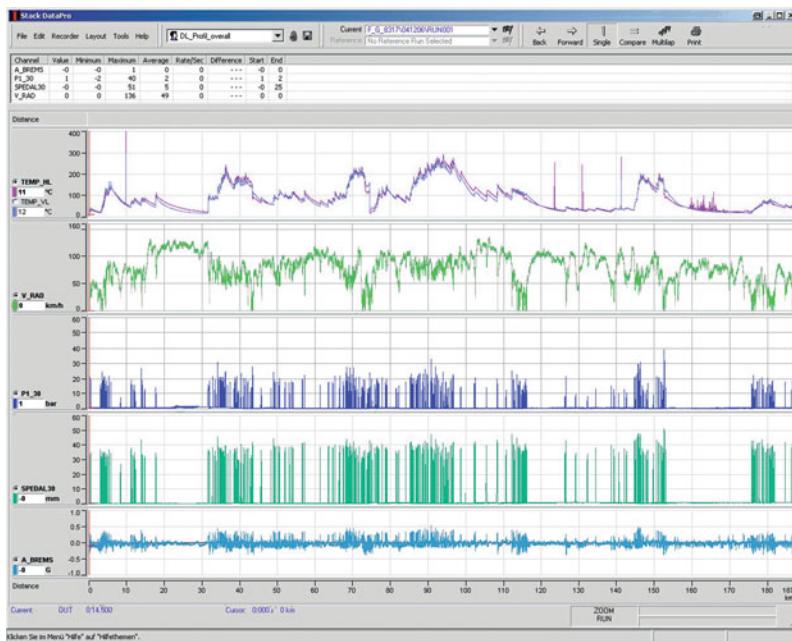


Abb. 32.23 Belastungskollektiv Abnahme-Dauerlauf Südspanien

### Umweltsimulationen

Im Laufe eines Autolebens werden Bremsaggregate im Fahrzeug, je nach Einbauort, Einbaulage und vorgesehenem Einsatzgebiet, unterschiedlichen Umgebungstemperaturen, Luftfeuchtigkeiten und Schwingungen ausgesetzt. Darüber hinaus können die Aggregate mit verschiedenen Betriebs- und Hilfsstoffen sowie mit Reinigungs- und Konservierungsflüssigkeiten in Kontakt kommen. Weiterhin besteht die Möglichkeit einer Kondensation von Luftfeuchte auf den Bauteiloberflächen, die insbesondere in Verbindung mit Schadgasen zu Korrosionserscheinungen führen kann. Der bekannteste korrosive Umwelteinfluss leitet sich von salzhaltigem Wasser ab, welches sich bei winterlichen Straßenverhältnissen oder in küstennahen Gebieten als Spritzwasser oder Aerosol auf Bauteiloberflächen niederschlagen kann.

Als Mindestanforderung muss in all diesen Fällen gewährleistet sein, dass trotz dieser Umwelteinflüsse die Funktion des Bremsaggregates über die Lebensdauer im Fahrzeug erhalten bleibt. Hierzu werden fünf Typen von Laborversuchen als Einzeltest oder als Kombinationsprüfungen durchgeführt.

### Klimaprüfung

Temperatur, Temperaturwechsel und Luftfeuchtigkeit führen zur Beanspruchung von Bauteilen und Bauteilgruppen. Hohe Temperaturen erhöhen die Geschwindigkeit chemischer Vorgänge und können zur Oxidation, thermischen Alterung (insbesondere von Kunststoffen und Elastomeren) und über die Längenausdehnung zu mechanischer Verspannung oder Festigkeitsverlust von Verbindungstechniken führen. Niedrige Temperaturen können zur Versprödung und über die Längenkontraktion ebenfalls zu mechanischer Verspannung oder Festigkeitsverlust führen. Luftfeuchte kann die Materialeigenschaften von Kunststoffen beeinflussen und vor allem in Verbindung mit Kondensation zur verstärkten Korrosion führen.

Der Einfluss von Temperatur, Temperaturwechsel und Luftfeuchtigkeit auf das Bremsaggregat wird in speziellen Klimaprüfständen untersucht.

### Prüfung der Medienbeständigkeit

Bei diesem Versuchstyp werden die Wechselwirkungen zwischen den Bauteiloberflächen und allen flüssigen Medien, mit denen das Bauteil dauerhaft

oder kurzzeitig in Berührung kommen kann, abgeprüft. Typische Prüfmedien für die Einbaulage im Motorraum sind unter anderem: Benzin, Diesel, Motor-, Servohydraulik- und Getriebeöle, Bremsflüssigkeit, Batteriesäure, Kühlerflüssigkeit, Windschutzscheibenreiniger, Kontaktsspray, Kaltreiniger, Konservierungs – und Endkonservierungsmittel. Bei einigen Kunststofftypen kommen hochkonzentrierte Chloridlösungen als Taumittelersatz hinzu.

Die Überprüfung der Medienbeständigkeit kann sowohl für einzelne Werkstoffe und Bauteile, als auch für komplett Bremsaggregate durchgeführt werden. Dabei wird in der Regel der Prüfling mit dem jeweiligen Medium benetzt (z. B. Besprühen oder Tauchen) und anschließend, je nach Prüfmedium, einer definierten Wärmelagerung unterzogen. Danach erfolgt eine visuelle Beurteilung der Bauteiloberflächen und gegebenenfalls eine Materialanalyse und Funktionsprüfung.

### Prüfung in Schadgasatmosphären

Schadgase wie z. B. Cl, O<sub>3</sub>, HCl, H<sub>2</sub>S, SO<sub>2</sub>, NOX und NH<sub>3</sub> bilden in Verbindung mit Luftfeuchte ein aggressives Milieu, welches insbesondere bei organischen Werkstoffen und elektronischen Komponenten zu deren Versagen führen kann. Als Beurteilungskriterium für eine Schadgasempfindlichkeit werden die geprüften Systeme einer Funktionsprüfung unterzogen, □ Abb. 32.24.



□ Abb. 32.24 Ozonprüforschrank



□ Abb. 32.25 Salzsprühnebelkammer

### Korrosionsprüfungen

Die weltweit standardisierten und in der Automobilindustrie häufig eingesetzten Korrosionsprüfungen wie z. B. die Salzsprühnebelprüfung, s. □ Abb. 32.25, oder die Prüfung im Kondenswasserklima haben zwar wenig Bezug zur Realität auf winterlichen Straßen, bieten aber die Möglichkeit die Korrosionsbeständigkeit verschiedener Bauteiloberflächen reproduzierbar zu messen und zu vergleichen. Dazu wird nach bestimmten Prüfzeiten das Ausmaß der Schicht- bzw. Grundmetallkorrosion bewertet. Derartige Prüfungen sind daher auch ein geeignetes Mittel zur Überwachung der Serienproduktion.

Im Unterschied dazu gibt es komplexe aber bezüglich des erzeugten Korrosionsbildes realitätsnahe ZyklenTests, bei denen die Bauteilbelastung im Salzsprühnebel durch Trocknungs- und Kondenswasserphasen oder durch Hoch- und Tieftemperaturphasen unterbrochen wird. Sie können außerdem eine thermische oder mechanische Vorbehandlung der zu prüfenden Bauteile beinhalten und die seit Jahren praktizierte Zumischung von Wasser anziehenden Salzen (Magnesium- oder Calciumchlorid) im Streusalz berücksichtigen.

### Vibrationsfestigkeit

Ziel der Schwingungsuntersuchung ist die Sicherstellung der lebenslangen, zuverlässigen Funktion des Bremsaggregates bei mechanischer und thermischer Belastung im Fahrzeugbetrieb. Die Prüfbedingungen müssen dabei dem jewei-

ligen Einsatz des Bremsaggregates (Pkw bzw. SUV/Geländefahrzeug) und den individuellen Kundenansprüchen entsprechen.

Verifiziert wird dies in speziellen Schwingungsprüfständen, die den späteren Einsatz im Fahrzeug zeitgerecht simulieren sollen. Das Bremsaggregat wird dabei verschiedenen Prüfprogrammen, wie sinusförmigen Schwingungen, mechanischen Schockbelastungen, Breitbandrauschen (gegebenenfalls mit überlagerter Temperaturbelastung) oder individuell erstellten Rauschprofilen und Resonanzfrequenzen ausgesetzt.

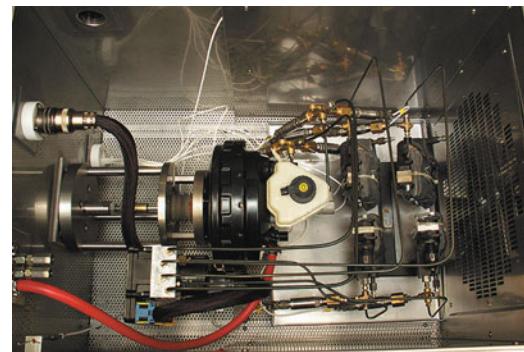


Abb. 32.26 Hardware-in-the-loop-Test (HIL)

## 32.2.2 Prüfstandversuche

### Funktionsentwicklungen am Prüfstand „Gesamtsystem Hydraulik“

Im hydraulischen Prüflabor, an einem Prüfstand, können mit reduzierter Fahrzeugperipherie gezielt Untersuchungen in klinischer, gut reproduzierbarer Prüfumgebung stattfinden. Dabei ist der Prüfling gut zugänglich und Prüfbedingungen einfach veränderbar.

Zur Entwicklung der Funktionalität des EBS stellen Funktionstest-Prüfstände und der sog. HIL-Prüfstand (Hardware-in-the-loop) wertvolle Werkzeuge dar. Es kann sowohl die hydraulische Funktion, insbesondere die Abstimmung der einzelnen Komponenten aufeinander (Ventile, Pumpe) im Echtzeitmanöver betrachtet werden, als auch eine Bewertung der Regelalgorithmen erfolgen. Ziele sind a) die Funktion der Einzelkomponenten im Gesamtsystem zu bewerten und b) ein zum Fahrzeug identischer Ablauf des Regeleingriffs bei gut reproduzierbarer Variation der einzelnen Systemparameter.

Abb. 32.26 zeigt den Aufbau in einer Funktionsprüftreue. Das hydraulische Bremsystem besteht aus Betätigung (Tandem-Hauptzylinder und Vakuum-Bremeskraftverstärker), der Prüfling (Hydraulic-Electronic-Control-Unit HECU) und die Radbremse, wird gemeinsam analog zu einer Fahrzeuginstallation eingebaut. Siehe auch Schema auf Abb. 32.27. Über eine Daten-Schnittstelle zum Regler können Ansteuerbefehle oder beim Echtzeit-

simulator (EZS) alle notwendigen Daten des echten Fahrbetriebes übertragen werden.

Beispiel EZS Betrieb bei einem ABS-Manöver: Aus dem über das Bremspedal erzeugten Bremsdruck, der radindividuell gemessen dem Simulator zur Verfügung gestellt wird, wird über das Fahrzeugmodell sowie dessen Eingangsgrößen der entstehende Radschlupf und damit die Abnahme der Raddrehzahl errechnet. Diese werden in Echtzeit dem EBS-Steuergerät am Eingang der Raddrehzahl-Sensoren übertragen. Wird an einem Rad die Abweichung der Raddrehzahl von der Fahrzeug-Referenz-Geschwindigkeit entsprechend zu groß, greift der ABS-Raddruckregler mit den bekannten Regelphasen Druckhalten, -aufbau und -abbau ein.

Hauptvorteil der Prüfstandversuche ist, zum Ziele der Systemverifikation, die schnelle und gut reproduzierbare Darstellbarkeit der Regelfunktionen. Es können dabei wesentlich einfacher als am Fahrzeug Umgebungsbedingungen wie Temperatur, Druck, Bordspannung variiert und es können grenzlagige Bauteile auf ihre Auswirkungen erprobt werden.

Da Fahrzeugerprobungen aufwändiger und teurer als Prüfstandversuche sind, können hier wichtige Vorarbeiten durchgeführt werden, die die spätere Verifikation im Fahrzeug vereinfachen, verkürzen und auch bestätigen.

### Dauerlauferprobung EBS-Gesamtsystem

Die Qualifikation der Dauerhaltbarkeit erfolgt durch einen Lebensdauer-Prüfstandversuch. Diese Versuche stellen die Beanspruchung während des

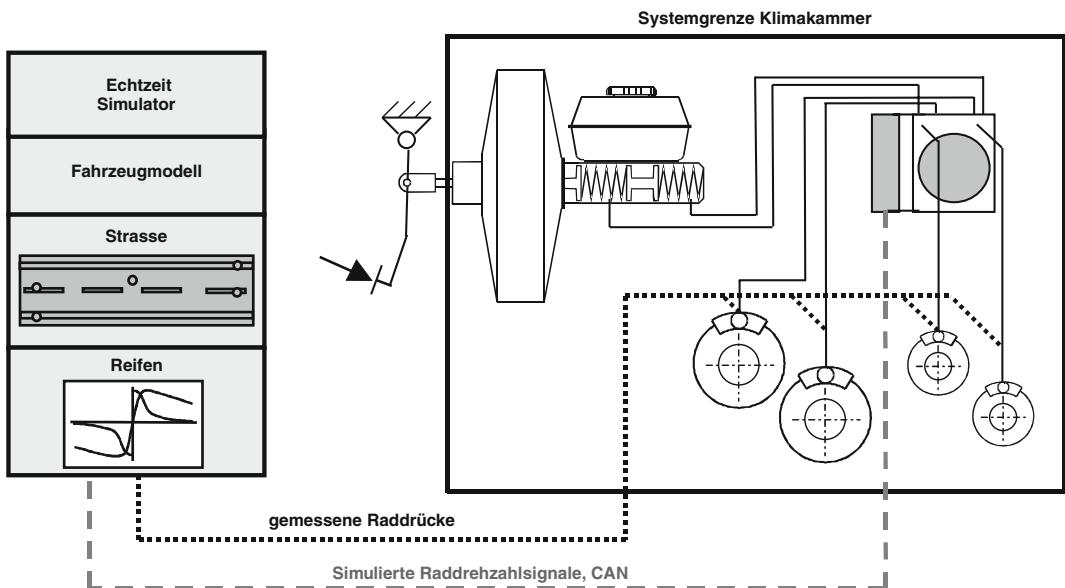


Abb. 32.27 Skizze: Hardware-in-the-loop-Test (HIL)

32

Fahrzeugelebens dar, und erfolgen in Klimatrühen, in denen von arktischer Kälte bis zu sengender Hitze ein betriebsnahes Prüfklima geschaffen wird.

Die Bremseneingriffe einer gesamten Fahrzeug-Lebensdauer können durch einen zeitgerafften 24 Std.-Betrieb in 6–12 Monaten getätigter werden.

Dabei entspricht die Peripherie der HECU, s. Abb. 32.28, das heißt die Druckeinspeisung durch den Tandem-Hauptzylinder (THz) und die Volumenaufnahme der Radverbraucher dem Fahrzeugeinbau.

Die Ansteuerung der THz erfolgt i. d. R. mit einem Luftdruck-Zylinder, der in der Truhe befestigt ist. Bei einem Regeleingriff kann die Ansteuerung der HECU die Komponenten Ventile und Pumpe durch Software entweder direkt ansteuern, oder es werden Regelalgorithmen der Elektronik für den Eingriff im HIL-Mode aufgerufen.

Das Prüfprogramm wird in Zusammenarbeit mit den Fahrzeug-Herstellern entwickelt, so dass hier im Wesentlichen standardisierte, reproduzierbare und übertragbare Prüfmethoden gewährleistet sind.

Der Funktionsumfang der Lebensdauerprüfung umfasst „Normalbremsungen“ ohne Regeleingriff und geregelte Eingriffe in einer dem realistischen

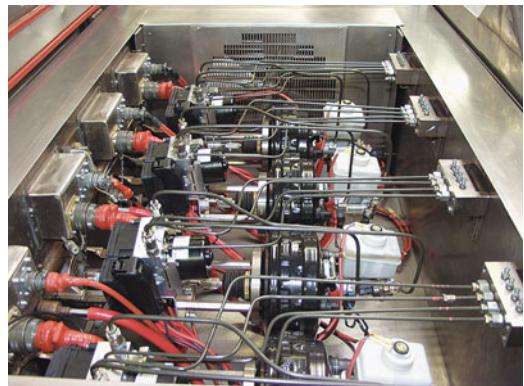


Abb. 32.28 HECU Dauerlauf-Truhe

Einsatzprofil entsprechenden Häufigkeit. Die geregelten Eingriffe umfassen z. B. ABS (Antiblockiersystem), ESP (Elektronisches Stabilitätsprogramm), HBA (Hydraulischer Bremsassistent), HSA (Hill-Start-Assist) mit THz-Vordruck als auch ASR (Anti-Schlupf-Regelung), ESP (Elektronisches Stabilitätsprogramm), ACC (Adaptive Cruise Control = Tempomat) ohne Vordruck im HECU-autarken Druckaufbau.

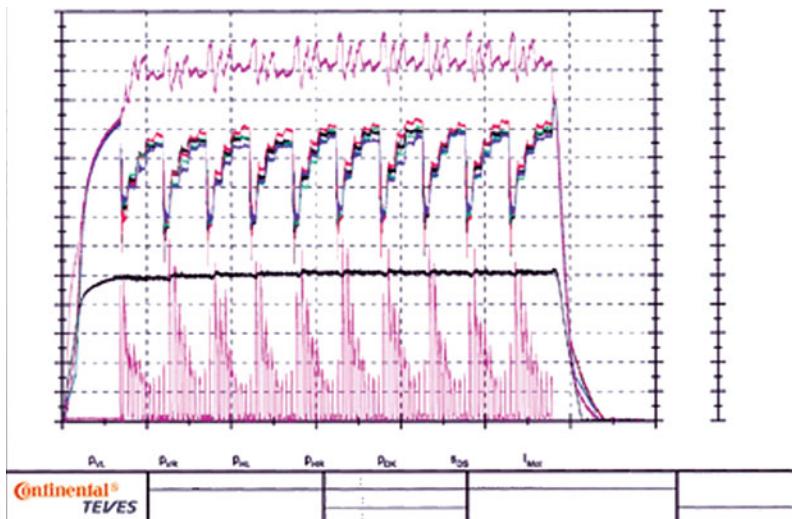


Abb. 32.29 Druckschrieb eines Dauerlaufs

Je nach Fahrzeugtyp und Funktionsumfang der Basisfunktionalität und der Fahrer-Assistenzsysteme können spezifische Prüfprogramme durchgeführt werden. Für eine kundenunabhängige Basisentwicklung der HECU wird das Komplettpaket der angebotenen Funktionen abgeprüft.

Während des Tests werden die Druckverläufe der Bremsmanöver sowie wichtige Geräteparameter überwacht um deren gleich bleibende Güte zu überwachen, Veränderungen festzustellen, Verschleiß zu beurteilen oder auch eine Ausfallursache bewerten zu können, Abb. 32.29.

Außer einer umfangreichen Funktionsprüfung, die vor und nach dem Lebensdauer-Test durchgeführt wird, muss die HECU nach dem Test demontiert und in Einzelteilen zerlegt werden, um die Verschleißsituation bewerten zu können.

Bis zur Serienreife einer HECU werden mehrere Lebensdauertests durchgeführt.

## Vibrationsfestigkeit

Ziel der Dauerhaltbarkeitsprüfung ist die Sicherstellung der lebenslangen, zuverlässigen Funktion der HECU bei mechanischer und thermischer Belastung im Fahrzeugbetrieb. Die Spezifikationen müssen dabei dem jeweiligen Einsatz der HECU

(Pkw bzw. Geländefahrzeug) und den individuellen Kundenansprüchen entsprechen.

Verifiziert wird dies in speziellen Schwingungsprüfständen, die den späteren Einsatz im Fahrzeug zeitigern sollen. Auch wirtschaftlich ist dies im zeitkritischen Wettbewerb sinnvoll. Die HECU wird dabei verschiedenen Prüfprogrammen, wie sinusförmigen Schwingungen, mechanischen Schockbelastungen, Breitbandrauschen (Erstellung eines Vibrationsprofils) und Resonanzfrequenzen ausgesetzt. Zusätzlich werden verschiedene Klimazustände im „Closed-mode“-Betrieb (Truhe) aufgebaut.

Damit der Versuchsaufbau möglichst nah an den späteren Einbau herankommt, wird die HECU i. d. R. in originaler Fahrzeugeinbaulage im dazugehörigen Halter getestet. Bei der Kombination mit Funktionstests müssen zumeist alternative Ansteuertechniken verwendet werden, wenn sich die Regel-Software noch in der Entwicklung befindet.

Hauptaugenmerk liegt bei den mechanischen Bauteilen des EBS-Gerätes, den elastischen Aufhängungselementen am Fahrzeughalter, den Rohrleitungen sowie den elektronischen Bauteilen, die speziell von hochfrequenten Schwingungen beeinflusst werden könnten. Die Fehlertoleranz liegt bei



■ Abb. 32.30 Elektromagnetischer Schwingungserreger

allen Tests bei Null, da es sich hier um sicherheitsrelevante Fahrzeugteile handelt.

U. a. werden folgende Prüfstände verwendet:

- Elektromagnetischer Schwingungserreger für vertikale und horizontale Tests bei Frequenzen bis 3 kHz und Wegen bis  $\pm 20$  mm (s. ■ Abb. 32.30)
- Hydropulser für Wege bis  $\pm 150$  mm; zuzüglich Drehbewegung zur Simulation des Fahrzeugfederbeines

## 32

### 32.2.3 Fahrversuche

Die Aufgaben des Fahrversuchs Elektronische Bremsysteme sind vielfältig:

- Aufbau und Inbetriebnahme von Fahrzeugprototypen mit neuen Bremsystemen
- Entwickeln, Verifizieren und Validieren der Produkte/Entwicklungen
- Kundenbetreuung/Zusammenarbeit mit dem Kunden während der Entwicklungszeit
- Fahrzeugpräsentationen
- Qualitätssicherung durch Systemprüfungen, Dauerläufe/Breitenerprobungen

#### Entwicklungsphasen (■ Abb. 32.31)

##### Entwicklung

Entwickeln neuer Lösungen, Methoden in Hardware und Software

##### Verifikation

Überprüfen der entwickelten Lösungen, Methoden auf Richtigkeit und definierte Funktion durch Abprüfen einzelner Funktionsteile in Versuchen.

##### Validierung

Überprüfen der einzelnen Entwicklungen in typischer Praxis- und spezifischer Fahrzeugumgebung durch Breitenerprobung, Dauerlauf mit mehreren Fahrzeugen und Fahrprofilen.

Teile der Verifikation und Validierung müssen je nach Anzahl und Vorhandensein einzelner Fahrzeug- und Bauteilprototypenstände bis zum letzten Vorserien-/Serienmodell ständig wiederholt werden. Am Ende jeder Phase findet in der Regel eine Freigabe einzelner Funktionen, Komponenten bzw. Systeme statt.

#### Abläufe im Fahrversuch – Versuchsvorbereitung

##### ■ Fahrzeugausrüstung

Die Versuchsfahrzeuge werden z. T. mit Sicherheitskomponenten wie Überrollkäfig, Sportsitzen, Gurtanlagen, Feuerlöschern usw. ausgestattet.

Da es sich bei den zu untersuchenden Systemen meist um Neuentwicklungen handelt, werden diese mit einer „Not-Aus“-Funktion versehen, die bei Bedarf das System sicher ausschaltet. Die weiteren Umbauarbeiten an den Fahrzeugen betreffen hauptsächlich den Bereich Messtechnik, s. auch ■ Abb. 32.32).

##### ■ Messtechnik

Typischerweise werden die Fahrzeuge mit folgender Messtechnik ausgerüstet:

- Digitale Messtechnik zur Erfassung aller internen Größen des elektronischen Reglers
- Analogmesstechnik (mit folgenden typischen Analogsensoren):
  - Bremspedalweg
  - Bremspedalkraft
  - Bremsdruck:
    - Radbremsdruck (alle 4 Räder)
    - Druck Hauptbremszylinder
  - Longitudinal-/Lateralbeschleunigung
  - Gierrate
  - Lenkradwinkel

## 32.2 · Elektronische Bremssysteme (EBS)

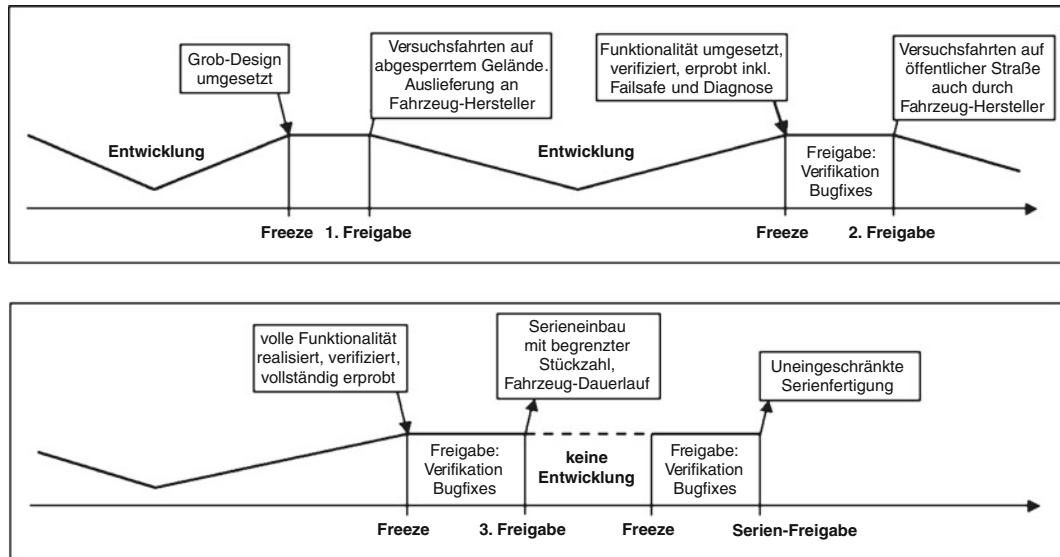


Abb. 32.31 Zeitlicher Ablauf der Entwicklung (Freigabeverfahren)



Abb. 32.32 Typischer Messtechnikaufbau

- Fahrzeuggeschwindigkeit/Bremsweg (Corrsys, Peiseler-Rad, VBOX, ...)
- Temperaturen (Radbremse, Bremsflüssigkeit, Temperatur Elektronik-Regler, ...)

Die Messtechnik bietet eine Computerschnittstelle (meist Ethernet), über die man mit einem handelsüblichen Notebook oder PC diese steuern und Daten aufzeichnen kann.

So können pro „Loop“ (Rechenzyklus des Reglers, z. B. 10 ms) bis zu 100.000 Digital-, 40 Analog- und über 100 Busgrößen (CAN-Bus) aufgezeichnet werden.

Über ein Anzeigefenster können mehrere hundert Größen in Echtzeit während der Messung oder im Anschluss betrachtet werden.

Die so gewonnenen Daten können anschließend wieder eingelesen, analysiert und entsprechend kommuniziert werden. Zur Analyse genügt ein PC ohne angeschlossene Messtechnik.

## Abläufe im Fahrversuch – Versuchsdurchführung

### ■ Subjektivbewertung

Bei der subjektiven Bewertung beschreibt der Versuchsfahrer seine Eindrücke während der Durchführung eines Fahrmanövers. Da jeder Fahrer ein anderes Empfinden hat und über unterschiedliche Fähigkeiten hinsichtlich Fahrzeugbeherrschung und Bewertungsfähigkeit verfügt, sollten subjektive Bewertungen im Idealfall mit mehreren Probanden durchgeführt werden, um repräsentative Ergebnisse zu erhalten. Zur subjektiven Beurteilung kommt üblicherweise ein 10er-Rating-System zum Einsatz, [Abb. 32.33](#).

Subjektiv bewertet werden z. B.:

- Kontrollierbarkeit/Stabilität:
- Empfinden des Fahrers, ob das Fahrzeug den Befehlen des Fahrers folgt.
- Einzelkriterien sind:
  - Rückmeldung/Reaktion: Wie schnell werden die Anforderungen seitens des Fahrers umgesetzt. Wie gut sind die Rückmeldung über Fahrwerk/Lenkung
  - Lenkbarkeit: Wie gut folgt das Fahrzeug den Anforderungen des Fahrers
  - Stabilität: Bleibt das Fahrzeug stabil/neutral (kein Über-/Untersteuern)

■ Komfort:  
Empfinden des Fahrers bzgl. störender Faktoren in den Bereichen Akustik (z. B. störende Systemgeräusche) und Haptik (z. B. unnötige Härte bei Regeleingriffen, starke Bewegungen an Pedalen oder Lenkung oder unerwartetes Fahrverhalten)

■ Empfindlichkeit:  
Negative Einflüsse durch Schlechtwegfahrbahnen oder Sonderfahrbahnen (Steilkurve) bzw. durch geänderte Fahrweise (z. B. betont sportlich)

### ■ Objektivbewertung

Bei der Objektivbewertung werden Messungen von definierten Fahrmanövern ausgewertet und die einzelnen Messgrößen mit definierten Vorgaben oder Grenzwerten aus Kundenlastenheften oder Prüfspezifikationen verglichen.

Zum Teil werden die einzelnen Größen auch mit sog. „Best-effort“-Versuchen, d. h. mit Bestwerten aus Versuchen ohne Systemfunktion verglichen.

Typische Objektivgrößen sind z. B.:

- Bremsweg/Anhalteweg (z. B. nach AMS-Methode, ...)
- Verzögerung (meist gemittelt über die gesamte Bremsung)
- Beschleunigung
- Stabilitätskriterien wie:
  - max. Gierrate
  - max. Querbeschleunigung
  - max. Lenkradwinkel
  - Schwimm- und Wankwinkel
  - Verlassen der Fahrspur

### Typische Fahrmanöver (ABS/ESP-Entwicklung)

Die durchzuführenden Fahrmanöver werden entweder durch Kundenspezifikationen, Lastenhefte oder hausinterne Vorschriften definiert.

Bewertung	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Bewertung der Leistung	nicht akzeptierbar		schlecht		grenzfähig	annehmbar	befriedigend	gut	sehr gut	exzellent
Kundenzufriedenheit mit den Komponenten		sehr unbefriedigend		nicht befriedigend		ziemlich befriedigend		sehr befriedigend	komplett befriedigend	
Verbesserung gefordert von:	allen Kunden		Durchschnittskunden		kritische Kunden		trainierter Beobachter	Nicht wahrnehmbar		

[Abb. 32.33](#) Rating-System ESBS

<b>Tabelle 32.2</b> Fahrmanöver	
<b>ABS/EBV-Versuche:</b>	<b>Variationen:</b>
Bremsung geradeaus	Verzögerung, Geschwindigkeit und Reibwert
Bremsung Kreisbahn	Verzögerung, Geschwindigkeit, Reibwert und Radius
Bremsung Schlechtweg	Verzögerung und Geschwindigkeit
Bremsung Spurwechsel	Verzögerung, Geschwindigkeit und Reibwert
Bremsung $\mu$ -Split-Fahrbahn	Verzögerung, Geschwindigkeit und Seite
Bremsung $\mu$ -Sprung	Verzögerung, Geschwindigkeit und Richtung
<b>TCS-Versuche:</b>	<b>Variationen:</b>
Anfahren geradeaus	Anforderung, Reibwert, Steigung
Anfahren Kurve	Anforderung, Reibwert
Anfahren $\mu$ -Split-Fahrbahn	Anforderung, Reibwert, Steigung
Anfahren $\mu$ -Sprung	Anforderung, Reibwert
<b>ESP-Versuche:</b>	<b>Variationen:</b>
Einfacher Spurwechsel	Geschwindigkeit, Fahrerinput und Reibwert
Doppelter Spurwechsel	Geschwindigkeit, Fahrerinput und Reibwert
Kreisfahrt	Geschwindigkeit, Fahrerinput, Reibwert und Radius
Lenkwinkelsprünge	Geschwindigkeit, Fahrerinput und Reibwert
Handling/Rennstrecke	Geschwindigkeit, Fahrerinput und Reibwert
Schlechtweg/Spezialfahrbahn	Geschwindigkeit und Fahrerinput

Einen Überblick über die gängigsten Fahrmanöver zur Bewertung von Elektronischen Bremssystemen bietet die **Tab.32.2**.

### Fahrerinput als Testparameter

Um den Fahrereinfluss zu minimieren, werden die Aktionen des Fahrers während eines Fahrmanövers genau definiert (bezogen auf Fahrerschnitstellen).

Man unterscheidet Open-loop-Manöver (keine Fahreraktion mehr nach Einleiten des Fahrmanövers) und Closed-loop-Manöver (Fahrerkorrektur während des gesamten Manövers erlaubt/gefordert)

- Gaspedal:
  - Vollgas
  - Gaspedalstellung konstant
  - Gaspedal so betätigen, dass  $v$  konstant bleibt
  - Kein Input am Gaspedal
- Bremspedal:
  - Normalbremsung ohne ABS- oder EBV-Aktivität
  - Teilbremsung ohne/mit EBV-Aktivität
  - Vollbremsung/ABS-Bremsung
  - Schnelle, harte Betätigung
- Lenkrad:
  - Lenkung konstant halten
  - Lenkkorrektur, um Fahrzeug auf Kurs zu halten
  - Lenkwinkelsprung
  - Radiusverkleinerung: Mehr lenken als nötig, um Über- oder Untersteuern einzuleiten
  - Lenkgeschwindigkeit: schnell ( $> 500^\circ/\text{s}$ ), normal ( $> 200^\circ/\text{s}$ ), langsam ( $< 200^\circ/\text{s}$ )
- Fahrstufe/Gang

### Fahrbahnoberfläche als Testparameter

- High  $\mu$  (HM,  $\mu = 0,7 \dots 1,1$ ): Fahrbahn mit hohem Reibwert (trockener Asphalt, Teer, Pflaster, ...)
- Medium  $\mu$  (MM,  $\mu = 0,3 \dots 0,7$ ): Fahrbahn mit mittlerem Reibwert (Schotter, nasser Asphalt, ...)
- Low  $\mu$  (LM,  $\mu = 0,1 \dots 0,3$ ): Fahrbahn mit niedrigem Reibwert (Eis, Schnee, ...)
- Split- $\mu$  (HM/LM): Fahrbahn mit unterschiedlichen Reibwerten links und rechts (meist künstliche Fahrbahnen)
- $\mu$ -Sprung (HM/LM): Fahrbahn mit Reibwertsprung von HM auf LM und umgekehrt (meist künstliche Fahrbahnen)
- Schachbrettfahrbahn (HM/LM): Fahrbahn mit abwechselnden Reibwertsprüngen links/rechts (ähnlich einem Schachbrett)

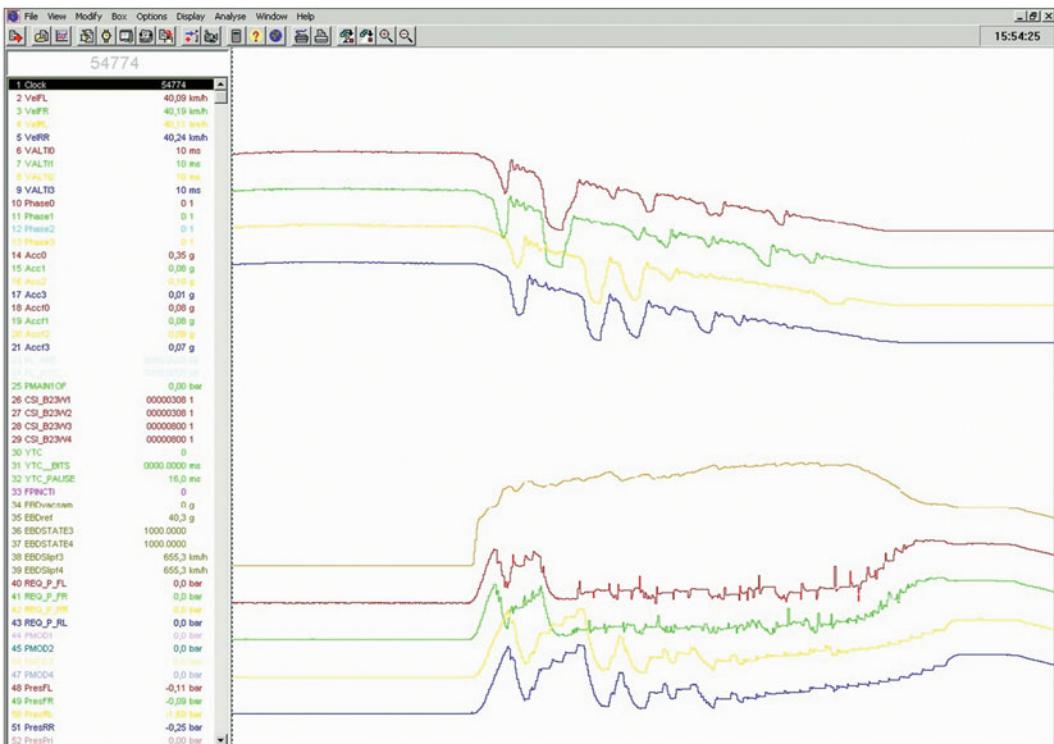


Abb. 32.34 ABS-Messschrieb

### Fahrzeugparameter/Umgebungsparameter

Die Einflussfaktoren bzgl. des Gesamtfahrzeugs bzw. den Umgebungsbedingungen sind sehr vielfältig, daher werden hier nur die Wichtigsten aufgeführt:

- Umgebungseinflüsse (Wetter, Temperatur, ...)
- Fahrbahnoberfläche
- Fahrzeuggewicht (Beladungszustand)
- Fahrwerk, Reifen
- ...

### Versuchsauswertung

Je nach den gewonnenen subjektiven oder objektiven Daten, erfolgt die Versuchsauswertung unterschiedlich.

Die subjektiven Daten werden i. d. R. zusammengefasst, Mittelwerte gebildet und entsprechend dokumentiert.

Die objektiven Daten werden mit einem Programm visualisiert und können so entsprechend ausgewertet werden. Abb. 32.34 zeigt einen typischen ABS-Messschrieb ( $\mu$ -Sprung-Manöver):

Nach erfolgter Auswertung einer Versuchsreihe wird je nach Anforderung ein Versuchsbericht/Technischer Bericht oder ein Freigabebericht angefertigt, in dem alle Ergebnisse dokumentiert und kommuniziert werden. Außerdem werden kritische Punkte bzw. unbefriedigende Versuchsergebnisse in einem Entwicklungsstatus (Datenbank) erfasst.

# Sicherheit und Zuverlässigkeit von Bremsanlagen

Thomas Aubel, Hans-Wilfried Mäder und Jürgen Westphäling

- 33.1 Die Bremse als Fehlerquelle – 714**
  - 33.1.1 Sicherheitsbetrachtungen an konservativen Bremsanlagen – 714
  - 33.1.2 Funktionale Sicherheit komplexer elektronischer Systeme in modernen Bremsanlagen – 716
- 33.2 Schlankes Testen („Lean Testing“) in der Fahrzeugindustrie – 721**
  - 33.2.1 Begleitung der Entwicklungsphase – 721
  - 33.2.2 Die Homologation (Typbegutachtung) – 721
  - 33.2.3 Erfahrungen aus dem Feld – 722
- 33.3 Entwicklung von Test- und Prüfgrundlagen – 722**
  - 33.3.1 Weiterentwicklung der Hauptuntersuchung – 723
  - 33.3.2 Die zukünftige Typbegutachtung – 725
- Literatur – 726**

### 33.1 Die Bremse als Fehlerquelle

Neben der Lenkung nimmt die Bremsanlage im Automobil sicherheitstechnisch in gleicher Weise die höchste Rangstufe ein. Selbst Oldtimer im Automobilbau waren daher bereits in den Anfängen zumindest mit zwei unabhängigen Bremsanlagen, der Betriebsbremse und der Feststellbremse ausgerüstet. Teilweise waren diese Bremsen jedoch nicht unabhängig voneinander, sondern nutzten gemeinsame Teile oder gemeinsame Bremsflächen, sodass der Bruch des gemeinsam genutzten Teiles zum Totalausfall der Bremse führen konnte. Bis zur gesetzlichen Einführung der EG-Richtlinien für Bremsanlagen enthielten die nationalen Bestimmungen keine Hinweise, dass in einem Kraftfahrzeug alle Räder gebremst sein müssen. Ebenso wenig wurde ein Nachweis für eine, – auch für verschiedene Lastfälle –, automatisch angepasste Bremskraftverteilung auf die Achsen eines Fahrzeuges verlangt.

Zu den damaligen lückenhaften gesetzlichen Bauvorschriften gesellten sich entsprechend dem jeweiligen Entwicklungsstand auftretende Materialprobleme. Korrodierende Bremsleitungen, empfindliche Trommelbremsen mit hoher Selbstverstärkung und hohe Betätigungskräfte bei schweren Fahrzeugen schränkten die Sicherheit der damaligen Fahrzeugbremsen ein.

Neben der Fortschreibung der gesetzlichen Regelwerke wurde auch durch weitere technische Verbesserungen ein erheblicher Sicherheitsgewinn bei konservativen Bremsanlagen erreicht:

- Einführung der Scheibenbremse
- Bessere Kühlung der Radbremsen
- Komfortable Bremskraftunterstützung
- Sinnvolle Verteilung der Bremskräfte auf die Fahrzeugachsen
- Abgestimmtes Bremsverhalten bei Nutzfahrzeugzügen mit Druckluftbremsen
- 2-kreisige Betriebsbremsanlagen
- Materialverbesserungen bei Bremsleitungen, Dichtungen und Reibpaarungen
- Automatisch lastabhängige Bremsdruckregelung
- Automatische Nachstelleinrichtungen
- Allradbremsen
- Zweileitungsbremse zum Anhänger

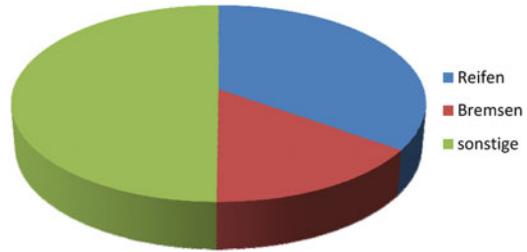


Abb. 33.1 Verteilung der Unfallursache „Technische Mängel“ bei Unfällen mit Personenschaden 2010 in Deutschland [1]

Dennoch nimmt die Bremsanlage bei den durch technische Mängel verursachten tödlichen Unfällen immer noch Platz 2 hinter der Unfallursache Reifenmängel ein (Abb. 33.1). Überbeanspruchte Bremsscheiben, ungleichmäßiger Verschleiß von Bremsbelägen, korrodierende Bremsleitungen sowie schadhafte Bremsleitungen sind die typischen Beanstandungen in der noch immer wichtigen Mangelgruppe „Bremse“ in der Statistik der Hauptuntersuchungen (9).

#### 33.1.1 Sicherheitsbetrachtungen an konservativen Bremsanlagen

Ausgehend von den Erfahrungen im Maschinenbau ging man auch bei Bremsanlagen sicherheitstechnisch zunächst von einer 1-Fehlerbetrachtung aus und akzeptierte, dass bestimmte Teile wie das Bremspedal (da nur einmal vorhanden) als ausfallsicher anzusehen sind. Gleichwohl kann aber auch hier nicht von einer 100-prozentigen Sicherheit ausgegangen werden; Totalausfälle von Bremsanlagen können auftreten, wenn z. B. Durchrostungen am Stehblech zum Lösen des Bremspedals führen oder durch fehlerhafte Reparaturen am Hauptzylinder als „schlafender“ Fehler die Trennung der beiden Betriebsbremskreise nicht mehr sichergestellt ist und bei einem Kreisausfall die gesamte Betriebsbremse versagt [2].

Grundlage für die Betrachtungsweise der Dauerfestigkeit bestimmter Teile sind u. a. die Ansätze für die Untersuchung der Dauerfestigkeit nach Wöhler bzw. DIN 50100 [3]. Zur Ermittlung der Dauerfestigkeit bestimmter Werkstoffe und Ge-

### 33.1 · Die Bremse als Fehlerquelle

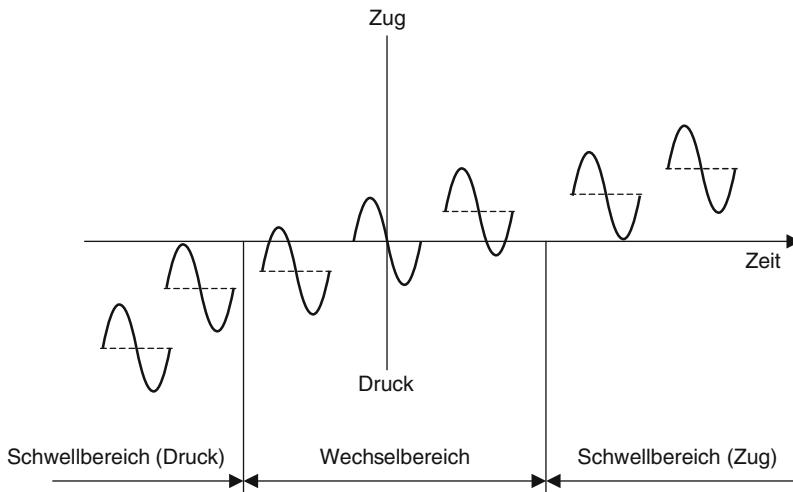


Abb. 33.2 Belastungsbereiche im Dauerschwingversuch

staltfestigkeit von Bauteilen werden Proben Dauerschwingversuchen unterzogen (Abb. 33.2). Dabei wird unterschieden in

- Druckmäßiger Schwellbereich
- Wechselbereich
- Zugmäßiger Schwellbereich

Aus mehreren gleichwertigen Proben können im Dauerschwingversuch die Dauerfestigkeit bestimmter Werkstoffe sowie die Gestaltfestigkeit fertiger Bauteile ermittelt werden. Mit Erhöhung der Schwingungsamplitude kann damit die höchste Beanspruchung gefunden werden, der der Werkstoff unendlich lange widersteht. Die sich daraus ergebende „Wöhlerkurve“ liefert zuverlässige Aussagen über die Dauerbelastbarkeit einer bestimmten Probe (Abb. 33.3).

Für verschiedene Bereiche unterhalb der Wöhlerkurve können folgende Festigkeiten abgeleitet werden:

- a. A: Kurzzeitfestigkeit
- b. B: Zeitfestigkeit
- c. C: Dauerfestigkeit

Belastungen von Bauteilen im Fahrzeug werden anhand von realitätsnahen Versuchsläufen ermittelt. Neben den festgeschriebenen Standards in allgemeinen Normen zu Festigkeitsuntersuchungen

legen die Fahrzeughersteller durch eigene Werknormen aufgrund eigener Erfahrungen vielfach spezifische Anforderungen an bestimmte Bauteile fest. Dies dient insbesondere der Optimierung von Bauteilen hinsichtlich ihres Gewichtes und Bauvolumens. Da bei ist es nicht unüblich, dass auch für sicherheitsrelevante Bremsenbauteile der sichere Bereich der Dauerfestigkeit verlassen wird und die Eigenschaften des Bauteiles aus Gründen der Optimierung des Bauteiles hinsichtlich Gewicht und Form sich mehr in den Bereich der Zeitfestigkeit verlagern (Abb. 33.3). Bei Bauteilen aus Nicht-Eisenwerkstoffen ist allerdings neben der Frage der Dauerfestigkeit weiterhin unter anderem die

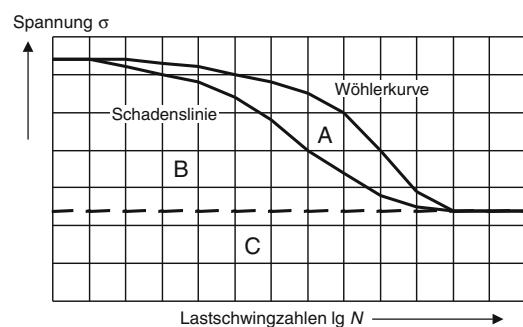


Abb. 33.3 Wöhlerkurve

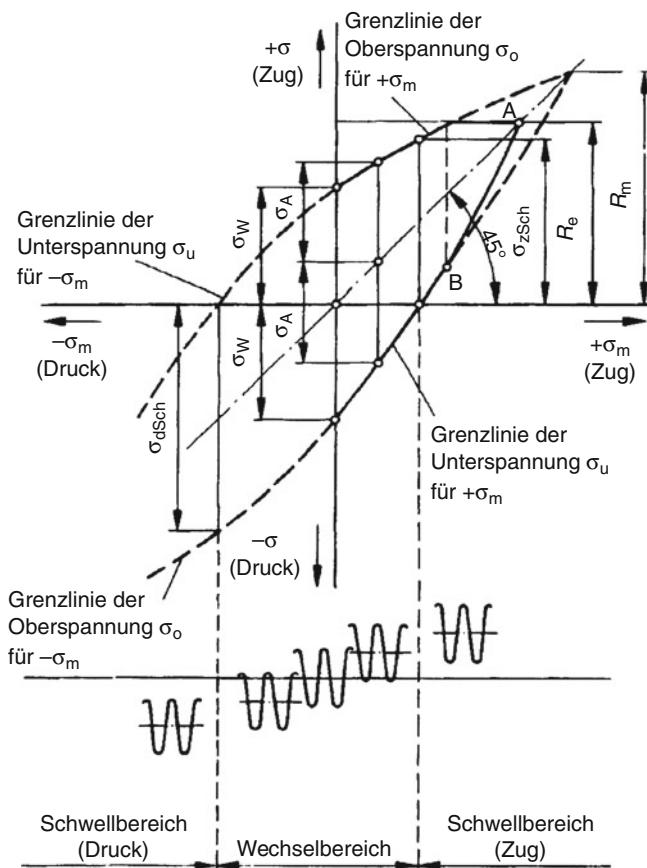


Abb. 33.4 Dauerfestigkeitsschaubild nach Smith (Schema),  $\sigma_m$  = Mittelspannung,  $\sigma_{Sch}$  = Schwellfestigkeit,  $\sigma_A$  = Spannungsausschlag,  $R_e$  = Streckgrenze,  $\sigma_W$  = Wechselfestigkeit,  $R_m$  = Zugfestigkeit

Sicherheitsrelevanz der elektro-chemischen Korrosion wie auch die Schadensbeurteilung nach unzulässigen mechanischen Belastungen (miss-use) klären.

Dabei sind die bisherigen Erfahrungen mit konservativen Werkstoffen und Bauteilen von Nutzen; durch verfeinerte, realitätsnahe Prüfverfahren können somit auch sicherheitsrelevante Bauteile einem weiteren Optimierungsprozess zur Gewichts- und Volumenreduzierung unterzogen werden.

Weitverbreitet ist die Darstellung der Dauerfestigkeitsgrenzen in einem Schleifenschaubild nach Smith (Abb. 33.4), das sich aus den Grenzwerten der Wöhlerkurve ergibt. Die Normierungen und Übertragung der Versuchsergebnisse in dieses Schaubild sind in DIN 50.100 [3] festgelegt.

### 33.1.2 Funktionale Sicherheit komplexer elektronischer Systeme in modernen Bremsanlagen

Die in ► Abschn. 33.1 aufgeführten einfachen Sicherheitsbetrachtungen für konservative Bremsanlagen lassen sich in dieser Art nicht auf moderne elektronisch gesteuerte Bremsanlagen anwenden. Neben den vielfältigen Belastungen einer Bremsanlage ist zusätzlich die funktionale Sicherheit des gesamten Bremssystems zu untersuchen.

Der Gesetzgeber hat reagiert und den einschlägigen internationalen Regelwerken über Bremsanlagen und Lenkanlagen jeweils einen Anhang mit

### 33.1 · Die Bremse als Fehlerquelle

Anforderungen an komplexe elektronischer Fahrzeugsteuerungssysteme hinzugefügt, [4, 5].

Details, Definitionen und Vorgehensweisen für Systeme in Fahrzeugen bis 3,5 t maximaler Masse finden sich auch in den Normenwerken ISO 26262:2011 [6]. (für den Automotiven Bereich) und in der IEC 61508:2010 [7]. Wesentlich darin ist die Offenlegung und Verifizierung des Sicherheitskonzeptes, das der Hersteller für das System zugrundelegt. Die Analyse und Bewertung umfasst dabei folgende zu dokumentierende Schritte:

#### I. Beschreibung

1. technische Beschreibung des Systems oder der Komponente  
*Technische Daten, Leistungsdaten, Systemfunktionen und deren Zusammenwirken Beschreibung der Anordnung über schematische Darstellung*
2. Beschreibung der externen Schnittstellen und Schnittstellen von Unterbaugruppen  
*Variablen einschließlich des Arbeitsbereichs des Systems, Signalfluss mit Prioritäten, Redundanzen*
3. Bedienungsanleitung
4. Beschreibung der Betriebsarten  
*Manuell und automatisch eingestellte, sowie die möglichen Rückfallebenen*

#### II. Design des Sicherheitskonzeptes

1. Grundsätzliche Darstellung des Sicherheitskonzeptes  
*Sicherheitsfunktionen, Funktion und Bedienung unter bestehendem Fehler, Selbsttest Eigenkorrektur, Reaktion auf auftretende Fehler*
2. Restfunktion der Rückfallebenen
3. Prioritätenregelung von Redundanz und Rückfallbedingungen
4. Darstellung der Ergebnisse und Maßnahmen von durchgeföhrten FMEA (Fehler-Möglichkeits- und Einfluss-Analyse)/FTA (Fehlerbaum-Analyse)

#### III. Sicherheitskonzept im Rahmen der System-/Komponentenentwicklung

1. Überprüfung der Vorgaben des Lastenheftes
2. Validierung des Systems und Verifizierung der geforderten Funktionalität, Dokumentationsvorgaben

*Planung und Aufzeichnung von Produktentwicklungszyklen bei Hard- und Software*

*Software: Validierte Design-tools, Konzeptionsmethodik, validierte Umrissarchitektur*

*Hardware: zufordernde Stabilität gegenüber Umweltnumberdungen einschließlich der zufordernden Elektromagnetischen Verträglichkeit (siehe auch gesetzliche Vorgaben [8]) entsprechende Lenkung der Aufzeichnungen*

#### IV. Validierung des Systems/der Komponente

1. Überprüfung und Festlegung des Verwendungsbereich bzgl. Umweltbedingungen  
*Bestimmung von Grenzwerten der Funktionalität und deren Validierung gegenüber dem Lastenheft, Beschreibung von Veränderung von Funktionalitäten bei bestimmten äußeren Bedingungen*
2. Organisatorische oder nachträgliche konstruktive Maßnahmen zum Schutz gegen Umwelteinflüsse oder vor den Auswirkungen dieser Einflüsse  
*Warnhinweise in der Bedienungsanleitung, Abschirmungen, Schutz vor mechanischen oder chemischen Einwirkungen*

#### V. Liste aller Dokumente und Aufzeichnungen des aufgezeigten Sicherheitskonzeptes

Mittels mathematischer Modelle können weiterhin die Fehlerwahrscheinlichkeit, Verfügbarkeit und Sicherheit komplexer elektronischer Systeme analysiert werden. Als Verfahren wird dabei die Modellierung von Systemen über sogenannte Markov-Ketten eingesetzt [9]. Grundsätzlich erstreckt sich eine FMEA für industrielle Produkte auf folgende Bereiche, [Tab.33.1 \[10\]](#):

#### Zuverlässigkeit von Systemen

Der Gesetzgeber hat bewusst keine Quantifizierungen zur Zuverlässigkeit sicherheitsrelevanter Systeme angegeben. Man geht vielmehr von dem Ansatz der Fehlertoleranz (Fail-Safe) aus, wo schadentolerante Konstruktionen sicherstellen, dass ein System trotz eines Fehlers im sicheren Zustand verbleibt. Im Falle von Bremsanlagen kann dies z. B. die verminderte Leistungsfähigkeit des Systems (Hilfsbremswirkung) bei Ausfall eines Bremskreises sein.

**Tabelle 33.1** Analyse elektronischer Systeme

Verfahren	Objekt	Ziel	Grundlagen
System-FMEA	Fahrzeugsysteme (z. B. el. Bremsanlage)	Sicherstellen der Funktion, Zuverlässigkeit und Sicherheit nach Lastenheft	Systemkonzept
Produkt-FMEA	einzelne Bauteile (z. B. Sensoren)	Sicherstellen der Eigenschaften, Gestaltung und Auslegung nach Lastenheft	Konstruktionsunterlagen
Prozess-FMEA	Schritte im Fertigungsprozess (z. B. von Prüfpunkt zu Prüfpunkt)	Sicherstellen einer fehlerfreien Fertigung	Fertigungspläne

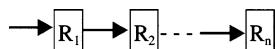
Zur Betrachtung der Zuverlässigkeit werden folgende Größen definiert:

- $R(t)$ : Zeitabhängige Funktion der Zuverlässigkeit als Maß für die Fähigkeit, dass eine Systemeinheit ihre definierte Funktion unter den angegebenen Randbedingungen erfüllt
- MTBF: Mean Time Between Failures, Mittlere Betriebsdauer zwischen zwei Ausfällen

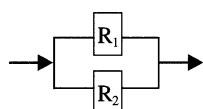
Unter Zugrundelegung einer konstanten Ausfallrate folgt hieraus die Zuverlässigkeit als Funktion der Betriebszeit:

$$R(t) = me^{-\frac{1}{MTBF} t} \quad (33.1)$$

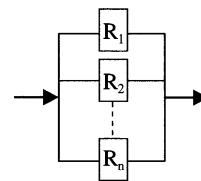
Je nach Systemausführungen ergeben sich folgende Grundformen von Zuverlässigkeiten, die sich aus den Blockdiagrammen berechnen lassen:



$$R(t) = \prod_{i=1}^n R_i \quad (33.2)$$



$$R(t) = R_1 + R_2 - R_1 \cdot R_2 \quad (33.3)$$

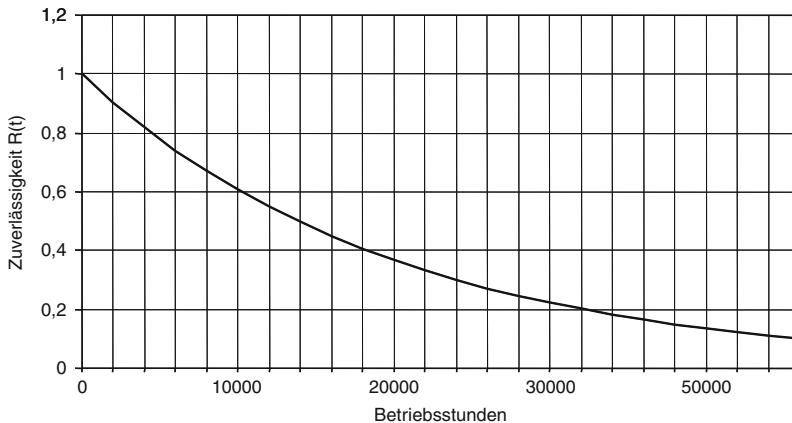


$$R(t) = \sum_{i=1}^n \binom{n}{i} \cdot R^i \cdot (1-R)^{n-i-1} \quad (33.4)$$

Ausgehend von den Einzelsystemen lässt sich dann eine Zuverlässigkeitsfunktion für ein Gesamtsystem beispielhaft darstellen ([Abb. 33.5](#)), s. auch [Abschn. 2.5](#).

## Verfügbarkeit von Systemen

Wie bereits unter [Abschn. 33.1.2](#) erwähnt, ist für die sicherheitstechnische Beurteilung eines Systems eine Gesamtsystembetrachtung erforderlich, die auch berücksichtigt, ob bei Fehlern in Teilsystemen die Verfügbarkeit des Gesamtsystems (u. U. mit Einschränkungen) weiterhin gewährleistet ist. Sofern bei Fremdkraftbremsanlagen die Energieversorgung ausfällt, ist zunächst die Anlage weiterhin „verfügbar“ und Warnhinweise zeigen dem Fahrer an, dass bei weiterer Benutzung der Bremsanlage es letztendlich zu einem Totalausfall der Bremsanlage kommen kann. Der Gesetzgeber verlangt in der Systemauslegung neben den Warnhinweisen in diesem Falle keine weiteren Maßnahmen, da bei gänzlicher Erschöpfung der Fremdkraftenergie letztendlich noch ein letzter Notanker in Form der Feststellbremse zur Verfügung steht, die aus die-



■ Abb. 33.5 Zuverlässigkeitsfunktion für ein System mit MTBF von 20.000 h

sem Grunde auch während der Fahrt betätigbar sein muss. Anders sieht es z. B. bei Lenkanlagen aus, wo der Gesetzgeber verlangt, dass ein Fahrzeug lenkbar sein muss solange es fährt; hier sind also vom Hersteller besondere Zusatzmaßnahmen vorzusehen, die vor einem Totalausfall der Lenkanlage das Fahrzeug in einen sicheren Zustand bringen. Dies kann z. B. durch einleitende haptische Maßnahmen wie künstlich erzeugte Vibrationen am Lenkrad mit nachfolgender Zwangsbremse bis zum Stillstand erfolgen.

### Anforderungen an sicherheitsgerichtete elektronische Systeme

Grundlegende Anforderungen an sicherheitsrelevante elektronische Systeme zu den Bereichen:

- Primäre elektrische Sicherheit
- Funktionale Sicherheit
- Umweltverträglichkeit
- Umgebungseinflüsse

sind im Detail in einschlägigen Normen, Regelungen oder Herstellerstandards festgelegt.

Die ganzheitliche Betrachtungsweise von sicherheitsrelevanten elektronischen Systemen verlangt einen strukturierten Ansatz, der ausgehend von einer beginnenden Festlegung der Systeman-

forderungen über die Risikoanalyse (■ Abb. 33.6) zu bestimmten Sicherheitsanforderungen führt:

Die systematische Vorgehensweise (■ Abb. 33.7) bei den Systemüberprüfungen lässt sich mit den Rückwirkungen in den Zwischenschritten wie folgt darstellen [11]:

### Systemanforderungen/Lastenheft

Wegen der hohen Komplexität heutiger sicherheitsrelevanter elektronischer Systeme sollte die Prüfung bereits entwicklungsbegleitend bei der Erstellung des Lastenheftes erfolgen. In dieser Phase werden alle Anforderungen an das System definiert. Grundlegende Fehler durch missverständliche Anforderungen, mangelnde Kenntnis oder Fehlinterpretationen von Normen und Regelungen können somit vermieden werden.

### Risikoanalyse

Mit der Risikoanalyse, ■ Abb. 33.6, wird über Anforderungsklassen die Sicherheitsrelevanz des Gesamtsystems festgelegt. Außerdem erfolgt hier die Definition des sicheren Zustands; dabei sind für jede kritische Funktion des Systems die möglichen Fehlerfunktionen zu betrachten und die entsprechenden Parameter zu definieren.

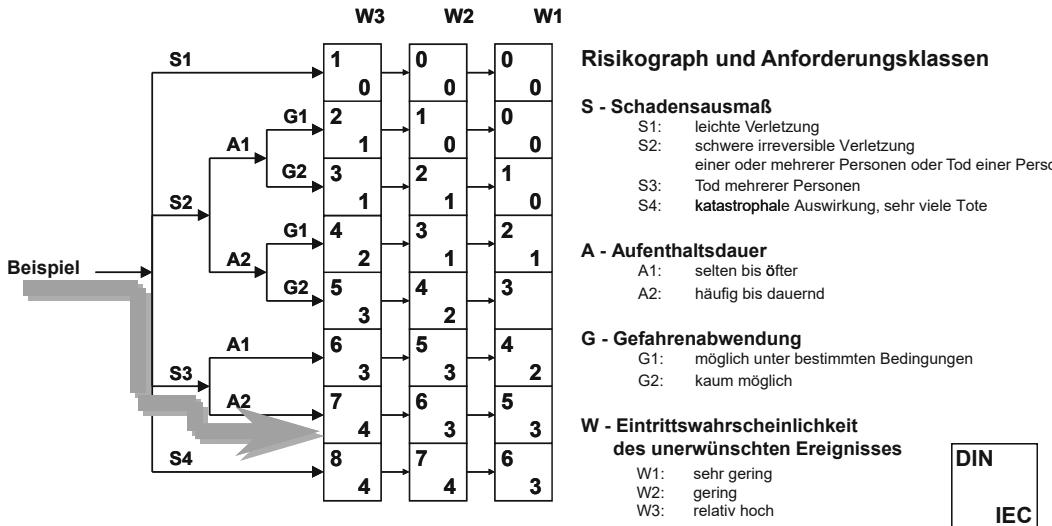


Abb. 33.6 Risikograph und Anforderungsklassen

33

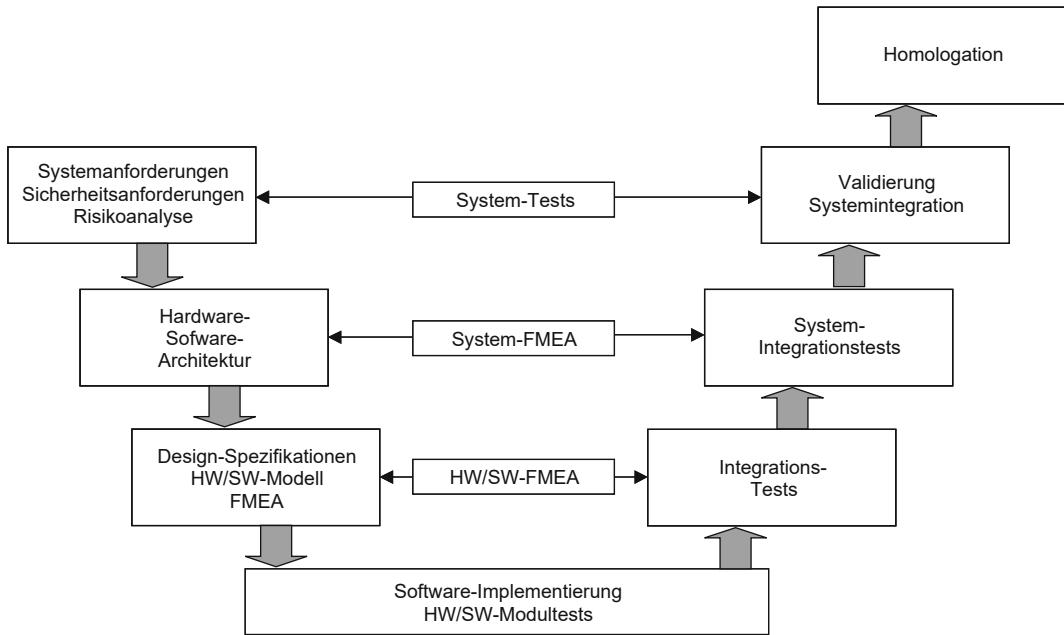


Abb. 33.7 V-Modell der Systemüberprüfung

## Prüfung der Systemstruktur

Die Analyse der Systemstruktur auf Blockschaltbildebene erfolgt mittels System-FMEA (s. ▶ Abschn. 33.1.2). Dabei werden Fehlermodelle nach den einschlägigen Normen (DIN V VDE 0801 bzw. IEC 61508) angewendet. Die System-FMEA soll das ge-

samte System ausgehend von der Sensorik über Verarbeitungseinheit bis hin zur Aktuatorik umfassen. Die komplette Untersuchung der Sicherheitsfunktionen wird gestützt durch gleichzeitige Definition der Testszenarien, um die theoretischen Ergebnisse im Rahmen der Validierung zu bestätigen.

## Prüfung der Hardware

Auch im Bereich der Hardware-FMEA kommen einschlägige Fehlermodelle zur Anwendung. Eingebunden werden dabei auch Sensoren und Aktuatoren. Benachbarte Systeme (z. B. Verbindungen über CAN-BUS-Systeme) müssen zumindest hinsichtlich ihrer Rückwirkungsfreiheit betrachtet werden.

## Prüfung der Software

Voraussetzung für die Software-Prüfung ist die Klärung folgender sicherheitsrelevanter Grundsatzfragen:

- Bearbeitet die Software alle zugeordneten Sicherheitsfunktionen gemäß Anforderungsspezifikation?
- Welche qualitätssichernden Maßnahmen zur Fehlervermeidung werden während Design und Implementierung angewandt?
- Welche Maßnahmen zur Fehlerbeherrschung (Assertions, defensive programming etc.) sind spezifiziert?
- Welche Testfälle decken die zu prüfende Sicherheitsanforderung ab?

Sinnvollerweise wird die Software für die weitere Betrachtung in die Bereiche „Funktionale Software“, „Selbsttest und Diagnose-Software“ und „Betriebssysteme“ unterteilt. Die Prüfungen dieser Bereiche werden ebenfalls durch anerkannte Verfahren (Software Criticality Analysis) und Normen unterstützt.

Aus Erfahrung zeigt sich, dass besonderes Augenmerk auf Test- und Überwachungsfunktionen zu richten ist.

## 33.2 Schlanke Testen (*„Lean Testing“*) in der Fahrzeugindustrie

Mit den komplexer werdenden Prüfungen, die im Rahmen der Typbegutachtung neuer Fahrzeugtypen durchzuführen sind, stellt sich die Frage der aufwandsoptimierten Abwicklung dieser Aufgabe für Fahrzeughersteller und akkreditierte Technische Dienste. Aus Gründen einer zulassungsrechtlich abgesicherten Entwicklung eines neuen Fahrzeugtyps empfiehlt es sich grundsätzlich, Fra-

gen der Konformität zu bestehenden gesetzlichen Bestimmungen bereits während der Fahrzeugentwicklung zu klären, um spätere Korrekturmaßnahmen zu vermeiden. Das Modell des „Lean-Testing“ (Abb. 33.8) umfasst dabei die Nutzung von Informationen über das gesamte Autoleben und vermeidet Doppelarbeiten im Bereich der Vorbereitung und Abwicklung von Typprüfungen:

### 33.2.1 Begleitung der Entwicklungsphase

Schon im Bereich der Entwicklungsphase eines neuen Fahrzeugs sind zahlreiche Grundsatzfragen der gesetzlichen Konformität von Belang. Insbesondere sind solche Problemkreise einzugrenzen, die massiven Einfluss auf die spätere Serienfertigung ausüben. Banale Dinge wie der Platz für das hintere Kennzeichen können bei fehlerhafter Festlegung massive Auswirkungen auf Werkzeuge der späteren Serienproduktion ausüben. Mit der Verlagerung der Entwicklungsarbeiten zum Zulieferer ergeben sich weitere Aufgaben zur Produktabsicherung, die sinnvollerweise von neutralen Stellen begleitet werden sollten.

### 33.2.2 Die Homologation (Typbegutachtung)

Mit „Start of Production“ (SoP) müssen für die reibungslose Auslieferung eines Fahrzeuges alle betreffenden Zulassungsdokumente für das jeweilige Land vorliegen. Hierzu bedarf es einer exakten Planung auf der Basis des Projektmanagements. Dabei können Ergebnisse aus den entwicklungsbegleitenden Tätigkeiten für die Typbegutachtung kostengünstig verwendet werden und Doppelarbeiten vermieden werden. Rechtzeitige Klärung von Grundsatzfragen räumen dem Entwicklungsingenieur ausreichend Zeit für seine Arbeiten ein.

Im Zeitalter des „Rapid Prototyping“ mittels computergestützten virtuellen Systemen wird sich auch das Verfahren der Typbegutachtung verändern. Dabei ist zu berücksichtigen, welche Software-Werkzeuge zur Anwendung kommen und

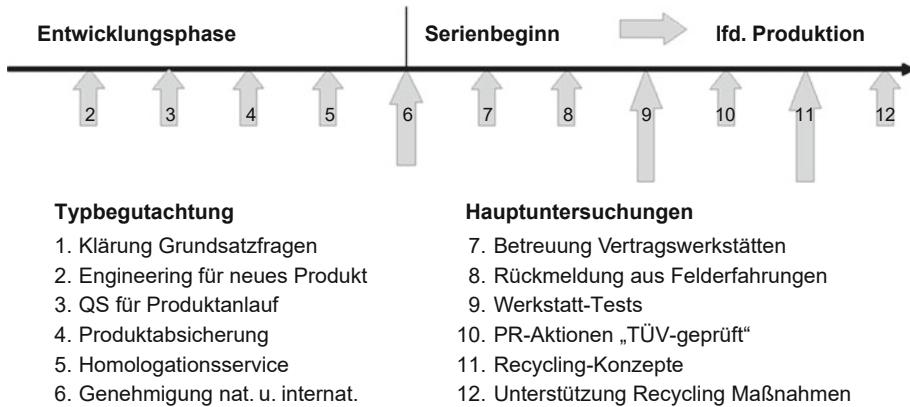


Abb. 33.8 „Lean-Testing“ in der Fahrzeugindustrie

welche Verfahren zur Validierung der Simulationsprozesse geeignet sind. Mit dem Verfahren des virtuellen Prototypings ergeben sich außerordentliche Einsparpotenziale und Zeitvorteile für die Automobilindustrie.

### 33.2.3 Erfahrungen aus dem Feld

Mit der europäischen Gruppenfreistellungsverordnung (GVO) [12] wird nicht nur für den Bereich der Verkaufsniederlassungen für Fahrzeuge deregulierend in die derzeitigen Markenbindungen eingegriffen, sondern auch massiv im Bereich der Werkstatt- und Servicedienstleistungen. Aus diesem Grunde müssen zukünftig die für die Wartung und Reparatur eines Fahrzeuges erforderlichen Daten allgemein verfügbar sein. In der EG-Richtlinie 98/69/EWG, wo bereits die Onboard-Diagnose festgeschrieben ist, heißt es hierzu in Artikel 4:

Die Kommission legt dem Europäischen Parlament und dem Rat bis zum 1. Januar 2000 einen Bericht über die Erstellung eines elektronischen Standardformats für Reparaturinformationen vor, das den einschlägigen internationalen Normen Rechnung trägt.

Mit der angestrebten Öffnung des Marktes geht den Fahrzeugherstellern aber auch ein strukturierter Rücklauf von Erfahrungsdaten aus dem Feld der in Verkehr befindlichen Fahrzeuge verloren. Alternativ könnte bei einer zukunftsorientierten technischen Überwachung der Fahrzeuge auf die dort

gewonnenen Ergebnisse zurückgegriffen werden. Mit Hilfe computergestützter Abfragen kann dabei sogar auf spezielle Untersuchungswünsche der Fahrzeughersteller eingegangen werden. Gleichzeitig lässt sich die vielfältige Struktur zukünftiger Werkstattnetze durchleuchten und deren Qualität analysieren.

Erfahrungen in der technischen Überwachung bieten wertvolle Hilfe aus dem Feld. Entwicklungsingenieure können diese Informationen zur Verbesserung der Produkte und zur Absicherung der vielfältigen Anforderungen aus dem sich permanent ändernden betrieblichen Umfeld nutzen.

## 33.3 Entwicklung von Test- und Prüfgrundlagen

Im nationalen Bereich der StVZO (Straßenverkehrs-Zulassungsordnung) werden die Inhalte der wiederkehrenden Untersuchungen nach § 29 für Bremsanlagen im wesentlichen in 2 Richtlinien festgelegt:

- Richtlinie für die Durchführung der Hauptuntersuchung und die Beurteilung der dabei festgestellten Mängel am Fahrzeug
- Richtlinie für die Prüfung der Bremsanlagen von Fahrzeugen bei der Hauptuntersuchung

Zusätzlich wird für Kraftomnibusse und schwere Nutzfahrzeuge eine Sicherheitsprüfung durchgeführt. Im Rahmen der Hauptuntersuchung sind

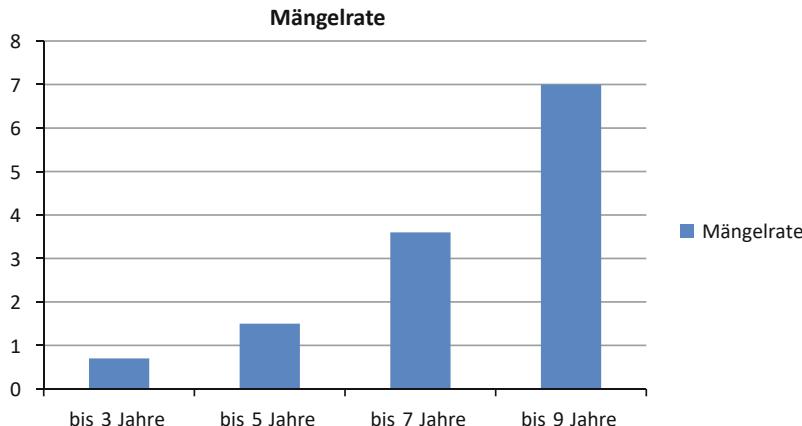


Abb. 33.9 Durchschnittliche Mängelrate an Bremsanlagen [13]

insgesamt 37 Prüfpositionen für Bremsanlagen vorgegeben; die Untersuchungen erstrecken sich dabei auf Wirk-, Sicht- und Funktionsprüfungen.

Die Ergebnisse aus im Jahr 2001 (Abb. 33.9) durchgeföhrten Hauptuntersuchungen zeigen, dass mit zunehmendem Fahrzeugalter die Mängel an den Bremsanlagen stark zunehmen. Absolut gesehen überwiegen Mängel an der hinteren Betriebsbremse, an der Feststellbremse und den Bremsschläuchen. Die weite Verbreitung der Scheibenbremse zumindest an der Vorderachse von Fahrzeugen wirkt sich positiv in Form von geringen Mängelraten aus. Die bei der Hauptuntersuchung festgestellten Mängel können nur unzureichend oder gar nicht durch fahrzeuginterne Eigendiagnose-Systeme erfasst werden. Wirk- und Sichtprüfungen werden daher auch in Zukunft die grundlegende Basis für die Durchführung von Hauptuntersuchungen darstellen.

### 33.3.1 Weiterentwicklung der Hauptuntersuchung

Spätestens mit der Einführung von automatischen Blockierverhinderern (ABV) stellte sich die Frage der Überprüfbarkeit der Funktion und Wirkung elektronischer Sicherheitssysteme im Rahmen der Hauptuntersuchungen, Tab. 33.2. Üblicherweise erfolgt dabei die Kontrolle lediglich über

die Funktion der Warnleuchte ohne weitere Wirkungsprüfung.

Aus zahlreichen Untersuchungen [14] ist ersichtlich, dass insbesondere bei stressartigen Regelvorgängen (z. B.  $\mu$ -Sprung) ABV-Systeme fehlerhaft reagieren, die Fehler aber nicht durch die Selbstdiagnose erkannt werden (Abb. 33.10). Umgekehrt werden Fehler zwar im Fehlerspeicher abgelegt, jedoch wird der Fahrer nicht über die Warnleuchte informiert. Die weitaus größte Fehlerrate ist bei den Radsensoren zu verzeichnen. Auch hier ist mit zunehmendem Fahrzeugalter ein rasanter Anstieg der Fehlerrate festzustellen; d. h. gerade Fahrzeuge, die mit wachsendem Alter erfahrungsgemäß seltener gewartet werden, bergen erhebliche verdeckte Verkehrssicherheitsrisiken in der Elektronik durch nicht entdeckte Fehler.

Im Zusammenhang mit der weiter fortschreitenden Integration der Elektronik in sicherheitsrelevante Fahrzeugsysteme erhebt auch die Europäische Kommission die Forderung einer umfassenden Prüfung solcher Systeme im Rahmen der Hauptuntersuchung:

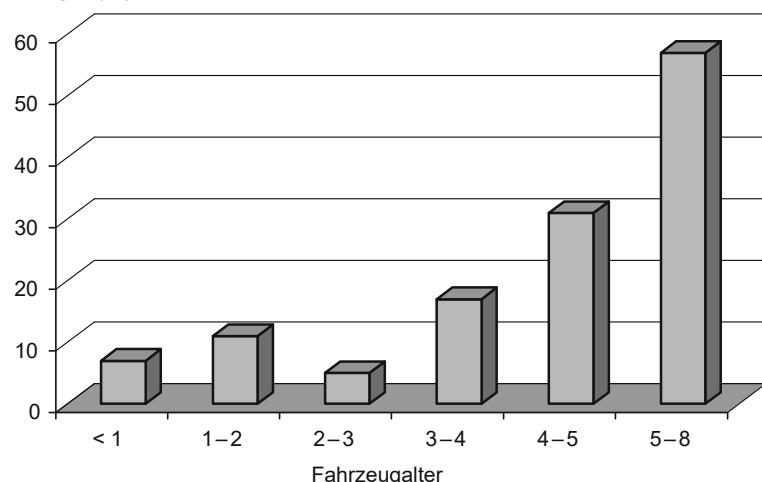
Neben den durch das Fahrzeugalter hervorgerufenen wachsenden Fehlerraten stellt sich bei elektronischen Systemen die Frage der Manipulationssicherheit und Funktionalität nach Unfällen. Erfahrungen haben gezeigt, dass nach der Unfallinstandsetzung elektronische Systeme zwar substantiell wieder verbaut wurden, die Funktionalität aber nicht gegeben war.

■ Tabelle 33.2 Untersuchungskonzepte für die Prüfung elektronischer Systeme im Rahmen der Hauptuntersuchung

Warneinrichtung	Kommunikation über On-Board-Diagnose-Schnittstelle	Interner Funktionstest mit mechanischer Rückwirkung	Externer Funktionstest mit mechanischer Rückwirkung
Erkannte Fehler werden über eine Warneinrichtung angezeigt	Erkannte Fehler werden über eine Warneinrichtung angezeigt; zusätzlich erfolgt ein Datenaustausch mit der Elektronikeinheit	Ergänzend zur Daten-Kommunikation werden bestimmte gespeicherte Testsignale aktiviert	Ergänzend zur Daten-Kommunikation werden beim externen Funktionstest optionale Testsignale mittels Interface an die Kontrolleinheit gemeldet
<b>Vorteil:</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Preiswerte Methode</li></ul>	<b>Vorteil:</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Preiswerte Methode, da Interface vorhanden</li><li>• Informationen über das installierte System erhältlich (manipulationssicher)</li></ul>	<b>Vorteil:</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Hohe Informationsqualität</li><li>• Schnelle Prüfprozedur</li><li>• Systemsicher, da keine äußeren Einflüsse</li><li>• Informationen über das installierte System erhältlich (manipulationssicher)</li></ul>	<b>Vorteil:</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Hohe Informationsqualität</li><li>• Große Variabilität</li><li>• Informationen über das installierte System erhältlich (manipulationssicher)</li></ul>
<b>Nachteil:</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Keine verlässliche Information über die Funktionalität des Systems</li><li>• Keine Informationen über das installierte System erhältlich (manipulationsunsicher)</li></ul>	<b>Nachteil:</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Keine verlässliche Information über die Funktionalität des Systems</li></ul>	<b>Nachteil:</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Teurer als das bloße Fehlerauslesen</li></ul>	<b>Nachteil:</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Teuer wegen aufwändiger Prüfeinrichtungen</li><li>• Gefahr von Hard- und Softwarebeschädigungen</li></ul>

33

Mängel (%)



■ Abb. 33.10 Anteil der Fahrzeuge mit ABV-Störungen oder ABV-Fehlern

### 33.3.2 Die zukünftige Typbegutachtung

Technische Anpassungen, Verfeinerungen der Messmethoden, Digitalisierung und Computer prägen mehr und mehr die heutige Typbegutachtung von Bremsystemen. Eine wesentliche Anpassung der Definition der mittleren Vollverzögerung aus den internationalen Regelwerken trägt, zumindest linear, der möglichen Geschwindigkeitsabhängigkeit von Verzögerungen Rechnung:

$$a_m = \frac{v_b^2 - v_e^2}{25,92 \cdot (s_e - s_b)} \quad \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

Dabei gilt:

- $a_m$  = mittlere Vollverzögerung in  $\text{m}/\text{s}^2$
- $v_1$  = Anfangsgeschwindigkeit beim Beginn des Bremsvorgangs in  $\text{km}/\text{h}$  (in den einschlägigen Vorschriften abhängig von der Fahrzeugart und der bauarnumberdingten Höchstgeschwindigkeit)
- $v_b$  = Geschwindigkeit bei  $0,8 \cdot v_1$  in  $\text{km}/\text{h}$
- $v_e$  = Geschwindigkeit bei  $0,1 \cdot v_1$  in  $\text{km}/\text{h}$
- $s_b$  = zwischen  $v_1$  und  $v_b$  zurückgelegte Strecke in  $\text{m}$
- $s_e$  = zwischen  $v_1$  und  $v_e$  zurückgelegte Strecke in  $\text{m}$

Aufgrund der hohen Komplexität neuer Bremsysteme, die zahlreiche sicherheitstechnische Zusatzfunktionen im Fahrzeug übernehmen, müssen Vorschriften immer globaler abgefasst werden, um umfassend allen Belangen dabei zu genügen. Die Vorschriften zur Überprüfung komplexer sicherheitsrelevanter Elektroniksysteme lassen sich in gleicher Weise für Bremsanlagen und Lenkanlagen anwenden. Hinzu kommt, dass zukünftige Systeme nicht mehr über eigene, systemabgrenzend arbeitende eigenständige Regel- und Steuersysteme verfügen werden, sondern über eine Zentraleinheit, die ganze Ketten der Brems-, Lenk-, Antriebs- und Fahrwerksysteme bedient (Abb. 33.11) [15].

Die pauschale Definition bestimmter zulässiger Sicherheitssysteme wie z. B. Fahrstabilitätssysteme in den gesetzlichen Regelwerken ohne weitere Wirk-Anforderungen birgt die Gefahr, dass minderwertige Produkte ohne ausreichende Funktionalität auf den Markt drängen. Anderseits bietet ein „offenes“ Regelwerk dem Konstrukteur weitestgehende Freiheiten in der Gestaltung solcher Systeme. Die Erfahrungen aus den Anfangsstagen des ABV haben allerdings gezeigt, dass es sehr wohl sinnvoll ist, bestimmte Mindestwirkungen solcher elektronisch gesteuerter Systeme zu fordern und auch nachzumessen, um dem Missbrauch der Begriffe vorzubeugen.

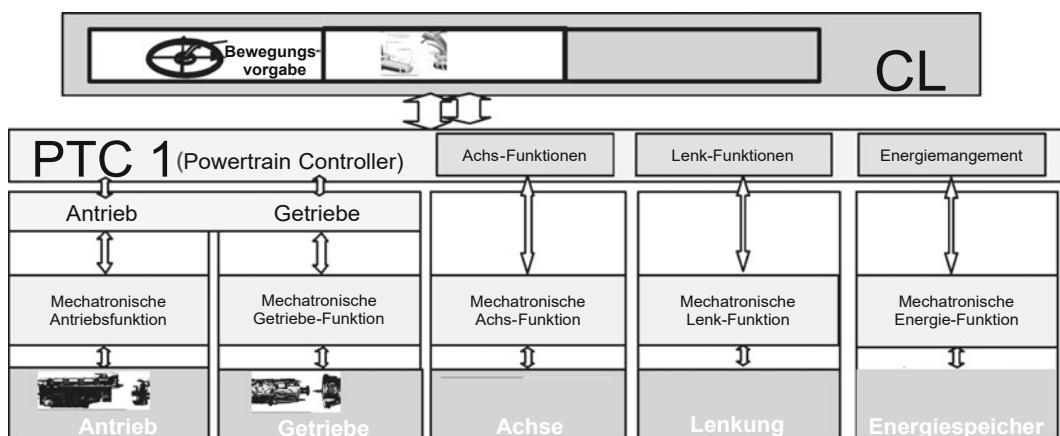


Abb. 33.11 Zentrale Steuereinheit für Antrieb, Lenkung und Energieversorgung [15]

**Tabelle 33.3** Sicherheitsthesen und ihr Erfüllungsgrad

Technische Sicherheitsthese	Erfüllungsgrad
Vorschriften schneller an den Stand der Technik anpassen	Verbesserungswürdig; Globalisierung hindert flexible Vorschiftengestaltung
Prüfverfahren für elektronische Systeme einführen	Liegen als Entwurf für Bremsanlagen und Lenkanlagen vor
Nur verschleißfreie Dauer-Bremsen zulassen	Nur für Kraftomnibusse, Gefahrguttransporter und schwere Nutzfahrzeuge mit Anhängerbetrieb gefordert
Automatische Bremsennachstellung vorschreiben	Eingeführt für Anhänger > 3,5 t und Kfz (außer Pkw und leichte Nutzfahrzeuge)
Sicherheit von Schaltgetrieben prüfen	Nicht realisiert
Sicherheit von Überströmventilen erhöhen	Teilweise realisiert
Leistungsfähigkeit von Bremssystemen erhöhen (Scheibenbremse)	Teilweise umgesetzt bei modernen Fahrzeugen
Sicherheitsrelevante Notfunktionen bei automatisierten Antriebssträngen definieren	Nicht vorgeschrieben
Informations- und Überwachungssystem für sicherheitsrelevante Baugruppen einführen	Nur Minimalanforderungen über Warnanzeigen zum Energievorrat und Ausfall von Funktionen (keine Temperaturüberwachung)
Notfall-Bedienung des Fahrzeugs automatisieren	Keine Vorschrift; zukünftige Entwicklungen gehen jedoch in diese Richtung

## 33

Die Fortschreibung der Vorschriften gestaltet sich wegen der zunehmenden Globalisierung auch in diesem Bereich schwierig. Aufwändige Entwicklungskosten lassen sich aber nur mit hohen Stückzahlen amortisieren. Der Gesetzgeber ist dabei in einer besonderen Verpflichtung, zwischen Sicherheitsgewinn und Kostendruck abzuwagen. Die Kräfte des Marktes können nicht überall selbstregelnd eingreifen; so ist z. B. für europäische Verhältnisse ABV in Pkw Pflicht, während in den USA der Sättigungsgrad bei der Einführung von ABV in Pkw bei weitem noch nicht erreicht ist. Bremsassistentensysteme für PKW sind Pflicht seit 2011. Die ABV-Ausrüstungspflicht für Krafträder besteht ab 2016. Kraftomnibusse und schwere Nutzfahrzeuge müssen schrittweise mit Fahrstabilitätssystemen ausgerüstet werden. Für Anhänger bis 3,5 t sind bezügliche Vorschriften in Vorbereitung.

Aus Sicht der Fahrzeugindustrie ist die Vision vom „unfallfreien Fahren“ mit Hilfe zukunftsweisser Technologien keine Illusion mehr. Gleichwohl gilt, dass für die Gesamtheit aller Fahrzeu-

ge noch erhebliches technisches Verbesserungspotenzial vorhanden ist, wenn die Verkehrssicherheit über die gesamte Lebensdauer eines Fahrzeugs gewährleistet werden soll. Die anlässlich der Analyse des „Tankzugunfalls Herborn“ [16] 1991 aufgestellten Forderungen behalten daher nach wie vor Gültigkeit und müssen nachhaltig weiterverfolgt werden, (**Tab.33.3**).

### Literatur

1. Statistisches Bundesamt (Hrsg.): [http://www.destatis.de/jetspeed/portal/cms/Sites/destatis/Internet/DE/Content/Statistiken/Verkehr/Verkehrsunfaelle/Tabellen/Content/0\\_UrsachenPersonenschaden,templateId=renderPrint.psml](http://www.destatis.de/jetspeed/portal/cms/Sites/destatis/Internet/DE/Content/Statistiken/Verkehr/Verkehrsunfaelle/Tabellen/Content/0_UrsachenPersonenschaden,templateId=renderPrint.psml) vom (27.01.2011)
2. EG-Amtsblatt, EG-Richtlinie 71/320/EWG über Bremsanlagen bestimmter Klassen von Fahrzeugen und deren Anhängefahrzeuge. Brüssel beginnend 1971 mit Fortschreibungen
3. DIN Deutsches Institut für Normung (Hrsg.): DIN Normen Berlin: Beuth DIN 50100 Deutsche Normen Werkstoffprüfung, Dauerschwingversuch, Begriffe, Zeichen, Durchführung, Auswertung Feb (1978)

4. GRRF (Hrsg.): ECE-Regelung ECE-R13. Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Fahrzeuge der Klassen M, N und O hinsichtlich der Bremsen. Genf: beginnend 1973 mit Fortschreibungen
5. GRRF (Hrsg.): ECE-Regelung ECE-R13 H. Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung von Personenkraftwagen hinsichtlich der Bremsen. Genf: Revision 1 beginnend 2008 mit Fortschreibungen
6. ISO International Organisation for Standardisation (Hrsg.): ISO 26262:2011 road vehicles – functional safety
7. IEC International Electrical Commission (Hrsg.): IEC 61508:2010: functional safety of electrical/electronic/programmable electronic safety-related systems
8. GRRF (Hrsg.): ECE-Regelung ECE-R10. Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Fahrzeuge hinsichtlich elektromagnetischen Verträglichkeit. Genf: Revision 3 beginnend mit Fortschreibungen (2010)
9. Machmoud, R.: Sicherheits- und Verfügbarkeitsanalyse komplexer KFZ-Systeme. Diss. Universität Siegen (2000)
10. Stolz, P.: Technisches Risikomanagement. Skriptum, Fachhochschule beider Basel (2001)
11. Beer, A.: X-by-Wire: Von der Entwicklung zur Einführung. Vieweg Verlag/GWV Fachverlage GmbH, Sonderausgabe von AT2 und MT2, Automotive Electronics, Wiesbaden (2001)
12. EG-Amtsblatt: EG-„Gruppenfreistellungsverordnung“ 1400/2002. Verordnung über die Anwendung von Artikel 81 Abschn. 3 des Vertrags auf Gruppen von vertikalen Vereinbarungen und aufeinander abgestimmten Verhaltensweisen im Kraftfahrzeugsektor. Brüssel (2002)
13. TÜV AUTO REPORT. Verband der Technischen Überwachungsvereine (VdTÜV), Berlin (2012)
14. CITA Research Study Programme, Report 02–946 EL 001 Testing of existing Antilock Braking Systems. Brüssel (2002)
15. EU-Projekt PEIT: Powertrain equipped with intelligent technologies. Brüssel (2002)
16. Breuer, B., Seibert, W., Engel, H.G.: Der Tankzugunfall Herborn – Rekonstruktion, Folgerungen und Vorschläge. VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 152. VDI-Verlag, Düsseldorf (1991)

# Regelwerke und Prüfverfahren

*Hans-Thomas Ebner*

- 34.1 Zulassungsverfahren in Europa und den USA – 731**
- 34.2 Entwicklung von Vorschriften in Europa und den USA – 732**
  - 34.2.1 Entwicklung der Vorschriften in der EU – 732
  - 34.2.2 Entwicklung der Vorschriften bei der UN-ECE – 732
  - 34.2.3 Entwicklung der Vorschriften in den USA – 733
- 34.3 Europäische Vorschriften für Straßenfahrzeuge – 734**
  - 34.4 ECE-Regelung 13 – 734**
    - 34.4.1 Allgemeine Vorschriften – 734
    - 34.4.2 Wirkvorschriften – 736
    - 34.4.3 Bremskraftverteilung und Kompatibilität zwischen Zugfahrzeug und Anhänger – 738
    - 34.4.4 Vorschriften für ABS-Systeme und für Fahrzeugstabilisierungssysteme – 740
    - 34.4.5 Vorschriften für komplexe elektronische Systeme – 740
  - 34.5 ECE-Regelung 13 H – 741**
    - 34.5.1 Allgemeine Vorschriften – 741
    - 34.5.2 Wirkvorschriften – 741
    - 34.5.3 Elektronisches Stabilisierungssystem ESC und Bremsassistent BAS – 741
    - 34.5.4 Vorschriften für ABS Systeme – 742
    - 34.5.5 Vorschriften für komplexe elektronische Systeme – 742

**34.6 Prüfung von Ersatzreibbelägen sowie Ersatzbrems scheiben und -trommeln – 742**

**34.7 Notbremsassistenzsysteme – 742**

**34.8 US-amerikanische Bremsenvorschriften – 743**

34.8.1 FMVSS 105 – Hydraulische und elektrische Bremsanlagen – 743

34.8.2 FMVSS 121 – Pneumatische Bremsanlagen – 743

34.8.3 FMVSS 106 – Bremsschlauchleitungen – 743

34.8.4 FMVSS 116 – Bremsflüssigkeiten für Kraftfahrzeuge – 744

34.8.5 FMVSS 135 und ECE R 13 H – 744

**Literatur – 744**

Es findet sich kaum eine Komponente im Automobil oder dessen Anhänger, die nicht durch gesetzliche Zulassungsvorschriften geregelt wäre. Die Bremse ist neben der Lenkung und der Regelung der Fahrgeschwindigkeit eine der drei wesentlichen Stellgrößen in dem komplexen Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Straße. Daher befassen sich die gesetzlichen Zulassungsvorschriften sehr ausführlich mit dem Bremsvermögen eines Fahrzeugs sowie den dazugehörigen Teilsystemen. Auch werden Fahrerassistenzsysteme eingebaut, die den Fahrer mit Blick auf die Längs- und Querdynamik unterstützen. Die deutlich sichtbaren Verbesserungen im realen Unfallgeschehen, die auch auf diese „aktiven“ Sicherheitssysteme zurückzuführen sind, lassen eine noch wesentlich weitere Verbreitung dieser Systeme in Zukunft erwarten.

Die Zulassung von Kraftfahrzeugen und Anhängern ist in allen Staaten der Welt geregelt. Als wichtigste sind die Vorschriften in Europa und den USA zu bezeichnen. Auch die japanischen Vorschriften haben einen hohen Stellenwert. Jedoch ist festzuhalten, dass Japan eine Reihe von ECE-Regelungen ausdrücklich als gleichwertig anerkennt. Nachdem Japan dem Abkommen von 1958 der UN-ECE beigetreten ist, kann davon ausgegangen werden, dass mehr und mehr ECE-Regelungen in das Japanische Recht übernommen werden. Aus diesem Grunde seien die nachfolgenden Betrachtungen der Einzelschriften im Wesentlichen auf die Regelwerke der ECE sowie der USA beschränkt.

## 34.1 Zulassungsverfahren in Europa und den USA

Die Zulassungsprozedere für Bremsysteme in Europa und den USA unterscheiden sich im Grundsatz durch das Verfahren an sich. Während in Europa ein so genanntes Typprüfverfahren eingesetzt wird, ist das in den USA gebräuchliche Verfahren die Selbstzertifizierung durch den Fahrzeughersteller.

Basis des Typprüfverfahrens in Europa ist die Richtlinie der Europäischen Union zur Typgenehmigung für Kraftfahrzeuge und ihre Anhänger 2007/46. Ergänzend zur Typgenehmigungsrichtlinie 2007/46 ist die Verordnung (EG) Nr. 661/2009

des Europäischen Parlaments und des Rates vom 13. Juli 2009 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen, Kraftfahrzeuganhängern und von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge hinsichtlich ihrer allgemeinen Sicherheit verabschiedet worden. Diese als General Safety Regulation – GSR bezeichnete Verordnung umfasst eine Reihe von Vorschriften für die Fahrzeugsicherheit, u. a. auch die ECE Regelung 13 – Bremsanlagen.

Das Zulassungsverfahren in der Europäischen Union sieht auf dem Weg zur Genehmigung eines Fahrzeugs oder eines Systems/Bauteils folgende Institutionen vor:

- Genehmigungsbehörde
- Technischer Dienst

Genehmigungsbehörde in Deutschland ist das Kraftfahrtbundesamt (KBA) in Flensburg. Als Technische Dienste sind in Deutschland z. B. die Technischen Überwachungsvereine (TÜV) bzw. der DEKRA akkreditiert. Auf Basis eines Gutachtens eines Technischen Dienstes kann das KBA eine Genehmigung für ein Fahrzeug bzw. ein System/Bauteil erteilen.

Die der Typprüfung zugrunde liegenden Vorschriften kennen auch die Überprüfung der Konformität der Produkte (Conformity of Production, COP) aus der laufenden Produktion. Die COP wird vom Hersteller durchgeführt und von der Genehmigungsbehörde überwacht.

Im Gegensatz zu dem in Europa praktizierten Typprüfverfahren handelt es sich beim Zulassungsverfahren für Sicherheitssysteme in den USA um eine Selbstzertifizierung durch den Hersteller. Dieser bescheinigt hierbei gegenüber der US-amerikanischen Verkehrsbehörde National Highway Traffic Safety Agency (NHTSA) die Konformität seines Produkts mit den einschlägigen gesetzlichen Vorschriften. Die Behörde ihrerseits behält sich vor, die Produkte in bestimmten Zeitabständen einer Prüfung auf Konformität der Produktion zu unterziehen. Hierbei werden durch die NHTSA oder durch beauftragte Institute Serienfahrzeuge oder Teile im Handel gekauft und einer Nachprüfung unterzogen. Ergibt die Nachprüfung Abweichungen von den geltenden Vorschriften, wird dem Hersteller zunächst eingeräumt, die

Messergebnisse einzusehen und eventuelle Abweichungen von den Vorschriften zu begründen. Im Falle von gravierenden Abweichungen und insbesondere im Falle von Abweichungen bei Sicherheitsteilen kann die NHTSA vom Hersteller die Durchführung einer Rückrufaktion verlangen.

Die US-amerikanischen Vorschriften für Bremsen und Teile von Bremsen sind sog. Federal Motor Vehicle Safety Standards (FMVSS); es handelt sich um in allen Bundesstaaten der USA geltende Vorschriften. Diese befassen sich mit dem Bremssystem selbst (FMVSS 105 für hydraulisch bzw. FMVSS 121 für pneumatisch gebremste Fahrzeuge) sowie mit den Teilsystemen Bremsflüssigkeit (FMVSS 116) und Bremsschlauchleitungen (FMVSS 106). Daneben steht auch der Standard FMVSS 135 als mit Regelung 13 H der UN-ECE harmonisierte Vorschrift für hydraulisch gebremste Fahrzeuge zur Verfügung. ECE Regelung 131 sowie EU Verordnung 347/2012 befassen sich mit Notbremsassistentensystemen für Nutzfahrzeuge. Diese Regelung fußt auf der sog. General Safety Regulation und gibt die technischen Maßgaben für solche Systeme vor.

Mit Blick auf den Geltungsbereich der Europäischen Union sowie deren Typgenehmigung werden der Anwendungsbereich sowie die Übergangsfristen durch die Organe der EU entschieden. Dieser Grundsatz gilt im Übrigen für alle von der EU angewendeten ECE-Regelungen.

## 34.2 Entwicklung von Vorschriften in Europa und den USA

So unterschiedlich die Genehmigungsprozesse von Fahrzeugen und Fahrzeugteilen in den USA verglichen mit Europa sind, so unterscheiden sich auch die Entwicklungsprozesse der jeweiligen Vorschriften.

Im Bereich der Europäischen Union liegen den Bremsenvorschriften die Typgenehmigungsrichtlinie für Kraftfahrzeuge und deren Anhänger (Richtlinie 2007/46) sowie die Verordnung 661/2009 (GSR) zugrunde. Diese setzen auf dem Vertrag zur Begründung der Europäischen Wirtschaftsgemeinschaft (EU-Vertrag) auf. Die Vorschriften für Sicherheitssysteme, so auch für Bremsen und Assistentensysteme, werden in technischer Hinsicht durch

die Gremien der UN-ECE in Genf gestaltet. Die EU regelt Randbedingungen zur Anwendung – wie Übergangsfristen und Anwendungsbereiche – über die General Safety Regulation sowie deren Durchführungsverordnung (s. a. ▶ Abschn. 34.2.1)

### 34.2.1 Entwicklung der Vorschriften in der EU

Gemäß dem EU-Vertrag hat die Kommission der Europäischen Union das Recht, Vorschläge für EU-Vorschriften zu machen. Über diese Vorschläge wird durch die Institutionen der EU im so genannten Kodezisions-Verfahren entschieden. Die Ausführungsbestimmungen erarbeitet die Kommission im sog. Komitologie-Verfahren.

Am Beispiel der General Safety Regulation GSR und deren Ausführungsbestimmungen sei nachfolgend aufgelistet, welche Schritte im Entstehungsprozess einer Vorschrift innerhalb der EU-Gremien durchlaufen werden.

- Vorlage eines Vorschlags für eine Verordnung (GSR) durch die Kommission gegenüber Rat und Parlament der EU
- Im sogenannten Kodezisionsverfahren entscheiden Rat und Parlament über den Vorschlag
- Verabschiedung der Verordnung 661/2009-GSR (am 13.07.2009)
- Aufnahme des Komitologieverfahrens, während dem die Kommission (hier Generaldirektion Unternehmen) die Durchführungsverordnung für die GSR erarbeitet
- Das Komitologieverfahren wird in von der Kommission geführten Ausschüssen umgesetzt, in denen die Mitgliedsstaaten vertreten sind
- Verabschiedung der Durchführungsverordnung.

### 34.2.2 Entwicklung der Vorschriften bei der UN-ECE

Den ECE-Regelungen liegt das Abkommen der UN-ECE von 1958 zugrunde (Übereinkommen über die Annahme einheitlicher technischer Vor-

schriften für Radfahrzeuge, Ausrüstungsgegenstände und Teilen, die in Radfahrzeuge(n) eingebaut und/oder verwendet werden können, und die Bedingungen für die gegenseitige Anerkennung von Genehmigungen, die nach diesen Vorschriften erteilt werden). Diesem Abkommen sind neben allen Staaten aus Mitteleuropa auch eine Reihe osteuropäischer Staaten beigetreten. Auch die Europäische Union sowie Japan gehören zu den Unterzeichnern dieses Übereinkommens.

Ziel des Übereinkommens ist die Harmonisierung von technischen Vorschriften sowie die gegenseitige Anerkennung von Typgenehmigungen für Fahrzeugsysteme durch die Unterzeichnerstaaten. Aus diesem Grunde zählen die USA mit ihrem Selbstzertifizierungssystem nicht zu den Unterzeichnerstaaten dieses Abkommens.

Der Prozess zur Neu- und Weiterentwicklung von Vorschriften für Straßenfahrzeuge bei der UN-ECE in Genf wird durch die Working Party 29 (WP.29) der UN-ECE sowie deren Administrativ-Komitees bestimmt. Die WP.29 (World Forum for Harmonization of Vehicle Regulations) setzt sich zusammen aus Delegierten der Unterzeichnerstaaten des Abkommens von 1958. Diese besitzen für den Fall Stimmrecht bei der Verabschiedung von Vorschriften bzw. der Änderungen, wenn sie die zu behandelnde Einzelvorschrift (hier z. B. die ECE-Regelung 13 Bremsanlagen) gezeichnet haben. Alle weiteren Staaten der Welt können ebenfalls einen Sitz in der WP.29 wahrnehmen, jedoch ohne Stimmrecht die Regelungen der ECE betreffend. Die USA sowie eine lange Reihe weiterer Staaten weltweit sind durch Delegierte in der WP.29 vertreten.

Neben den erwähnten Regierungsorganisationen sind auch Nicht-Regierungsorganisationen ohne Stimmrecht in der WP.29 vertreten. Hierzu gehören internationale Organisationen und Verbände, die in Normung, Konstruktion und Herstellung, Forschung sowie technischer Überwachung von Straßenfahrzeugen und -Teilen involviert sind, genauso wie die Dachorganisationen von Automobilclubs und der Verbraucherschutzinstitutionen. Diese haben somit die Möglichkeit, als Berater der Regierungsorganisationen an der Neu- und Weiterentwicklung der Vorschriften mitzuwirken.

Der WP.29 arbeiten fachspezifische Arbeitsgruppen zu. Die Bremsenthemen werden durch die

Groupe des Rapporteurs en matière de Freinage et des Roulements (GRRF, Arbeitsgruppe Bremsen und Fahrwerk) betreut. Die Zusammensetzung der GRRF ist hinsichtlich der vertretenen Institutionen vergleichbar mit der WP.29.

Ist eine neue Vorschrift oder eine Vorschriftenänderung in der GRRF verabschiedet, durchläuft diese das Genehmigungsverfahren der WP.29. Die Europäische Union als Unterzeichner des Abkommens von 1958 stimmt mit den Stimmen ihrer Mitgliedsstaaten ab. Die vorherige Abstimmung innerhalb der Europäischen Union geschieht in den Gremien der EU; bei neuen Vorschriften oder sehr komplexen Änderungen bestehender Vorschriften ist der Kodezisionsprozess zu durchlaufen.

### 34.2.3 Entwicklung der Vorschriften in den USA

In den USA wird die Neu- oder Weiterentwicklung durch die NHTSA geprägt. Im Auftrag der parlamentarischen Institutionen der USA oder auf Anregung durch andere Gruppen erarbeitet die NHTSA einen Vorschriftenvorschlag, der im Amtsblatt der USA (Federal Register) zur Kommentierung in Form einer Notice of Proposed Rulemaking (NPRM) veröffentlicht wird. Das Verfahren sieht vor, dass jede Institution oder auch Privatperson kommentieren kann. Die NHTSA fasst die Kommentare zusammen und veröffentlicht ein weiteres Mal im Federal Register. In Form einer Iteration unter Einbeziehung aller interessierten Gruppen wird auf diese Weise eine neue/geänderte Vorschrift veröffentlicht.

Allen beschriebenen Prozessen zur Anpassung der Vorschriften an den Stand der Technik ist gemein, dass Übergangsvorschriften vorgesehen werden. Diese unterscheiden neue Fahrzeugtypen und erstmals in Verkehr kommende Fahrzeuge. Letztere beinhalten auch bereits genehmigte Fahrzeugtypen. Für diese werden i. d. R. längere Übergangsvorschriften vorgesehen, um u. a. auslaufende Serien zu berücksichtigen. Bis dato sind keine Vorschriften hinsichtlich der Bremsanlage verabschiedet worden, die bereits im Verkehr befindliche Fahrzeuge unmittelbar betroffen hätten.

### 34.3 Europäische Vorschriften für Straßenfahrzeuge

Die Europäischen Bremsenvorschriften regeln die vorgeschriebene Wirkung der Bremsanlage sowie deren Beschaffenheit. Zusätzlich sind Vorschriften für Bremsbeläge für den Ersatzteilmarkt in Kraft gesetzt worden. Es handelt sich um die ECE-Regelung 13 sowie die Regelung 13 H und die Regelung 90 der ECE für Ersatzbremsbeläge. Hinzu kommt die Regelung für Notbremsassistenzsysteme.

Diese Vorschriften sind gültig für alle Straßenfahrzeuge mit mindestens vier Rädern sowie einer Höchstgeschwindigkeit von mindestens 25 km/h, siehe □ Tab. 34.1. Zu beachten ist hierbei, dass die Regelung 13 H ausschließlich für Pkw und leichte Nutzfahrzeuge gilt ( $M_1$  und  $N_1$ ), Regelung 13 gilt

□ **Tabelle 34.1** Fahrzeugklasseneinteilung nach UN ECE R.E. 3 („Consolidated Resolution“ der UN ECE unter dem Abkommen von 1958)

Klasse M:	Kraftfahrzeuge zur Personenbeförderung mit mindestens vier Rädern.
Klasse M <sub>1</sub> :	Fahrzeuge zur Personenbeförderung mit höchstens acht Sitzplätzen außer dem Fahrersitz.
Klasse M <sub>2</sub> :	Fahrzeuge zur Personenbeförderung mit mehr als acht Sitzplätzen außer dem Fahrersitz und einer zulässigen Gesamtmasse bis zu fünf Tonnen.
Klasse M <sub>3</sub> :	Fahrzeuge zur Personenbeförderung mit mehr als acht Sitzplätzen außer dem Fahrersitz und einer zulässigen Gesamtmasse von mehr als fünf Tonnen.
Klasse N:	Kraftfahrzeuge zur Güterbeförderung mit mindestens vier Rädern
Klasse N <sub>1</sub> :	Fahrzeuge zur Güterbeförderung mit einer zulässigen Gesamtmasse bis zu 3,5 Tonnen.
Klasse N <sub>2</sub> :	Fahrzeuge zur Güterbeförderung mit einer zulässigen Gesamtmasse von mehr als 3,5 Tonnen bis zu 12 Tonnen.
Klasse N <sub>3</sub> :	Fahrzeuge zur Güterbeförderung mit einer zulässigen Gesamtmasse von mehr als 12 Tonnen.

für alle Nutzfahrzeuge (Lkw und Busse sowie für Anhänger; Kategorien M<sub>2</sub>, M<sub>3</sub>, N und O), also nicht für Pkw.

Unterschieden wird in folgende Fahrzeugklassen:

Im Fall eines Zugfahrzeuges, das zur Verbindung mit einem Sattelanhänger oder Zentralachsanhänger bestimmt ist, besteht die für die Klasseneinteilung maßgebliche Masse aus der Summe der fahrfertigen Masse des Zugfahrzeugs, der der Stützlast entsprechenden Masse, die von dem Sattel- oder Zentralachsanhänger auf das Zugfahrzeug übertragen und gegebenenfalls der Höchstmasse der Ladung des Zugfahrzeugs.

- Klasse O: Anhänger (einschließlich Sattelanhänger)
- Klasse O<sub>1</sub>: Anhänger mit einer zulässigen Gesamtmasse bis zu 0,75 Tonnen.
- Klasse O<sub>2</sub>: Anhänger mit einer zulässigen Gesamtmasse von mehr als 0,75 Tonnen bis zu 3,5 Tonnen.
- Klasse O<sub>3</sub>: Anhänger mit einer zulässigen Gesamtmasse von mehr als 3,5 Tonnen bis zu 10 Tonnen.
- Klasse O<sub>4</sub>: Anhänger mit einer zulässigen Gesamtmasse von mehr als 10 Tonnen.

### 34.4 ECE-Regelung 13

#### 34.4.1 Allgemeine Vorschriften

ECE-Regelung 13 (ECE R 13) gilt für Fahrzeuge der Kategorien M<sub>2</sub>, M<sub>3</sub>, N<sub>1</sub>, N<sub>2</sub>, N<sub>3</sub> und O.

Bremsanlagen müssen so beschaffen sein, dass sie betriebsüblichen Beanspruchungen sowie Korrosions- und Alterungseinflüssen standhalten. Bremsbeläge dürfen kein Asbest beinhalten. Auch darf die Wirksamkeit der Bremsanlage nicht durch magnetische oder elektrische Felder beeinträchtigt werden; dies gilt als erfüllt, wenn die Anforderungen nach ECE-Regelung 10 eingehalten werden.

Die Bremsanlage muss folgende Subsysteme aufweisen:

- eine Betriebsbremsanlage, deren Wirkung abstufig sein muss. Sie muss auf alle Räder wirken und ihre Bremskraftverteilung

muss symmetrisch zur Längsmittellebene des Fahrzeugs erfolgen. Abweichungen hiervon müssen dem prüfenden Technischen Dienst bezeichnet werden (z. B. Elektronisches Stabilitäts-Programm ESP).

- eine Hilfsbremsanlage, die das Fahrzeug bei Versagen der Betriebsbremse abstufig zum Anhalten bringen kann.
- eine Feststellbremsanlage.

Regelung 13 gibt für Fahrzeuge zum Ziehen eines pneumatisch gebremsten Anhängers zusätzlich vor, dass folgende Verbindungseinrichtungen vorhanden sein müssen:

- eine Druckluft-Vorratsleitung sowie eine -Steuerleitung oder
- eine Druckluft-Vorratsleitung sowie eine -Steuerleitung und eine elektrische Steuerleitung oder
- eine Druckluft-Vorratsleitung sowie eine elektrische Steuerleitung.

Für letztere Option sind jedoch bis dato noch keine technischen Normen verabschiedet, deshalb sind solche Systeme bis auf weiteres noch nicht zulässig.

Daneben sind bestimmte Vorkehrungen für die periodische technische Überwachung vorgeschrieben:

- Leichte Überprüfbarkeit von Verschleiß behafteten Bauteilen.
- Prüfanschlüsse für Druckluftbremsanlagen nach Absatz 4 der ISO-Norm 3583:1984 an bestimmten Positionen im System, um Radbremsdrücke sowie Drucke vor und nach Bremsgeräten überprüfen zu können.
- Bestimmte für die Prüfung der Bremsanlage erforderliche Daten müssen am Fahrzeug oder frei verfügbar in z. B. dem Fahrzeug-Handbuch zur Verfügung stehen.

Betriebs- und Hilfsbremsanlage dürfen gemeinsame Teile aufweisen, vorausgesetzt, sie besitzen zwei voneinander unabhängige Betätigungsseinrichtungen.

Handelt es sich um eine reine Fremdkraftbremsanlage, entsteht also die Bremskraft und erfolgt ihre Übertragung ausschließlich durch einen vom Fahrer gesteuerten Energievorrat, so müs-

sen mindestens zwei völlig voneinander unabhängige Energiespeicher mit je einer unabhängigen Übertragungseinrichtung vorhanden sein. Es genügt dann eine Energiequelle (z. B. Kompressor), wenn diese so sicher wie möglich ausgeführt ist.

Bestimmte Teile, wie Fußhebel etc., gelten dann als nicht störanfällig, wenn sie vergleichbar sicher ausgeführt sind wie z. B. die Lenkanlage.

Der Ausfall eines Teils der Übertragungseinrichtung ist dem Fahrer durch eine Warneinrichtung (rote Kontrolllampe) anzuzeigen.

Die Verschleißnachstellung der Radbremsen muss selbsttätig erfolgen. Davon ausgenommen sind Geländefahrzeuge der Kategorien N<sub>2</sub> und N<sub>3</sub> sowie die Hinterachsen der Fahrzeugkategorie N<sub>1</sub>.

Bei hydraulischen Bremsanlagen müssen die Einfüllöffnungen für die Bremsflüssigkeit leicht zugänglich und nach ISO 9128-2016 gekennzeichnet sein.

Für rekuperativ arbeitende elektrische Bremsysteme beinhalten die Vorschriften separate Anforderungen. Unterschieden wird in Systeme als Bestandteil der Betriebsbremsanlage bzw. in separate Systeme.

Auch Feststellbremssysteme mit elektrischer Übertragung haben Eingang in die Bremsenvorschriften gefunden. Die Vorschriften befassen sich insbesondere mit dem Verhalten der Feststellbremse bei Ausfall der elektrischen Übertragung.

Bei elektrischer Steuer-Übertragungseinrichtung für Betriebsbremsanlagen wird beim Auftreten von Störungen in der elektrischen Übertragung differenziert nach der Zeitdauer des Auftretens. Eine Störung muss nicht angezeigt werden, wenn deren Auftreten 40 ms nicht übersteigt und die Bremswirkung des Betriebsbremssystems nicht spürbar beeinträchtigt wird. Darüber hinaus auftretende Störungen im System müssen dem Fahrer unverzüglich angezeigt werden. Wird die vorgeschriebene Bremsleistung beeinträchtigt, hat dies mittels einer roten Warnanzeige zu geschehen, in anderen Fällen durch eine gelbe Warnanzeige.

Auch sind Anforderungen an so genannte Kupplungskraft-Regelsysteme in den Vorschriften vorgesehen. Hierdurch können Differenzen zwischen der dynamischen Abbremsung von Zugfahrzeug und Anhänger ausgeglichen werden. Die Anforderungen befassen sich im Wesentlichen mit

Kompatibilitätskriterien für Motorwagen und Anhänger sowie mit der Sicherheits- und Warnphilosophie für den Fehlerfall.

Neben diesen allgemeinen Anforderungen für Kraftfahrzeuge und Anhänger wurden spezifische Vorschriften für Anhängefahrzeuge erlassen:

Anhänger der Kategorie O<sub>1</sub> müssen nicht mit einer Betriebsbremsanlage ausgerüstet sein. Anhänger der Kategorie O<sub>2</sub> können entweder mit einer durchgehenden oder halbdurchgehenden Betriebsbremsanlage ausgerüstet sein oder mit einer Auflaufbremsanlage. Anhänger der Kategorien O<sub>3</sub> und O<sub>4</sub> müssen mit einer durchgehenden oder einer halb durchgehenden Betriebsbremsanlage ausgerüstet sein.

Die Verschleißnachstellung der Radbremsen muss selbsttätig sein, bei Radbremsen der Anhängerkategorien O<sub>1</sub> und O<sub>2</sub> sowie geländegängige Fahrzeuge der Kategorien N<sub>2</sub> und N<sub>2</sub> sowie bei Hinterradbremse der Kategorie N<sub>1</sub> ist dies jedoch optional.

#### 34.4.2 Wirkvorschriften

Die vorgeschriebene Wirkung ist auf den Bremsweg oder auf die mittlere Vollverzögerung bezogen.

Unterteilt wird in Bremsprüfungen nach folgenden Typen:

- Typ 0, normale Wirkung bei kalter Bremse sowie ausgekuppeltem bzw. eingekuppeltem Motor (alle Fahrzeugkategorien)
- Typ I, Prüfung des Absinkens der Bremswirkung bei heißen Bremsen (alle Kategorien M und N)
- Typ II, Prüfung auf langen Gefällstrecken (Kategorien M<sub>3</sub> und N<sub>3</sub>)
- Typ II A, Dauerbremswirkung (Kraftomnibusse M<sub>3</sub>)
- Typ III, Prüfung des Absinkens der Bremswirkung (Anhänger O<sub>4</sub>)

Die Bremsprüfung **Typ 0** wird für die unterschiedlichen Kraftfahrzeugkategorien nach unterschiedlichen Bedingungen durchgeführt (Tab.34.2):

Bei der Betriebsbremse von Fahrzeugen der Kategorie O (Anhänger) mit durch- bzw. halb durchgehender Bremsanlage muss die Summe der am

Umfang der gebremsten Räder ausgeübten Kräfte mindestens x % der Kraft betragen, die der maximalen Achslast entspricht (x in %):

- Anhänger, beladen und unbeladen: 50
- Sattelanhänger, beladen und unbeladen: 45
- Zentralachsanhänger, beladen und unbeladen: 50

Bei Anhängern mit Auflaufbremsanlagen gelten besondere Vorschriften, die sich neben der minimal geforderten Bremsleistung (entsprechend einer Abbremsung von 0,49 g) auch mit Kompatibilitätskriterien befassen. Hierbei wird eine sogenannte Zuordnungsberechnung durchgeführt.

Die Bremsprüfung **Typ I** hat zum Ziel, die Fadingbeanspruchung von Bremse und Bremsbelägen zu überprüfen. gefahren wird eine Anzahl von n Bremsvorgängen in bestimmten Abständen. Die Randbedingungen für diese Prüfung für Kraftfahrzeuge sind in Tab.34.3 beschrieben.

Nach Durchfahren dieser Prüfung wird eine Typ 0 Prüfung bei hohen Bremsentemperaturen durchgeführt. Bei Kfz darf diese Heißbremswirkung nicht unter 80 % der für die Kategorie vorgeschriebenen Wirkung und nicht unter 60 % der bei der Typ 0 Prüfung mit kalten Bremsen erzielten Wirkung liegen.

Anhänger der Kategorien O<sub>2</sub> und O<sub>3</sub> werden mit andauernder Bremswirkung geprüft, die einem Gefälle von 7 % auf einer Strecke von 1,7 km bei 40 km/h entspricht. Die Heißbremskraft darf dabei nicht unter 36 % der Kraft liegen, die der maximalen statischen Radlast entspricht und nicht unter 60 % des bei der Bremsprüfung Typ 0 mit derselben Geschwindigkeit ermittelten Wertes liegen. Anhänger der Kategorie O<sub>4</sub> haben eine Prüfung des Absinkens der Bremswirkung nach Bremsprüfung **Typ III** zu durchlaufen. Diese besteht aus 20 aufeinanderfolgenden Bremsungen mit einer Zeitdauer von jeweils 60 s und einer Ausgangsgeschwindigkeit von 60 km/h. Die erste Bremsung muss einer mittleren Vollverzögerung von 3 m/s<sup>2</sup> entsprechen; bei den darauf folgenden Bremsungen wird diese Bremskraft (nicht die Verzögerung) beibehalten. Unmittelbar danach wird eine Typ 0 Bremsung (mit hohen Temperaturen) durchgeführt. Die so ermittelte Heißbremskraft am Umfang der Räder muss mindestens 40 % der statischen Radlast und min-

## 34.4 · ECE-Regelung 13

■ Tabelle 34.2 Bremsenprüfung nach ECE R 13 – Typ 0

	Klasse	M <sub>2</sub>	M <sub>3</sub>	N <sub>1</sub>	N <sub>2</sub>	N <sub>3</sub>
	Bremsprüfung Typ	0–I	0–I–II oder II A	0–I	0–I	0–I–II
Prüfung Typ 0 mit ausgekuppeltem Motor	Vorgeschriebene Geschwindigkeit	60 km/h	60 km/h	80 km/h	60 km/h	60 km/h
	$s \leq$	$0,1v + \frac{v^2}{130}$				
	$d_m \geq$	$5,0 \text{ m/s}^2$				
Prüfung Typ 0 mit eingekuppeltem Motor	$v \approx 80\% v_{\max}$ jedoch <	100 km/h	90 km/h	120 km/h	100 km/h	90 km/h
	$s \leq$	$0,15v + \frac{v^2}{103,5}$				
	$d_m \geq$	$4,0 \text{ m/s}^2$				
	$F <$	70 daN				

hierin bedeuten:  
 $v$  = Prüfgeschwindigkeit in km/h  
 $s$  = Bremsweg in Metern  
 $d_m$  = mittlere Vollverzögerung in m/s hoch 2  
 $F$  = Betätigungsdruck am Pedal in daN  
 $v_{\max}$  = Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs in km/h

■ Tabelle 34.3 Prüfbedingungen nach ECE R 13

Fahrzeugklasse	Prüfbedingungen Typ I			
	$v_1$ (km/h)	$v_2$ (km/h)	$t(s)$	$n$
M <sub>2</sub>	$80\% v_{\max} \leq 100$	$\frac{1}{2} v_1$	55	15
N <sub>1</sub>	$80\% v_{\max} \leq 120$	$\frac{1}{2} v_1$	55	15
M <sub>3</sub> , N <sub>2</sub> , N <sub>3</sub>	$80\% v_{\max} \leq 60$	$\frac{1}{2} v_1$	60	20

■ Tabelle 34.4 Feststellbremswirkung nach UN ECE R 13

	M <sub>2</sub>	M <sub>3</sub>	N <sub>1</sub>	N <sub>2</sub>	N <sub>3</sub>	O <sub>1</sub>	O <sub>2</sub>	O <sub>3</sub>	O <sub>4</sub>
Feststellbremsanlage, Prüfung beladen									
Festhaltewirkung auf Steigung und Gefälle in %	18		18		—	—	18		
zusammen mit ungebremstem Anhänger	12		12		—	—	—		
Betätigungsdruck									
von Hand $\leq N$	600		600		—	—	600		
mit Fuß $\leq N$	700		700		—	—	—		

destens 60 % des bei der Typ 0 Bremsung mit kalten Bremsen ermittelten Wertes entsprechen. Die Bremsprüfung **Typ II** soll das Verhalten von Kraftfahrzeugen M<sub>3</sub> und N<sub>3</sub> auf langen Gefällstrecken darstellen. Hierbei wird die Energieaufnahme simuliert, die derjenigen einer Fahrt bei gleichmäßig 30 km/h auf einem Gefälle von 6 % über eine Strecke von 6 km. Gefordert wird nach der Gefällfahrt eine Mindestwirkung der Betriebsbremse von 3,75 m/s<sup>2</sup> bzw. 3,3 m/s<sup>2</sup> für Fahrzeuge der Kategorien M<sub>3</sub> bzw. N<sub>3</sub>. Kraftomnibusse für den Zwi schenortsverkehr sowie Reisebusse für den Fernverkehr der Kategorie M<sub>3</sub> müssen die Bremsprüfung **Typ II A** durchlaufen. Dasselbe gilt für Kraftfahrzeuge der Kategorie N<sub>3</sub>, mit denen ein Anhänger O<sub>4</sub> gezogen werden soll sowie bestimmte Fahrzeuge für den Gefahrguttransport. Hierbei wird eine Beharrungsfahrt bei gleichmäßig 30 km/h an einem Gefälle von 7 % über eine Strecke von 6 km dargestellt. Während der Prüfung dürfen die Betriebs-, die Hilfs- und die Feststellbremsen nicht benutzt werden.

Die **Hilfsbremsanlage** von Fahrzeugen muss folgende Wirkungen (Bremsweg) mindestens erzielen können:

- Klasse M<sub>2</sub>, M<sub>3</sub>:  $0,15v + \frac{2v^2}{130}$
- (der zweite Ausdruck entspricht einer mittleren Vollverzögerung von  $d_m = 2,5 \text{ m/s}^2$ )
- Klasse N:  $0,15v + \frac{2v^2}{115}$
- (der zweite Ausdruck entspricht einer mittleren Vollverzögerung von  $d_m = 2,2 \text{ m/s}^2$ )
- $v$  = Ausgangsgeschwindigkeit
- M<sub>2</sub> und M<sub>3</sub>: 60 km/h
- N<sub>1</sub>: 70 km/h
- N<sub>2</sub>: 50 km/h
- N<sub>3</sub>: 40 km/h

Die **Feststellbremsanlage** von Fahrzeugen muss die in [Tab. 34.4](#) beschriebenen Wirkungen erzielen können.

### 34.4.3 Bremskraftverteilung und Kompatibilität zwischen Zugfahrzeug und Anhänger

Die Bremskraftverteilung zwischen den Achsen war vor der breiten Einführung des ABS eng begrenzt

durch die Toleranzen der Bremskraftminderer sowie der Reibbeläge der Bremsen. Die heutigen ABS-Systeme und mehr noch die darauf aufsetzende elektronische Bremskraftverteilung eröffnete eine Fülle von gestalterischen Möglichkeiten zum Erzielen hoher Bremsleistung bei gleichzeitiger Fahrstabilität sowie weiteren Vorteilen wie z. B. gleichmäßiger Belagverschleiß an den Achsen.

Für Kraftfahrzeuge aller Kategorien muss für Kraftschlussbeiwerte  $k$  zwischen 0,2 und 0,8 die Abbremsung  $0,1 + 0,85 \cdot (k - 0,2)$  sein. Hierbei ist  $k$  der Kraftschlussbeiwert Reifen/Fahr bahn.

Hierbei ist anzumerken, dass in den Vorschriftentexten der Kennwert „ $k$ “ dem Kraftschlussbeiwert „ $\mu$ “ entspricht und dass die Bezeichnung „ $z$ “ in den Regelungen zwar als Abbremsung bezeichnet wird, jedoch das dimensionslose Verhältnis zwischen der Verzögerung und der Erdbeschleunigung ( $a/g$ ) darstellt.

Gleichzeitig ist verlangt, dass z. B. für Fahrzeuge der Kategorie N<sub>1</sub> bei allen Abbremsungen zwischen 0,15 und 0,8 die Reibungskurve (Kraftschlussausnutzung) der Hinterachse nicht über derjenigen der Vorderachse liegt. Hierbei gilt, wie [Abb. 34.1](#) zeigt, eine aus der Historie gewachsene Ausnahme für einen Bereich der Abbremsung zwischen 0,3 und 0,45 (sog. french window), wenn die Kraftschlusskurve der Hinterachse diejenige der Vorderachse um nicht mehr als 0,05 übersteigt.

Für die anderen Fahrzeugkategorien gelten vergleichbare Bedingungen.

Da Zugfahrzeuge und Anhänger frei austauschbar sein müssen, wurden so genannte Kompatibilitätskriterien formuliert. Diese sehen vor, dass bei Kraftfahrzeugen, die zum Ziehen von Anhängern der Kategorien O<sub>3</sub> und O<sub>4</sub> zugelassen sind, bei allen Drücken zwischen 0,2 bar und 7,5 bar das zulässige Verhältnis von Abbremsung und Druck in den Bereichen liegen muss, die in [Abb. 34.2](#) dargestellt sind.

Für andere Fahrzeugarten halten die Vorschriften vergleichbare Diagramme bereit.

Hierbei werden in der Regelung 13 folgende Abkürzungen verwendet.  $T$  bedeutet hierbei die Summe der Bremskräfte und  $P$  die Summe der Radaufstands kräfte des betreffenden Fahrzeugs. Die Indizes M und R stehen für das Zugfahrzeug bzw. den Anhänger.

## 34.4 · ECE-Regelung 13

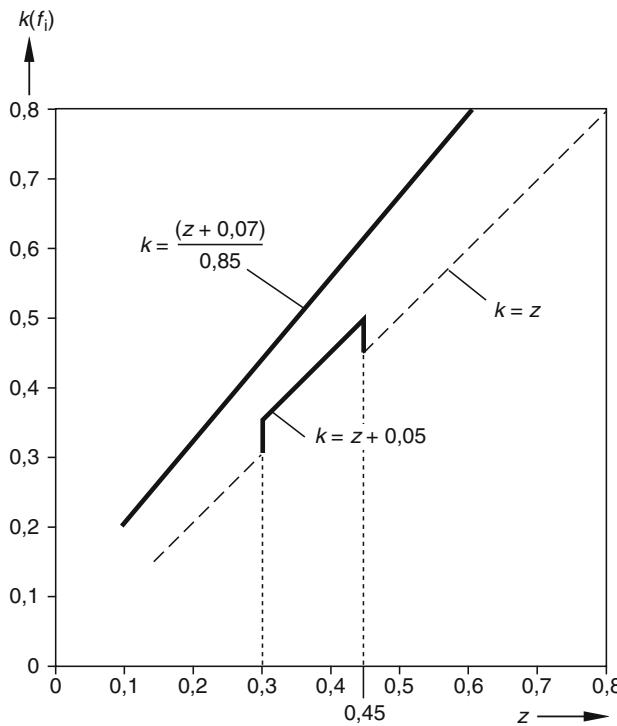


Abb. 34.1 Bremskraftverteilung nach ECE R 13

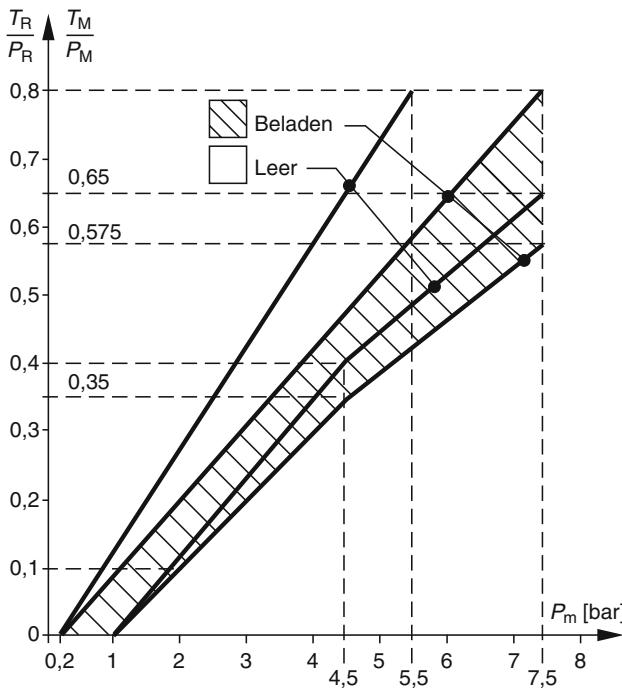


Abb. 34.2 Kompatibilität zwischen Zugfahrzeug und Anhänger nach ECE R 13

### 34.4.4 Vorschriften für ABS-Systeme und für Fahrzeugstabilisierungssysteme

Prüfvorschriften für ABS sind in Anhang 13 der ECE-Regelung 13 geregelt.

Je nach Leistungsfähigkeit wird in bestimmte Kategorien von ABS-Systemen unterschieden:

- Für Kraftfahrzeuge: Kategorien 1 bis 3
- Für Anhänger: Kategorie A und B.

Der wesentliche Unterschied der ABS-Kategorien besteht in den gestaffelten Leistungsanforderungen für den Fall unterschiedlichen Kraftschlusses links und rechts ( $\mu$ -split). Ein Kategorie 1 ABS für ein Kraftfahrzeug muss alle Bedingungen einhalten, ein Kategorie 3 ABS wird auf  $\mu$ -split nicht geprüft. Außerdem bestehen große Unterschiede bei der Messung der Kraftschlussausnutzung.

Analog verhält es sich bei den ABS-Systemen für Anhänger. Kategorie A muss hier alle Anforderungen einhalten.

Weitere wichtige Definition ist die der direkten bzw. indirekten Regelung. Zu beachten ist hier, dass in Einrichtungen mit select-low-Regelung alle Räder mit Sensoren als direkt geregelte Räder gelten.

ABS-Systeme sind für folgende Fahrzeugkategorien vorgeschrieben:

- M<sub>2</sub>, M<sub>3</sub>, N<sub>2</sub> und N<sub>3</sub> (für alle gilt: ABS Kategorie 1)
- O<sub>3</sub> und O<sub>4</sub>

Die Prüfungen werden auf niedrigem Reibwert ( $\mu \leq 0,3$  sowie auf Hochreibwert  $\mu \approx 0,8$ ) gefahren.

Bestandteile der Prüfung sind:

- Energieverbrauch

Die Bremsanlage muss über einen längeren Zeitraum bei voller Regelung ihre Wirkung beibehalten.

- Kraftschlussausnutzung

Die Kraftschlussausnutzung muss mindestens den Wert 0,75 erreichen, auf hohem wie auf niedrigem Reibwert.

- Achsweiser Übergang von hohem auf niedrigen Reibwert et vice versa.

Hier dürfen direkt geregelte Räder bei Übergang von  $\mu_{\text{high}}$  auf  $\mu_{\text{low}}$  nicht blockieren.

Beim Übergang von  $\mu_{\text{low}}$  auf  $\mu_{\text{high}}$  muss die Fahrzeugverzögerung „innerhalb einer annehmbaren Zeit“ ansteigen, ferner gelten Stabilitätskriterien.

- Bremsung auf einer Fahrbahn mit unterschiedlichem Reibwert links/rechts ( $\mu$ -split)  
Direkt geregelte Räder dürfen nicht blockieren.  
Außerdem gelten bestimmte Abbremsungsanforderungen.

Die Fahrzeuge der Kategorien M<sub>2</sub>, M<sub>3</sub>, N<sub>2</sub>, N<sub>3</sub> müssen mit einem Stabilisierungssystem ausgerüstet sein, das die folgenden Funktionen umfasst:

- Richtungsstabilisierung
- Überschlagregelung

Die Fahrzeuge der Kategorien O<sub>3</sub> und O<sub>4</sub> mit Luftfederung und max. drei Achsen müssen mit einem Stabilisierungssystem ausgerüstet sein, das zumindest eine Überschlagregelung beinhaltet.

Sowohl für Zugfahrzeuge als auch für Anhänger gelten sehr komplexe Übergangsregeln, deren Aufstellung hier den Rahmen sprengt. Gleichwohl sei festgehalten, dass der Gesetzgeber pragmatisch mit der Inkraftsetzung bei zweiachsigen Sattelzugmaschinen und Aufliegern begonnen hat, die das Gros der im Ferntransport genutzten Typen darstellt. Insofern sind die weitaus am häufigsten auftretenden schweren Nutzfahrzeuge abgedeckt.

Direkte Wirkvorschriften sowie einen festgelegten Prüfprozess hat der Gesetzgeber zunächst nicht festgelegt; dies wird folgen, wenn solche Prüfprozesse vereinheitlicht sein werden. Die Vorschrift des Anhangs 21 zur Regelung 13 gibt gleichwohl vor, dass ein Verfahren genutzt werden soll, das der Technische Dienst sowie der Hersteller im Einvernehmen festlegen.

### 34.4.5 Vorschriften für komplexe elektronische Systeme

Mehr und mehr finden in die Fahrzeuge Systeme Eingang, deren Beschaffenheit nicht (bzw. noch nicht) vorgeschrieben ist. Die Tatsache, dass die meisten Vorschriften der ECE Wirkvorschriften sind, erweist sich hier als Segen. Andernfalls würde

der technische Fortschritt in hohem Maße behindert.

Um Systeme genehmigen zu können, obwohl keine expliziten Vorschriften hierfür vorhanden sind, wurde das moderne Instrument der Genehmigung für komplexe elektronische Systeme geschaffen und als Annex 18 in die ECE-Regelung 13 eingefügt.

Man hat mit diesem Elektronik-Annex den klassischen Weg systemspezifischer Prüfungen verlassen und einen Weg gewählt, der den Nachweis eines geeigneten Sicherheitskonzepts (inkl. der Beschreibung des sicheren Zustands) sowie eine Systembeschreibung und Systemdokumentation fordert. Auch ist der Hersteller verpflichtet, dem Technischen Dienst Einblick in seine Fehlermöglichkeiten- und Fehlereinflussanalyse FMEA bzw. Fehlerbaumanalyse FTA zu gewähren.

Analog hierzu wurde die ECE-Regelung 79 (Lenkanlagen) mit einem nahezu gleich formulierten Anhang 6 ergänzt. Und auch die ECE-Regelung 13 H für leichtere Kraftfahrzeuge (Kategorien M<sub>1</sub> und N<sub>1</sub>) beinhaltet analog Maßgaben für komplexe elektronische Systeme, Anhang 8.

## 34.5 ECE-Regelung 13 H

### 34.5.1 Allgemeine Vorschriften

Die ECE-Regelung 13 H (ECE R 13 H) gilt für Kraftfahrzeuge der Kategorien M<sub>1</sub> und N<sub>1</sub>. Zu beachten ist, dass somit der Hersteller von Fahrzeugen der Kategorie M<sub>1</sub> die Wahl zwischen der Homologation nach Regelung 13 oder 13 H hat. In praxi werden solche Fahrzeuge allerdings auch als Pkw bzw. Kategorie M<sub>1</sub> zugelassen. Daher werden diese Fahrzeuge in aller Regel nach Regelung 13 H geprüft.

Alle Bremsen müssen eine automatische Nachstelleinrichtung besitzen. Im Wesentlichen gelten sonst die für die Regelung 13 beschriebenen Grundsätze.

### 34.5.2 Wirkvorschriften

Auch hier wurde die Struktur der Regelung 13 als Blaupause verwendet. Die vorgeschriebene Wir-

kung ist auf den Bremsweg oder auf die mittlere Vollverzögerung bezogen.

Unterteilt wird in Bremsprüfungen nach folgenden Typen:

- Typ 0, normale Wirkung bei kalter Bremse sowie ausgekuppeltem bzw. eingekuppeltem Motor (alle Fahrzeugkategorien)
- Typ I, Prüfung des Absinkens der Bremswirkung bei heißen Bremsen (Kategorien M<sub>1</sub> und N<sub>1</sub>).

Für die Typ 0 Prüfung, geprüft aus einer Anfangsgeschwindigkeit von 100 km/h, muss eine aus dem Bremsweg zu errechnende mittlere Vollverzögerung von min. 6,43 m/s<sup>2</sup> erreicht werden.

Darüber hinaus ist ein Test zu fahren mit  $0,8v_{max} \leq 160$  km/h. Wobei  $v_{max}$  die bauartbedingte Höchstgeschwindigkeit ist. Hierbei muss eine über den Bremsweg errechnete mittlere Vollverzögerung von mindestens 5,76 m/s<sup>2</sup> erreicht werden.

### 34.5.3 Elektronisches Stabilisierungssystem ESC und Bremsassistent BAS

Anhang 9 der Regelung 13 H regelt sowohl das Elektronische Stabilitätsregelsystem ESC (umgangssprachlich ESP) als auch den Bremsassistenten BAS.

ESC ist für Fahrzeuge der Kategorien M<sub>1</sub> und N<sub>1</sub> ab dem 1.11.2011 für neue Fahrzeugtypen vorgeschrieben, ab dem 1.11.2013 für alle erstmals in Verkehr kommenden Fahrzeuge dieser Kategorien. Für Fahrzeuge dieser Kategorien mit einer Masse des betriebsbereiten Fahrzeugs von > 1,735 kg darf alternativ eine Überschlagregelung und eine Richtungsstabilisierung eingebaut werden, die den technischen Vorschriften des Anhangs 21 der Regelung Nr. 13 entspricht.

Beim Bremsassistent wird unterschieden in Systeme der Kategorien A und B. Kategorie A bedeutet ein System, das eine Notbremsung durch die vom Fahrer auf das Bremspedal ausgeübte Kraft erkennt. Kategorie B bedeutet ein System, das die Betätigungs geschwindigkeit als Kriterium für eine Notbremsung heranzieht. Der Bremsassistent ist nach

R 13 H nicht vorgeschrieben, jedoch wird im Falle der Ausrüstung eine Prüfung durchgeführt.

Für beide Systeme sind Wirkvorschriften beschrieben.

Bei ESC wird über die Gierwinkel-Geschwindigkeit die Querstabilität des Fahrzeugs beurteilt.

Im Falle des Bremsassistenten ist es u.a. die Forderung, dass alle Räder in die ABS-Regelung kommen.

Die Vorschrift gilt für alle Fahrzeugkategorien M, N, O und befasst sich im Wesentlichen mit folgenden Kriterien für Ersatzbremsscheiben und -Trommeln:

- Geometrische Eigenschaften
- Anforderungen an den Werkstoff
- Prüfung im Vergleich mit dem jeweiligen Originalteil sowie gemäß ECE Regelungen 13 respektive 13 H
- Verpackung und Kennzeichnung der Ersatzbremsscheiben und -Trommeln

### 34.5.4 Vorschriften für ABS Systeme

Die Vorschriften für ABS Systeme wurden analog den Vorschriften der Regelung 13 für Kraftfahrzeuge übernommen, auch hier werden die Kategorien 1 bis 3 unterschieden. s. hierzu ► [Abschn. 34.4.4](#).

### 34.5.5 Vorschriften für komplexe elektronische Systeme

Die Vorschriften für komplexe elektronische Systeme entsprechen denen der Regelungen 13 bzw. 79. s. hierzu ► [Abschn. 34.4.5](#).

### 34.6 Prüfung von Ersatzreibbelägen sowie Ersatzbremsscheiben und -trommeln

Ersatzreibbeläge werden nach ECE-Regelung 90 geprüft. R 90 gilt für Reibbeläge sowie Ersatzbremsscheiben und -trommeln von Kraftfahrzeugen, die nach den Regelungen 13 bzw. 13 H geprüft sind.

Diese Vorschrift gilt für alle Fahrzeugkategorien M, N sowie O und befasst sich im Wesentlichen mit folgenden Kriterien für Reibbeläge:

- Mechanische Eigenschaften (Scherfestigkeit, Druckfestigkeit, Werkstoffhärte).
- Prüfung der Belageigenschaften einschließlich eines Vergleichs mit dem Originalbelag sowie Prüfung gemäß den Regeln der Bremsenvorschrift ECE R 13 und 13 H.
- Verpackung und Kennzeichnung der Ersatzbrembsbeläge.

### 34.7 Notbremsassitzsysteme

Mit der sog. General Safety Regulation GSR, der EU Verordnung 621/2009 werden Notbremsassitzsysteme obligatorisch für Nutzfahrzeuge eingeführt. Das EU Parlament hatte hierbei die Intention, diese Systeme für alle Nutzfahrzeuge ( $M_2$ ,  $M_3$ ,  $N_2$  und  $N_3$ ) ab dem 1.11.2013 für neue Fahrzeugtypen und ab 1.11.2015 für erstmals in Verkehr kommende Fahrzeuge vorzuschreiben. Gleichwohl wurde vorgesehen, Fahrzeuge in begründeten Fällen auszunehmen. Die technischen Maßgaben werden bei der UN ECE in Genf, die eher politischen Maßgaben des Anwendungsbereichs für die EU Typgenehmigung sowie die Übergangsfristen werden in Brüssel unter Federführung der EU-Kommission erarbeitet. Die nachfolgend beschriebenen technischen Maßgaben für Notbremsassitzsysteme geben einen Überblick über die Anforderungen. ECE Regelung 131 und EU Verordnung 347/2012 beschreiben diese im Detail.

Sie legen als Notbremsassitzsystem folgendes fest: „Ein System, das einen möglichen Frontalzusammenstoß selbstständig erkennt und das Abbremsen des Fahrzeugs veranlassen kann, um einen Zusammenstoß zu verhindern oder abzumildern.“

Folgende Fristen bzw. Anwendungsbereiche sind für die EU in Kraft gesetzt, wobei in zwei Stufen unterschieden wird (s. a. □ [Tab. 34.5](#)):

U. a. die Fahrzeuge der Klassen A, I und II  $M_2$  und  $M_3$  sowie Sattelzugmaschinen < 8 t Gesamtgewicht und Gelenkbusse sowie bestimmte Geländefahrzeuge sollen grundsätzlich ausgenommen werden.

**Tabelle 34.5** AEBS – Anwendungsbereich (entsprechend VO(EU) 347/2012)

Fristensetzung	Randbedingungen	Anwendungsbereich
1. Stufe 11/2013 neue Typen 11/2015 erstmals in Verkehr kommende Fahrzeuge	Pneumatisches Bremssystem oder Luft-hydraulisches Bremssystem Pneumatisch gefederte Hinterachse	N <sub>2</sub> > 8 t, N <sub>3</sub> , M <sub>3</sub> Kl. III
2. Stufe 11/2016 neue Typen 11/2018 erstmals in Verkehr kommende Fahrzeuge		N <sub>2</sub> , N <sub>3</sub> , M <sub>3</sub> Kl. III

Die zwei Stufen 1 und 2 unterscheiden sich durch die Leistungsanforderungen.

Beide Stufen sehen eine Warnkaskade vor, die den Fahrer mehrfach hinweist, ggf. eine Bremsung einzuleiten. Vorgeschrieben ist eine erste Warnung mindestens 1,4 sec. vor der Notbremsphase, eine zweite Warnung min. 0,8 sec. vor der Notbremsphase.

Stufe 1: Auf ein stehendes Ziel muss eine Geschwindigkeitsreduzierung aus 80 km/h auf min. 70 km/h erfolgen. Auf ein sich mit einer konstanten Geschwindigkeit von 32 km/h bewegendes Zielfahrzeug darf aus 80 km/h keine Kollision erfolgen.

Stufe 2: Auf ein stehendes Ziel muss eine Geschwindigkeitsreduzierung aus 80 km/h auf min. 60 km/h erfolgen. Auf ein sich mit einer konstanten Geschwindigkeit von 12 km/h bewegendes Zielfahrzeug darf aus 80 km/h keine Kollision erfolgen.

## 34.8 US-amerikanische Bremsenvorschriften

### 34.8.1 FMVSS 105 – Hydraulische und elektrische Bremsanlagen

Diese Vorschrift gilt für Fahrzeuge mit hydraulischen und elektrischen Bremsanlagen und einer zulässigen Gesamtmasse von mehr als 3500 kg.

Die amerikanische Bremsenvorschrift beinhaltet eine sehr konkret formulierte Reihenfolge bei der Durchführung der einzelnen Prüfungen. Sehr ausführlich sind das Einfahren der Bremsbeläge und deren Reibpartner beschrieben.

Das Anforderungsniveau mit Blick auf die Verzögerung bzw. den Bremsweg ist in etwa vergleichbar mit ECE R 13. Jedoch existiert keine Wirkvorschrift für ABS-Systeme.

FMVSS 105 galt bis zum Jahre 2000 auch für leichtere Fahrzeuge, wurde hier jedoch durch FMVSS 135 abgelöst.

### 34.8.2 FMVSS 121 – Pneumatische Bremsanlagen

Diese Vorschrift gilt für alle Fahrzeuge mit pneumatischen Bremssystemen.

Sie ist nicht kompatibel mit der ECE-Regelung 13.

Neben dem Vorhandensein von bestimmten Sicherungseinrichtungen am Fahrzeug (Zweikreisigkeit, Sicherung gegen Druckabfall beim Anhängeranschluss, Warnsignal bei Druckabfall etc.) wird für alle Fahrzeugkategorien mit Pneumatikbremse ABS gefordert. Eine konkrete Leistungsanforderung für ABS ist jedoch nicht Teil der Vorschrift. Auch weist die Vorschrift eine Druck-Verzögerungszuordnung als Kompatibilitätskriterium für Zugfahrzeug und Anhänger aus.

### 34.8.3 FMVSS 106 – Bremsschlauchleitungen

Diese Vorschrift gilt für alle Bremsschlauchleitungen in Fahrzeugen.

Unterteilt wird in Hydraulik-, Pneumatik- und Unterdruck-Bremsschlauchleitungen. Diese Vorschrift ist weltweit die einzige ihrer Art.

Die Anforderungen sehen im Wesentlichen vor:

- Kennzeichnungs- und Verpackungsvorschriften
- Prüfung der Dehnungs- und Berstfestigkeit
- Dauerbiegefesteitgkeit (35 Stunden-Test (whip-test))
- Zugfestigkeitstest
- Tests betreffend Wasserabsorption und Berstfestigkeit, Zugfestigkeit und Dauerbiegefesteitgkeit
- Tieftemperaturbeständigkeit
- Beständigkeit gegen andere Medien (Bremsflüssigkeit resp. Öl)
- Ozonfestigkeit
- Korrosionsfestigkeit der Armatur.

#### **34.8.4 FMVSS 116 – Bremsflüssigkeiten für Kraftfahrzeuge**

Diese Vorschrift gilt für alle Bremsflüssigkeiten für hydraulische Bremssysteme.

Die Vorschrift unterteilt grundsätzlich in drei unterschiedliche Bremsflüssigkeitskategorien bzw. -qualitäten: DOT 3, DOT 4 und DOT 5.

Geprüft werden im Wesentlichen:

- Siedpunkt
- Kinematische Viskosität
- Beständigkeit bei hoher Temperatur sowie chemische Beständigkeit
- Eigenschaften bei niedriger Temperatur
- Verdunstung
- Wassergehaltstoleranz
- Kompatibilität mit anderen Bremsflüssigkeitssorten sowie mit bestimmten Gummiqualitäten.

Vorgeschrieben ist ferner die Farbe (farblos bis gelb bzw. rot für Flüssigkeiten auf Silikonbasis). Auch sind Vorschriften für Verpackung und Kennzeichnung ausgeführt.

#### **34.8.5 FMVSS 135 und ECE R 13 H**

Die Vorschriften FMVSS 135 sowie ECE-Regelung 13 H sind als erste weltweit harmonisierte Vorschriften konzipiert worden, einige Jahre bevor das

Abkommen der UN-ECE von 1998 zur weltweiten Harmonisierung formuliert und in Kraft getreten war. Aufgrund der unterschiedlichen Genehmigungsstrukturen in den USA (Selbstzertifizierung) und Europa (Typgenehmigungsverfahren) sind beide Vorschriften zwar nicht wortgleich, jedoch bis auf den Themenkreis ABS technisch kompatibel.

ECE-Regelung 13 H gilt für Bremssysteme von Fahrzeugen der Kategorie M<sub>1</sub> und N<sub>1</sub>. Der Gültigkeitsbereich der FMVSS 135 erstreckt sich auf Kraftfahrzeuge bis 3500 kg Gesamtmasse. Zwischenzeitlich hat auch Japan als Unterzeichnerstaat des Abkommens von 1958 die Regelung 13 H als gleichwertig zu seinen nationalen Vorschriften anerkannt.

Beide Regelungen umfassen auch Bremssysteme mit Energierückgewinnung.

Die beiden Vorschriften FMVSS 135 sowie R 13 H unterscheiden sich von den Anforderungen der R 13 mit Blick auf leichte Fahrzeuge im Wesentlichen in folgenden Punkten:

- Kraftschlussausnutzung bzw. Bremskraftverteilung
- Vorschriften für ABS-Systeme (in FMVSS 135 nicht beinhaltet)

Die Bremskraftverteilungskurven beinhalten keine Ausnahmebereiche (Entfall des French window s. a. ► Abschn. 34.4.3).

#### **Literatur**

1. Europäische Union: RICHTLINIE 2007/46/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 5. September 2007 zur Schaffung eines Rahmens für die Genehmigung von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern sowie von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge (Rahmenrichtlinie)
2. Europäische Union: Verordnung (EG) Nr. 661/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 13. Juli 2009 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen, Kraftfahrzeuganhängern und von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge hinsichtlich ihrer allgemeinen Sicherheit
3. UN-ECE: Abkommen von 1958, Übereinkommen über die Annahme technischer Bedingungen für Radfahrzeuge, Ausrüstungsgegenstände und Teile, die in Radfahrzeuge(n) eingebaut und/oder verwendet werden können, und die Bedingungen für die gegenseitige

- Anerkennung von Genehmigungen, die nach diesen Vorschriften erteilt wurden, Revision 2 (3. Februar 1995)
4. UN-ECE: ECE-Regelung 13, Einheitliche Vorschriften für die Genehmigung von Fahrzeugen der Klassen M, N und O hinsichtlich der Bremsen, Revision 7, einschließlich Änderung 11, Ergänzung 13 vom 8. Oktober 2015
5. UN-ECE: ECE-Regelung 13 H, Einheitliche Vorschriften für die Genehmigung von Personenkraftwagen hinsichtlich der Bremsen, Ergänzung 16 vom 15. Juni 2015
6. UN-ECE: ECE-Regelung 90, Einheitliche Vorschriften für die Genehmigung von Ersatz-Bremsbelag-Einheiten und Ersatz-Trommelbremsbelägen für Kraftfahrzeuge und ihre Anhänger, Änderungsserie 02 vom 28. Oktober 2011
7. UN ECE: ECE Regelung 131, Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Notbremsassistentensysteme (AEBS), Ergänzung 1 zur Änderungsserie 01 vom 13. Februar 2014
8. USA/Bund: FMVSS 105, 49 Code of Federal Register § 571.105– Federal Motor Vehicle Safety Standard 105; Hydraulic and electric brake systems, 49 CFR Ch. V, e-CFR as of September 1, 2016
9. USA/Bund: FMVSS 106, 49 Code of Federal Register § 571.106– Federal Motor Vehicle Safety Standard 106; brake hose assemblies, 49 CFR Ch. V, e-CFR as of September 1, 2016
10. USA/Bund: FMVSS 116, 49 Code of Federal Register § 571.116– Federal Motor Vehicle Safety Standard 116; Brake fluids for motor vehicles, 49 CFR Ch. V, e-CFR as of September 1, 2016
11. USA/Bund: FMVSS 121, 49 Code of Federal Register § 571.121– Federal Motor Vehicle Safety Standard 121; Pneumatic brake systems; 49 CFR Ch. V, 10-1-04 Edition
12. USA/Bund: FMVSS 135, 49 Code of Federal Register § 571.135– Federal Motor Vehicle Safety Standard 135; Brakes systems for light vehicles; 49 CFR Ch. V, e-CFR as of September 1, 2016
13. UN-ECE: Abkommen von 1998, Übereinkommen über die Restlegung globaler technischer Regelungen für Radfahrzeuge, Ausrüstungsgegenstände und Teile, die in Radfahrzeuge(n) eingebaut und/oder verwendet werden können (25. Juni 1998)
14. Europäische Union: Verordnung (EU) Nr. 347/2012 der Kommission vom 16. April 2012 zur Durchführung der Verordnung (EG) Nr. 661/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Notbremsassistentensystemen für bestimmte Fahrzeugklassen.

# Wartung und Diagnose von Bremsanlagen

*Ulrich Güllering, Peter Jobelius und Roman Rotter*

- 35.1 Einfluss von Normen, Regeln und Gesetzen in der Praxis – 748**
  - 35.1.1 Grundlagen – 748
  - 35.1.2 Bremsflüssigkeit – 748
  - 35.1.3 Bremsschläuche – 748
  - 35.1.4 Hauptbremszylinder, Radzylinder, Bremsgehäuse – 749
  - 35.1.5 Bremsscheiben – 749
  - 35.1.6 Bremsbeläge/Bremsbacken – 749
- 35.2 Bremsendiagnose – 749**
  - 35.2.1 Geräusche und Vibrationen – 749
  - 35.2.2 Pedalbox – 750
  - 35.2.3 Bremskraftverstärker – 750
  - 35.2.4 Hauptbremszylinder – 751
  - 35.2.5 Rohrleitungen und Bremsschläuche – 752
  - 35.2.6 Bremsen – 752
  - 35.2.7 Druckregler – 756
  - 35.2.8 Bremsflüssigkeit – 757
  - 35.2.9 ABS, BA, EHB, VSC und weitere – 757
- 35.3 Umwelt- und zeitwertgerechte Reparatur und Wartung – 757**
- 35.4 Testgeräte – 758**
  - 35.4.1 Diagnosetestgeräte – 758

## 35.1 Einfluss von Normen, Regeln und Gesetzen in der Praxis

Bremssysteme sind Sicherheitssysteme. Um die Qualität der Wartung abzusichern wurden Normen und Richtlinien für Ersatzteile und Flüssigkeiten erstellt. Durch die Normen wird sichergestellt, dass sicherheitskritische Bauteile die erwarteten Eigenschaften wie zum Beispiel Leistung, das Verhalten bei verschiedenen Temperaturen, die chemischen Eigenschaften, vorweisen.

### 35.1.1 Grundlagen

Generell gilt, dass alle in den Verkehr gebrachten Kraftfahrzeuge früher nach nationalen, heute nach internationalen Richtlinien überprüft und homologiert wurden.

Für den Bereich der PKW Bremse sind die Richtlinien nach EEC. Direktive 71/320 ff., 70/156/EWG, bzw. ECE R 13 ff. maßgebend. Die US amerikanischen Richtlinien FMVSS 105 und FMVSS 135 (für Fahrzeuge zugelassen nach dem 1. September 2000) werden im Wesentlichen von den vorgenannten Richtlinien abgedeckt.

Im Falle des Austausches einer Komponente des Bremssystems, darf nur ein Ersatzteil eingesetzt werden das die folgenden Kriterien erfüllt:

- Original Ersatzteil oder
- Ersatzteil mit Homologation (KBA) Nr., ECE Nr. oder
- Ersatzteil gleicher Dimension und gleichen Materials (wenn keine Homologationsforderung besteht)

Eine Missachtung der geltenden gesetzlichen Regelungen führt zum Erlöschen der Betriebserlaubnis was entsprechende Folgen auch für den eventuellen Haftungsfall mit sich bringt.

### 35.1.2 Bremsflüssigkeit

Normen: SAE J 1703, SAE J 1704, DOT3, DOT4, DOT5 ff., FMVSS 571.116

Alle oben beschriebenen Normen stellen Standards dar, die die Mindestanforderungen für die

verschiedenen Bremsflüssigkeiten beschreiben. Diese unterscheiden sich im Wesentlichen im Trocken-/Nasssiedepunkt, in der Viskosität bei Tieftemperatur, aber auch in ihrem Verhalten gegenüber den mit ihnen in Berührung kommenden Metallen und Gummikomponenten. Die Entwicklung moderner Bremsflüssigkeiten geht zunehmend in Richtung niedriger Viskosität bei Tieftemperatur. Hier kommen die Bremsflüssigkeitshersteller einer Forderung der Fahrzeug- und Bremsenhersteller nach die sicherstellen müssen, das die Ansprech- und Reaktionszeit moderner Bremssysteme (z. B. ABS, TC), Spurstabilitätskontrolle) insbesondere auch unter Tieftemperaturbedingungen funktionieren. Entsprechend der Kennzeichnungspflicht (nach ECE R 13 bzw. ECE 71/320 ff.) ist im Umkreis von 100 mm des Bremsflüssigkeitsvorratsbehälters ein Warnhinweis angebracht, der die zu verwendende Qualitätsstufe vorschreibt. Obwohl die Fachliteratur das Mixen verschiedener Qualitätsstufen erlaubt, sollte man nach Möglichkeit davon absehen und nur die vom Fahrzeughersteller festgelegte Qualitätsstufe verwenden. Insbesondere das Quellverhalten der Gummikomponenten ist auf die vom Fahrzeughersteller festgelegte Bremsflüssigkeit abgestimmt und kann in Verbindung mit anderen Qualitätsstufen variieren.

### 35.1.3 Bremsschläuche

Normen: SAE J 1401 ff., FMVSS 571.106, ISO 3996

Die genannten Normen beschreiben die Mindestanforderungen für Kennzeichnung, Leistung, Befestigung und Anschlüsse von Bremsschläuchen für Pkws, Lkws und Motorräder.

Für den Fall der Reparatur gilt es darauf zu achten, nur solche Schläuche einzusetzen, die den Kennzeichnungspflichten genügen. Insbesondere müssen der Hersteller und die zu Grunde gelegte Spezifikation erkennbar sein. Darüber hinaus muss eine entsprechende Kennzeichnung das Verdrehen des Schlauches klar erkennen lassen. Sollte nach einem Gebrauch im Fahrzeug die Kennzeichnung nicht mehr lesbar sein, aber die Notwendigkeit bestehen den Schlauchhersteller zu benennen, kann dies geschehen indem man die in den Schlauch eingewebten Fäden identifiziert und deren Farbe

mit Hilfe der im Anhang der Spezifikation SAE J 1401 befindlichen Tabelle dem Schlauchhersteller zuweist.

### 35.1.4 Hauptbremszylinder, Radzylinder, Bremsgehäuse

Für Haupt- und Radzylinder sind keine expliziten Normen festgelegt. Hier gelten die Regeln wie sie in den obengenannten Grundlagen beschrieben sind. Im Falle des Austausches ist besonders darauf zu achten, dass nur Ersatzteile gleichen Durchmessers Verwendung finden. Durchmesser- und Designveränderungen führen zu einer geänderten Fahrzeugabstimmung und müssen somit aufgrund der potenziellen immanenten Gefahr begutachtet werden oder führen zum Erlöschen der Betriebserlaubnis.

### 35.1.5 Bremsscheiben

siehe Grundlagen (► Abschn. 35.1.1).

Zu Beachten ist, dass im Markt vertriebene gelochte und/oder gerillte Bremsscheiben einer Homologation (TÜV in Deutschland, UTAC in Frankreich, RDW in den Niederlanden, ...) bedürfen, auch wenn sie in ihren Haupteigenschaften identisch mit dem Originalersatzteil sind.

### 35.1.6 Bremsbeläge/Bremsbacken

Im Reparaturfall dürfen Bremsbeläge bzw. Bremsbacken lediglich gegen Originalteile oder Ersatzteile, freigegeben nach ECE R 90 oder der Richtlinie 98/12/EG Anhang XV, Verwendung finden. Sowohl Bremsbeläge/Bremsbacken als auch deren Verpackung müssen regelkonform gekennzeichnet sein und sind an der ECE R 90 Nr./No. erkennbar.

Für Pkws und Kleintransporter, zugelassen vor dem 1. April 2001, müssen die Ersatzteile mindestens mit einer KBA Nummer (Kraftfahrtbundesamt) gekennzeichnet sein.

## 35.2 Bremsendiagnose

Vor der Wartung und Reparatur sind einige grundätzliche Zusammenhänge zu beachten. Oft sind Fehler, die erst beim Bremsen auftreten, nicht bei der Bremse selbst zu suchen. Bevor eine Diagnose für die Bremsanlage durchgeführt werden kann, ist eine Prüfung der peripheren Bauteile durchzuführen. Es sollten daher im Besonderen Lenkung und Fahrwerk geprüft werden. Besonderer Augenmerk ist auf das Fahrwerk (die achsgeometrischen Werte, Schwingungsdämpfer, Federung und Radnaben) zu richten. Erst wenn die Werte den Spezifikationen entsprechen, ist als nächster Schritt die Überprüfung der Bremsanlage vorzunehmen. Grundsätzlich sind die in diesem Kapitel aufgeführten Wartungs- und Diagnosearbeiten beispielhaft. Für die genaue Vorgehensweise ist grundsätzlich die Wartungs- und Diagnoserichtlinie des Fahrzeugherrschlers zu beachten.

### 35.2.1 Geräusche und Vibrationen

Als Ursache für Geräusche und Vibrationen sind unter anderem Geometriefehler der Bremsscheiben anzusehen. Die daraus entstehenden Momentenschwankungen sind meistens auf Dickenabweichungen zurückzuführen. Sie können während der Fertigung der Bremsscheibe entstehen. Ebenso ist es möglich, dass es beim Fahrbetrieb zu „Auswaschungen“ durch partiell anliegende Bremsbeläge kommt. Als eine weitere Ursache ist der Bereich Falschmontage zu sehen (Schmutz, Korrosion, Grat, zu hohes Drehmoment durch Schlagschrauber, etc.). Die Wahrnehmung für den Fahrer ist ein temperaturunabhängiges, pulsierendes Bremspedal (Kaltrubbeln).

Wenn es beim Abbremsen aus höherer Geschwindigkeit zu einem pulsierenden Bremspedal und Vibrationen im Lenkrad kommt, spricht man von Heißrubbeln. Die Ursache dieses Phänomens sind Materialspannungen in der Bremsscheibe, die bei Erhitzung zu Reibwertschwankungen und damit zu Bremsmomentenschwankungen führen.

Das Bremsenquietschen wird durch hoch frequente Reibwertschwankungen während des Bremsvorganges hervorgerufen. Diese Schwankungen induzieren Schwingungen unterschiedlicher Frequenzen in das Radaufhängungssystem. Abhängig vom Design des Fahrwerks, der Bremsanlage und der Größe der Schwingungen, können Geräusche in den verschiedensten Frequenzen und Lautstärken auftreten.

Zur Dämpfung dieser Vibrationen/Geräusche werden heute üblicherweise Dämpfungsbleche auf die Belagrückenplatte aufgebracht. Beschädigte oder lose Dämpfungsbleche beeinträchtigen die Funktion. Spezielle Bleche sind drehrichtungsbabhängig ausgelegt. Ein falscher Einbau führt in der Regel zu Geräuschen. Ebenso kann sich eine schräge Abnutzung einstellen.

### 35.2.2 Pedalbox

Die Pedalbox gilt heute als wartungsfrei ausgelegt. Bei Symptomen die auf einen Fehler der Kinematik deuten sind die Leichtgängigkeit, die Befestigung und der mechanische Verschleiß (Pedalgummi, Lagerspiel, etc.) zu kontrollieren.

#### Mechanik

##### Pedalweg zu lang

Langer Pedalweg kann mehrere Gründe haben (zum Beispiel Spiel in der Pedalbox oder Spiel zwischen der Druckstange und Bremskraftverstärker). Folge dieses Spiels sind oftmals auch Klappergeräusche. Bei Fahrzeugen mit Trommelbremsen kann der Luftspalt zwischen Bremsbacken und Bremstrommel zu groß sein. Die Ursache hierfür kann eine unzureichende Nachstellung sein. Bei Scheibenbremsystemen mit Schrägverschleiß an den Belägen tritt dieser Effekt ebenso auf.

Eine weitere Ursache für ein „langes“ Pedal ist eine Leckage in der Hydraulik. Üblicherweise werden diese Fehler an einem zu geringen Bremsflüssigkeitsstand erkannt. Luftblasen in der Hydraulikflüssigkeit können ebenso einen langen Pedalweg verursachen. Zusätzlich tritt dabei der Effekt eines weichen Pedals auf. Durch die daraus resultierende, erhöhte Volumenaufnahme reduzieren sich die Sicherheitsreserven des Bremssystems.

##### Bremspedal zu weich

Ein so genanntes „weiches Pedal“ fühlt sich beim Betätigen schwammig an. Grund sind in der Regel eingeschlossene Luftblasen. Da sich Luft, im Gegensatz zur Bremsflüssigkeit, hoch komprimieren lässt, reagiert das Pedal mit einem zu weichen Ansprechen. Ein ähnlicher Effekt tritt auf, wenn Aufgrund des Alters die Bremsschläuche sich bei gleichem Druck mehr ausdehnen. Mechanisches Spiel in der Pedalbox zählt, in seltenen Fällen, ebenso zu den Verursachern von weichem Pedalverhalten.

##### Bremspedal zu hart

Ein hartes Pedal tritt bei Schäden wie festsitzenden Kolben in den Bremszangen und den Radzylin dern oder beim Ausfall des Bremskraftverstärkers auf.

##### Pedal vibriert

Siehe Geräusche und Vibrationen ([► Abschn. 35.2.1](#)).

##### Pedalbetätigungsgeräusche

Geräusche die beim Betätigen des Bremspedals (im Stillstand) auftreten, entstehen häufig durch Ansauggeräusche des Vakuumbremskraftverstärkers. Durch Verwendung spezieller Filter werden diese Geräusche auf ein Minimum unterdrückt. Es ist im Einzelfall zu bestimmen, ob das Geräusch die Spezifikationen überschreitet.

#### Elektrik

Elektrische Bauteile am Bremskraftverstärker/Pedalerie sind Bremslichtschalter (es können auch zwei eingebaut sein: einer für das Bremslicht und ein zusätzlicher für das ABS/Fahrdynamik-System), Wegaufnehmer zur Rückmeldung des Hauptbremszylinderbetätigungswege als elektrische Kenngröße an das Steuergerät und die Magnetventile für die Bremsassistentfunktion.

### 35.2.3 Bremskraftverstärker

#### Mechanische Bremskraftverstärker

Hauptursachen von Ausfällen bei mechanischen, auf Unterdruck basierenden Verstärkern, ist der fehlende Unterdruck. Die Gründe für fehlenden Unterdruck können sein: Leckage in der Versorgungsleitung zum Bremsgerät, falsch eingestellte

Drosselklappe (zu weit geöffnet, dadurch keine Unterdruckbildung); Vakuumrückschlagventil defekt. Bei Dieselfahrzeugen kann als Fehlerquelle die mechanische Vakuumpumpe in Betracht kommen. Eingebaut sind diese Pumpen oft an der Lichtmaschine oder am Ventiltrieb. Sollten sich bei einem Dieselmotor Ölspuren im Bremskraftverstärker finden, ist die mechanische Vakuumpumpe zu überprüfen und auszutauschen. Ebenso sind im Normalfall Leitungen und Rückschlagventile zu ersetzen um Folgeschäden vorzubeugen. Mechanische Bremskraftverstärker sind im Allgemeinen wartungsfrei. Ebenso kann die Membrane des Bremsgerätes Undichtigkeiten aufweisen. Bremskraftverstärker sind im Zweifelsfall auszutauschen. Die Überprüfung erfolgt durch mehrmaliges Betätigen bei stehendem Motor. Nachdem das Pedal einen harten Widerstand signalisiert, wird der Motor bei betätigtem Pedal gestartet. Das Pedal muss sich bei gleich bleibender Betätigungsstärke nach unten bewegen.

### Hydraulische Bremskraftverstärker

Bei hydraulischen Bremskraftverstärkern ist ein besonderes Augenmerk auf die Servopumpe und das Druckbegrenzungsventil zu legen. Da die hydraulische Bremskraftverstärkung als Kraftquelle in der Regel die Servolenkungspumpe nutzt, geht bei Ausfall oder Minderleistung dieser Pumpe auch die Bremskraftverstärkung völlig oder teilweise verloren. Eine andere Ursache von Fehlfunktionen kann auf der Seite des Druckbegrenzungsventils liegen, dass für die Höhe des Aussteuerdrückes verantwortlich ist. Mit einer Druckmessung können die wesentlichen Werte die zu einer Diagnose erforderlich sind gemessen werden. Zu den Wartungsarbeiten die hier anfallen, zählt der regelmäßige Wechsel des Servolenkungskeilriemens. Zu diesem System gehört noch ein Hydrospeicher der bei einem Druck von ca. 35 bis zirka 60 bar (systemabhängig) arbeitet. Wenn der Hydrospeicher korrekt arbeitet, liefert er noch herstellerabhängig, für bis zu 12 Bremsungen den notwendigen Druck; unabhängig von der Energieversorgung. Als Federlement dient im Allgemeinen N<sub>2</sub> (Stickstoff) das durch eine Membran vom Hydrauliköl getrennt ist. Dieser Druckspeicher ist wartungsfrei und wird nur als komplette Einheit getauscht. Die einfachste Art

der Überprüfung der Membrane läuft wie folgt ab: Motor im Leerlauf laufen lassen, nach gegebener Zeit wird der Motor abgestellt. Nun wird das Bremspedal mit einer Kraft die einer Vollbremsung entspricht betätigt. Die Anzahl der Betätigungen mit spürbarer Bremskraftunterstützung sollte in etwa 12 oder mehr Betätigungen entsprechen (Abweichungen je nach Bauart sind hier möglich). Alle anderen Prüfungen verlangen mehr Aufwand und sind ausschließlich nach den Richtlinien des Fahrzeugherstellers zu prüfen – in der Regel mit einem speziellen Prüfgerät.

Eine Warnung an dieser Stelle – diese Anlagen werden in der Regel mit Hydrauliköl betrieben. Bei Kontamination mit auf Glycol basierenden Bremsflüssigkeiten wird die komplette Bremsanlage beschädigt; bis hin zum Kreisausfall. Achtung: bei Wartungsarbeiten an dieser Anlage ist stets der Speicherdruck durch Betätigen des Bremspedals abzubauen.

### Elektro-Hydraulische Bremskraftverstärker

Im Unterschied zu den hydraulischen Bremskraftverstärkern besitzen elektro-hydraulische Verstärker einen Elektromotor mit einer nachgeschalteten Kolbenpumpe. Ein Druckschalter regelt den Druck des Hydrospeichers in etwa zwischen 110 und 180 bar. Auch für diese Anlage gibt es im Falle eines Ausfalls der Hydraulik-Pumpe eine ausreichende Reserve für circa 12 Bremsungen. Nach dem Ausfall der Hilfskraft ist Bremsen noch möglich – stark erhöhte Fußkraft beim Bremsen ist die Folge.

### 35.2.4 Hauptbremszylinder

#### Sichtprüfung

Bei der Sichtprüfung des Hauptbremszylinders wird zuerst der Flüssigkeitsstand im Vorratsbehälter überprüft. Ebenso darf die Belüftungsbohrung des Behälterdeckels nicht verlegt sein. Ausgleichbehälter, Hauptzylinder, eventuell vorhandene Bremslichtschalter, Bremskraftregler und Vordruckventile sind auf äußerliche Unversehrtheit zu prüfen. Gleichermassen ist auch auf Undichtigkeiten zu achten. Kontamination mit Fremdstoffen muss ebenso aus-

geschlossen sein, da diese Verschmutzung zu erhöhtem Verschleiß führt. Es darf keine Spur von Bremsflüssigkeit zu sehen sein. Sollte Bremsflüssigkeitsverlust festgestellt worden sein, der keine äußerliche Spuren hinterlässt, so sind zwei Möglichkeiten in Betracht zu ziehen. Die erste Möglichkeit ist, dass Bremsflüssigkeit über den Hauptzylinder in den Bremskraftverstärker eindringt. Um dieses festzustellen, ist der Hauptzylinder auszubauen oder durch eine andere Öffnung zu kontrollieren, ob sich Bremsflüssigkeit im Inneren des Verstärkers befindet. Die zweite Möglichkeit ist ein Bremsflüssigkeitsverlust der Radzyylinder. Eher unwahrscheinlich ist eine Leckage bei ABS-Anlagen oder Bremszangen.

### Niederdruckprüfung

Zur Prüfungsvorbereitung wird die Bremse mehrmals mit einem Überdruck von zirka 25 bar beaufschlagt. Von diesem Wert wird abfallend ein Überdruck von  $3,5 \pm 1,5$  bar eingestellt. Dieser Überdruck wird mithilfe eines Pedalfeststellers für 5 min gehalten und darf nicht abfallen. Während des Niederdruck-Test müssen der Feststeller und die gesamte Anlage vollkommen ruhig stehen, denn geringste Änderungen können Messverfälschungen verursachen.

### Hochdruckprüfung

Mit einem Pedalfeststeller wird ein Überdruck zwischen 50 und 100 bar eingestellt. Die Grenze des zulässigen Druckabfalls liegt bei 10 % in 10 min. Ist ein Vakuum Bremskraftverstärker eingebaut wird diese Prüfung einmal mit und einmal ohne Unterstützungskraft des Bremskraftverstärkers durchgeführt.

### Vordrucktest

Zuerst wird ein Druck zwischen 50 und 100 bar eingesteuert, danach das Pedal auf Lösestellung zurückgenommen. Es sollte sich nun ein Druck, je nach Hersteller, zwischen 0,4 und 1,7 bar, einstellen. Sinkt der Druck in 5 min unterhalb von 0,4 bar ab, ist eine Undichtigkeit im Vordruck oder Bodenventil die Ursache (Voraussetzung zum Tausch ist die bestandene Niederdruckprüfung, da ansonsten ein Fehler im Hauptzylinder die Ursache ist). Vordruck oder Bodenventile befinden sich lediglich in Systemen mit Trommelbremsen.

### Bremslichtschalter

Es gibt 2-polige und 3-polige Bremslichtschalter, deren Testwerte sich unterscheiden. Bei 2-poligen Schaltern ist der Einschaltdruck des Schalters in der Regel zwischen 3 und 6 bar. 3-polige Schalter haben einen Einschaltdruck um die 5,5 bis 7,5 bar. Unterhalb der jeweiligen Werte darf das Bremslicht nicht aufleuchten, darüber muss das Bremslicht unterbrechungsfrei aufleuchten.

### 35.2.5 Rohrleitungen und Bremsschlüche

Rohrleitungen und Bremsschlüche unterliegen der regelmäßigen Hauptuntersuchung, typische Fehler in diesem Bereich sind Korrosion der Rohrleitungen und Alterung der Bremsschlüche. Durch Scheuern am Aufbau entsteht mechanischer Abrieb. Dieser entsteht oft aus Folgeschäden von Unfällen oder Montagefehlern. Grundsätzlich ist bei Reparaturen peinlich genau auf die berührungs- und spannungsfreie Verlegung der Leitungen und Schlüche zu achten. Bremsleitungen für den Einbau in Kraftfahrzeugen unterliegen der SAE J 1401. In dieser Norm sind alle wichtigen Eigenschaften, die Bremsschlüche betreffen, enthalten. Bremsschlüche haben auf ihrer Oberfläche zusätzlich farbige oder in das Material eingeprägte Streifen, die ein axiales Verdrehen anzeigen und damit den richtigen Einbau erleichtern. Die Prüfmethode für Rohrleitungen und Bremsschlüchen ist die in Sichtprobe auf Korrosion, Scheuerstellen, Aus- und Einbeulungen sowie Risse. Bei Montage von neuen Bremsschlüchen ist darauf zu achten, dass nur freigegebene Ersatzteile die der Norm SAE J1401 entsprechen, verwendet werden.

### 35.2.6 Bremsen

#### Nachlassen der Bremswirkung (Fading)

Beim Bremsen wird Bewegungsenergie mithilfe von Reibung in Wärme umgesetzt. Diese Wärme muss von den am Bremsen beteiligten Bauteilen aufgenommen und an die Umwelt abgegeben werden. Wird ein Belag über die spezifizierte maxi-



Abb. 35.1 Typische Schadensbilder von Bremsscheiben

male Temperatur überhitzt, kommt es durch chemisch/physikalische Prozesse im Reibmaterial zu einer verminderten Bremsleistung. Bei kurzeitiger Überhitzung, erkennbar durch einen schmalen grau/weißen Rand am Bremsbelag, regeneriert sich der Belag wieder. Hält die Überlastung über einen längeren Zeitraum an, wird der Belag zerstört und ist auszutauschen.

## Scheibenbremsen

### Bremszangen

Bei der Inspektion von Bremszangen sind mechanische Schäden wie Verschmutzung und Korrosion der Belag- und Zangenführungen ein besonderes Augenmerk zu widmen. Ebenso ist der Bereich um die Kolben genauestens zu inspizieren. Eine beschädigte Staubmanschette führt hier zur Korrosion des Kolbens und der Bohrung. Durch festsitzende Kolben fehlt den Bremsbelägen das Lüftspiel. Die Folge sind überhitzte Bremsbeläge.

### Bremsscheiben

Bei Bremsscheiben sind mögliche Fehler Montagefehler oder Geometriefehler der Bremsscheiben, s. Kapitel Geräusche und Vibrationen (► Abschn. 35.2.1). Abb. 35.1 zeigt typische Schadensbilder in Bremsscheiben.

### Beläge

Vor dem Einbau ist eine visuelle Prüfung durchzuführen hinsichtlich Reibflächenstruktur, Rissen, Stoßstellen und Blasen. Grundlage hierfür sind die von der FEMFM erstellten Standards.

Während des Gebrauchs ist die Bremsanlage regelmäßig zu überprüfen. Ein besonders Augenmerk sollte auf das Verschleißbild von Bremsscheiben und Belägen gerichtet werden. Die Mindestdicke der Beläge sollte 3 mm nicht unterschreiten.

Nach dem Ausbau der Beläge und Scheiben lassen sich durch deren Begutachtung Rückschlüsse auf den Zustand der Bremsanlage ziehen, siehe

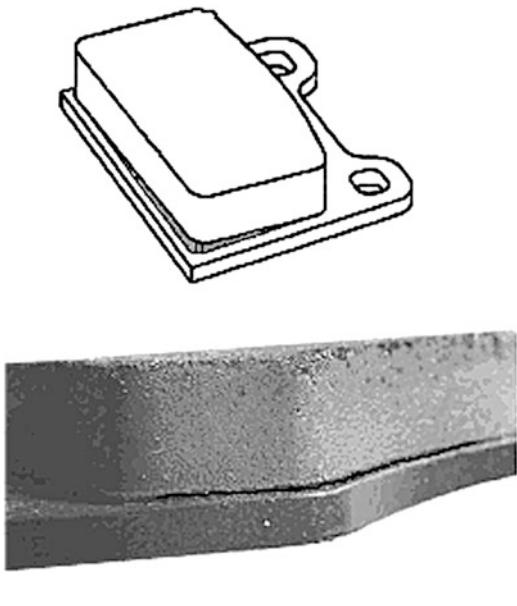


Abb. 35.2 Abgehobene Belagmasse = unzulässig

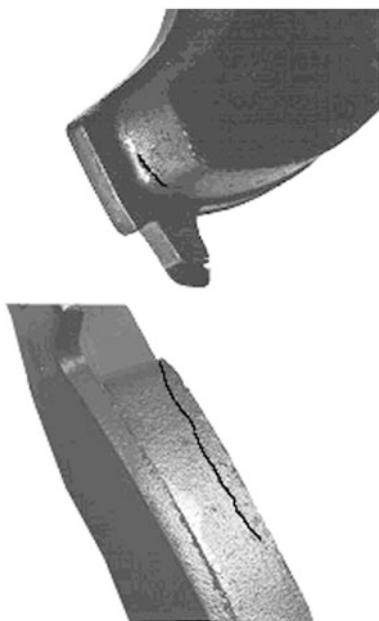


Abb. 35.4 Risse – länger 30 mm oder 10 mm um eine Ecke verlaufend – sind unzulässig. Spalttiefen bis 1,5 mm zulässig



Abb. 35.3 Stoßstellen = 1% Belagoberfläche zulässig

Abb. 35.2, Abb. 35.3 und Abb. 35.4. Wenn Beläge ungleichmäßig verschlissen sind, ist der Grund in den Führungen der Beläge und/oder der Gehäuseführung zu suchen. Abb. 35.5 gibt einen Eindruck von dem Schadensbild überhitzter Bremsbeläge.

### Verschleißkontrolleinrichtungen

Die Kontrolle des Verschleißzustandes der Bremsbeläge kann mit unterschiedlichen Funktionsprinzipien durchgeführt werden, Abb. 35.6

#### ■ Akustische

Bei akustischen Verschleißkontrolleinrichtungen handelt es sich in der Regel um eine Art Klammer, die am Belag angebracht wird. Erreicht dieser Belag die spezifizierte Mindestdicke, so schleift eine Zunge dieser Klammer auf der Reibfläche der Bremsscheibe. Dadurch wird ein lautes Geräusch erzeugt, dieses Geräusch zeigt dem Fahrer an, dass die Beläge verschlissen sind.



Kurzzeitig überhitzter Belag, erkennbar am grauen Rand

Durch langzeitige Überhitzung zerstörter Belag

Abb. 35.5 Überhitzte Bremsbeläge

#### ■ Optische

Arbeiten wie ein Zeiger. Der Verschleiß der Beläge wird durch die Stellung eines Zeigers angezeigt.

#### ■ Elektrische

Es gibt zwei hauptsächlich verwendete Arten von elektrischen Bremsbelagverschleißanzeigen. Systeme die einen Leiter benutzen zeigen die Verschleißgrenze dadurch an, dass dieser Draht mit der Bremsscheibe in Berührung kommt. Über diesen Kontakt bekommt das System eine Verbindung hin zur Masse – die Kontrollleuchte leuchtet. Im zweiten System werden zwei Kabel als Schleife eingesetzt. Dadurch ergeben sich zwei Möglichkeiten: die erste ist, dass bei Kontakt dieser Schleife zur Masse, die Kontrollleuchte illuminiert wird. Zweite Möglichkeit: die Kontrollleuchte leuchtet bei einer Unterbrechung dieser Schleife auf.

### Prüfungen

Prüfungen beschränken sich bei elektrischen Verschleißanzeigen auf Durchgangs- und Widerstandsmessungen. Bei mechanischen oder

optischen Anzeigen wird die Stellung, Befestigung und die Beschaffenheit kontrolliert.

### Trommelbremsen

#### Radzyylinder

Von außen lassen sich Radzyylinder in der Regel nicht prüfen. Zur Prüfung muss die Bremstrommel demontiert werden. Überprüft wird ein Radzyylinder auf Leckage, Freigängigkeit der Kolben und Korrosion. Des Weiteren sind Staubkappen auf korrekten Sitz und Beschädigung zu prüfen.

#### Nachstelleinrichtungen

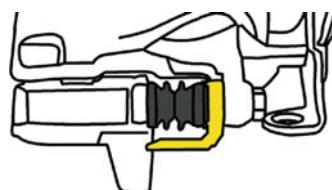
Nachstelleinheiten, die den Verschleiß von Belagmaterial und Bremstrommel ausgleichen, sind auf Gängigkeit und Sitz zu kontrollieren, Abb. 35.7. Korrodierte Federn und Thermoclip sind aus Sicherheitsgründen zu tauschen.

#### Bremsbacken

Bremsbacken können in der Regel durch eine Inspektionsöffnung begutachtet werden. Um sich ein Bild über den Zustand der Reibfläche zu machen



Akustisch



Optisch



Elektrisch

Abb. 35.6 Verschleißkontrolleinrichtungen



■ Abb. 35.7 Schwergängiger Handbremshebel, nicht akzeptabel. Die Freigängigkeit des Hebels darf weder durch Korrosion noch durch inkorrektes Nielen behindert werden

muss man, wie bei den Radzylindern, die Trommel demontieren. Der Verschleiß der Beläge sollte eine Mindestbelagstärke von 2 mm nicht unterschreiten (für genaue Verschleißgrenzen siehe Herstellerspezifikation) oder aber bei genieteten Belägen sollten die Nieten nicht angeschliffen sein. Ebenso muss ein spaltfreier Sitz des Belagmaterials auf dem Belagträger gewährleistet sein, □ Abb. 35.8.

## 35



■ Abb. 35.8 Abstand zwischen Belagmaterial und Träger = nicht akzeptabel

### Bremstrommeln

Bei Bremstrommeln sind die Tragbilder zu überprüfen. Rifenbildung, Korrosion, Bremsflüssigkeitsaustritt und Unrundheit sind die häufigsten Fehlerursachen. Der zulässige Verschleiß wird durch den maximalen Durchmesser der Trommel angegeben.

### 35.2.7 Druckregler

#### Lastabhängig

Lastabhängige Druckaufnehmer haben eine Kinetik die den Abstand zwischen der Karosserie und der Achse in einen Hebelweg umsetzen. Dieser Hebelweg regelt den Druck der Hinterachse – je geringer der Abstand desto größer ist der Druck auf der Hinterachse. Bei der Diagnose dieser Reglerbauart ist auf korrekte Grundeinstellung der Hebellage, auf Leichtgängigkeit der Hebel und auf Dichtigkeit der hydraulischen Komponente zu achten.

#### Druckabhängig

Druckabhängige Regler werden vom Hersteller eingestellt. Die Diagnose bei diesen Reglern beschränkt sich auf Montage, Dichtigkeit und Druckmessung. Im Gegensatz zu den lastabhängigen Reglern sind hier keine Justierungen möglich.

#### Verzögerungsabhängig

Verzögerungsabhängige Regler wie das G-Valve von TRW (Lucas) haben eine Kugel eingebaut, die je nach Verzögerung stärker oder schwächer beschleunigt wird. Dadurch wird der Druck verzögerungsabhängig reguliert. Bei diesen Druckreglern ist die Einbaulage von entscheidender Bedeutung. Die vom Fahrzeughersteller vorgegebene Einbauwinkel ist zu überprüfen. Bei einer Fehlfunktion ist der Austausch des Bauteils zwingend erforderlich.

#### Elektronisch

Elektronische Druckregler sind üblicherweise als Zusatzfunktion in ABS = EBV<sup>1</sup>-Anlagen integriert. Es gibt aber noch eine erhebliche Stückzahl von rei-

<sup>1</sup> EBV = Elektronischer Blockierverhinderer.

nen Hinterachsblockierverhinderern, vor allem in Nordamerika. Beide Systeme werden wie ein ABS-System überprüft (Fehlercode auslesen, Einzelbauteilprüfung)

## Prüfungen

Bei Bremskraftregler-Prüfungen wird eine Druckanzeige in den ungeminderten Bereich, ein anderer in den geminderten eingebaut. Nun können die vom jeweiligen Fahrzeughersteller vorgegebenen Umschaltpunkte des Druckverlaufs angefahren und überprüft werden. Lediglich bei lastabhängigen oder verzögerungsabhängigen Druckreglern kann der Umschaltpunkt justiert werden.

### 35.2.8 Bremsflüssigkeit

#### Mineralöl basierende Bremsflüssigkeit

Mineralöl in Bremssystemen unterliegt in der Regel keinen speziellen Wartungsintervallen. Bei Instandsetzung von solchen Anlagen wird ausschließlich neues Mineralöl verwandt.

#### Glykol basierende Bremsflüssigkeit

Typische Wechselintervalle sind 12 bis 24 Monate. Weil Bremsflüssigkeiten die auf Glykol basieren hygroskopisch sind, sollten diese vorgegebenen Intervalle unbedingt eingehalten werden. In tropischen oder arktischen Klimazonen können Abweichungen von diesen Intervallen auftreten. Soll die Bremsflüssigkeit auf ihren Wassergehalt hin geprüft werden so sind verschiedene Testgeräte auf dem Markt.

#### Silicon basierende Bremsflüssigkeit

DOT5 nicht zu verwechseln mit DOT5.1! DOT5 Bremsflüssigkeit darf nicht mit mineralölbasiertem oder glykolbasierender Bremsflüssigkeit gemischt werden. Eingesetzt wird diese Flüssigkeit oft in amerikanischen BOS-Fahrzeugen.

#### Dampfblasenbildung

Durch die Erwärmung des Systems bei hydraulischen Scheibenbremsen wird die Bremsflüssigkeit erhitzt und bildet ab einem gewissen Siedepunkt Dampfblasen (Vapor lock = Luft im System) der zu einer Bremspedalwegverlängerung führt.

## Gefahrenhinweis

Unter keinen Umständen dürfen auf Mineralöl, Silikon oder Glykol basierende Flüssigkeiten gemischt werden – in diesem Falle ist die komplette Bremsanlage rückstandsfrei zu reinigen sowie sämtliche Gummiteile im hydraulischen System zu erneuern. Bei einem ABS bedeutet es, dass die komplette hydraulische Einheit getauscht werden muss.

## Wechselintervalle

Wechselintervalle sind hauptsächlich abhängig von der verwendeten Bremsflüssigkeit und den Umweltverhältnissen denen das Fahrzeug ausgesetzt ist. Die Fahrzeughersteller geben dazu Empfehlungen für die Wechselintervalle heraus. Mit entsprechenden Prüf- oder Laborgeräten können Bremsflüssigkeiten auf Wassergehalt oder Nasssiedepunkt analysiert werden (► Abschn. 35.4).

### 35.2.9 ABS, BA, EHB, VSC und weitere

#### Bauteile und deren Prüfung

Zu Durchführung der Diagnose von ABS, BA, EHB, VSC und anderen elektronischen Bremssicherheits-einrichtungen steht an erster Stelle das Fehlercodelesegerät. Durch Auslesen des Fehlerspeichers erhält man einen Hinweis auf die Art und das Bauteil wo der Fehler zu suchen ist. Die sichere Diagnose kann aber nur gelingen, wenn Systemkenntnisse vorhanden sind. Zusätzlich werden Standardinstrumente wie Oszilloskop und Multimeter für eine sichere Diagnose benötigt. Grund ist, dass nach erhaltenem Fehlercode oft mehrere Bauteile als Ursachen möglich sind. Diese sind dann nur durch weitere Messungen zu isolieren.

## 35.3 Umwelt- und zeitwertgerechte Reparatur und Wartung

Wegen der stark steigenden Kosten im Bereich der Kraftfahrzeugreparatur wird seit einigen Jahren über die zeitwertgerechte Reparatur diskutiert. Dies geschieht vor dem Hintergrund, dass insbesondere bei älteren Fahrzeugen sehr oft die Reparaturkosten den Zeitwert überschreiten. Unterstützt wurde

dieses Thema mit der Diskussion im Vorfeld der neuen EU-Richtlinie zur Altautoverordnung, die ja die Fahrzeughersteller verpflichtet, Altautos wieder zurückzunehmen, diese fachgerecht zu entsorgen und wo möglich wieder dem Wirtschaftskreislauf zuzuführen.

Unter zeitwertgerechter Reparatur versteht man den Einsatz von

- Gebrauchteilen
- wieder aufgearbeiteten Teilen oder
- Neuteilen mit gleicher Leistung aber reduziertem Komfortverhalten verglichen mit dem Originalteil.

Aus umweltpolitischen und wirtschaftlichen Gründen ist dieser Ansatz sicherlich begrüßenswert. Er stößt dort an seine Grenzen wo sicherheitsrelevante Bauteile betroffen sind und eine 100 %ige Sicherheit der Reparatur gegeben sein muss.

Einer Untersuchung des KTI (Kraftfahrzeugtechnisches Institut und Karosseriewerkstätte GmbH) ist zu entnehmen, dass die Verwendung gebrauchter, sicherheitsrelevanter Teile, wie zum Beispiel Teile für Bremsanlagen, Rückhaltesysteme und Lenkungen derzeit problematisch ist. Die Anbieter gebrauchter Teile scheinen derzeit nicht die logistischen Fähigkeiten zu besitzen, Gebrauchteile eindeutig einem Fahrzeugmodell zuordnen zu können. Weitergehend werden diese Teile nach ihrem Ausbau keiner funktionellen Kontrolle unterzogen die über eine Sichtkontrolle hinaus auch Leistungskriterien beinhaltet. Hier liegt prinzipiell die Gefahr, dass der Kunde durch die Instandsetzung mit gebrauchten Teilen ein technisch minderwertiges Fahrzeug zurückerhält.

Wiederaufgearbeitete Teile sind ihrem Wesen nach Originalteile, die zerlegt, gereinigt, mit neuen Verschleißteilen wieder aufgebaut, endgeprüft und als Austauschteil markiert werden. Auf einer haltbaren Markierung als Austauschteil ist zu bestehen, um auch eventuelle Probleme zur Produkthaftung adressieren zu können.

Neuteile, mit gleicher Leistung ausgestattet wie Originalteile, aber reduziertem Komfortverhalten rechtfertigen ihren Kostenvorteil mit Einschränkungen z. B. im Geräuschverhalten aber unter Umständen auch mit reduzierter Verschleißfestigkeit.

## 35.4 Testgeräte

### 35.4.1 Diagnosetestgeräte

#### Bremsflüssigkeitsprüfgeräte

Es gibt verschiedene Arten von Bremsflüssigkeits-testgeräten auf dem Markt. Sie unterscheiden sich in der Art und Weise wie der Nassiedepunkt oder der Wassergehalt bestimmt werden.

Die erste Gruppe von Geräten benutzt den mit steigendem Wassergehalt sich ändernden elektrischen Widerstand zur Bestimmung des prozentualen Wasseranteiles aus. Oft haben diese Geräte lediglich 3 Leuchtdioden als Anzeige. Grün bedeutet in diesem Falle 0–1 % Wassergehalt = Bremsflüssigkeit ist gut. Gelb indiziert 1–2 % Wasseranteil = Bremsflüssigkeit ist in Kürze zu wechseln. Bei einem Wassergehalt von über 3 % leuchtet die rote Lampe auf, was bedeutet dass die Bremsflüssigkeit sofort zu wechseln ist. In der Regel ist diese Art von Messgeräten speziell für einen DOT-Typ freigegeben. Zum Beispiel kann es für DOT4 ausgelegt sein. Andere besitzen einen Umschalter von einer DOT-Klasse auf eine andere.

Der nächste Typ von Testgeräten ermittelt den Siedepunkt, indem es die Flüssigkeit zum Kochen bringt. Flüssigkeit kommt dazu in eine Messkammer, dort wird sie erhitzt. Ist der Siedepunkt erreicht, so wird dann entweder durch Klartextanzeige oder drei LED's der Siedepunkt grob angezeigt. Ein typischer Wert für gute Bremsflüssigkeit ist wenn der Siedepunkt über 175 °C liegt. Zwischen 165 °C und 175 °C ist sie noch verwendbar, sollte aber in nächster Zeit gewechselt werden. Unter 165 °C ist sie sofort zu tauschen.

Die dritte Gruppe sind die so genannten Refraktometer. Das Refraktometer ist ein fernrohrähnliches optisches Instrument, das den Wassergehalt der Bremsflüssigkeit über den Brechungsindex der Flüssigkeit prüft. Genutzt wird hierbei die Eigenschaft von Bremsflüssigkeit, dass sich bei zunehmenden Gehalt an Wasser die Lichtbrechung ändert. Nachvollziehbar wird es, wenn man einen Stab in ein Glas Wasser hält und feststellt, dass der Stab im Wasser geknickt erscheint. Der Grund für diesen optischen „Knick“ ist die unterschied-

liche Ausbreitungsgeschwindigkeit des Lichtes in den verschiedenen Medien Luft und Wasser. Dies führt dazu, dass Lichtstrahlen eine Ablenkung, eine Richtungsänderung, erfahren, wenn sie von einem Medium (Luft) in ein anderes Medium (Bremsflüssigkeit) eintreten; sie werden „gebrochen“. Physikalisch gesehen spricht man hier von einer Refraktion. Abgelesen wird es indem man die Probe auf eine Glasfläche aufbringt und gegen eine Lichtquelle hält. Der Wassergehalt wird dann in der Regel in Prozent angezeigt.

### **Elektronische Diagnose-Geräte**

Unter elektronischen Diagnosegeräten versteht man in allgemeinen Fehlercodelesegeräte. Diese Geräte können stationär oder mobil ausgeführt sein. Es gibt sie als Fahrzeugherrsteller-spezifische Geräte oder als Geräte, die für den freien Markt konzipiert sind. Der Unterschied liegt oft in der Diagnosetiefe und in der Anzahl der zu testenden Systeme. Zusätzlich werden für eine fachgerechte Diagnose auch Oszilloskop und ein Multimeter benötigt. Das Multimeter sollte mindestens in der Lage sein Spannung, Strom, Widerstand, Frequenz und Temperatur zu messen.

### **Online Diagnose**

Voraussetzung für die Online Diagnose ist ein vorhandener Internetanschluss. Laut einer Umfrage des ZDK im Frühjahr 2002 verfügen 90 % der befragten Betriebe über einen Internetanschluss. Selbst von den kleineren befragten Betrieben (1 bis 4 Beschäftigte) haben 77 % einen Internetanschluss. Über diesen kann dann das zu diagnostizierende Fahrzeug mit Hilfe einer „Blackbox“ angeschlossen werden. Die benötigte Software wird dann Online

zur Verfügung gestellt. Lediglich für Einzelmessungen werden noch spezielle Messgeräte wie Multimeter oder Oszilloskop benötigt.

### **Mobile Diagnose**

Mobile Diagnose ist in unterschiedlichen Ansätzen möglich. Von einem speziellen nur für einen Zweck konstruiertem Gerät, wie zum Beispiel ein Fehlercode-Lesegerät bis hin zu einem fahrzeugin integrierten Diagnosemanagementsystem ist so ziemlich alles im Bereich des Möglichen.

Es ist machbar, dass ein ABS-Steuergerät den Ausfall eines Raddrehzahlsensors feststellt, dieses wird dem Fahrer durch eine Kontrollleuchte angezeigt. Der Fahrer kann nun eine „Hilfetaste“ betätigen, die den Fehlercode zur nächsten oder zur Wunschwerkstatt sendet. Dort kann dann entschieden werden, ob der Fehler direkt vor Ort oder in der Werkstatt behoben werden kann, gleichzeitig kann auch das entsprechende Ersatzteil automatisch bestellt und zum Reparaturpunkt verschickt werden.

### **Softwareaktualisierungen**

Ein Thema, das in Zukunft an Bedeutung gewinnen wird, ist die Softwareaktualisierung. Hierbei besteht die Möglichkeit ein Steuergerät mit einer verbesserten Software auszustatten, das heißt werden Fehler in der Software im Alltagsbetrieb festgestellt, kann dieser Fehler mit der aktualisierten Software behoben werden. Ebenso wird ein neues Geschäftsfeld eröffnet; bestellt ein Kunde ein Fahrzeug mit ABS und Traktionskontrolle, so kann er später sein System mit einer Stabilitätskontrolle aufwerten. Voraussetzung ist dass das Steuergerät und das elektrohydraulische Aggregat die notwendigen Bauteile besitzen.

# Entwicklungstendenzen und Zukunftsaspekte

Peter Rieth und James Remfrey

- 36.1 Gesellschaftliche und wirtschaftliche Tendenzen – 763
- 36.2 Die Fahrzeugführungsaufgabe heute und morgen – 764
- 36.3 Entwicklungssprünge durch neue Technologien – 766
- 36.4 Grenzen der Hilfskraft-, Potenziale der Fremdkraftanlagen – 767
- 36.5 Die Mensch-Maschine-Schnittstelle – 768
- 36.6 Beispiele für By-wire-Technologien und Assistenzsysteme im Chassisbereich – 768
  - 36.6.1 Throttle-by-wire (E-Gas) – 768
  - 36.6.2 Shift-by-wire – 770
  - 36.6.3 Steer-by-wire – 770
  - 36.6.4 Brake-by-wire (EHB und EMB) – 772
  - 36.6.5 Energiemanagement im Auto von morgen: das 48-Volt-Bordnetz – 773
- 36.7 Global Chassis Control, die vernetzte Regelung der Chassisssysteme – 774
  - 36.7.1 ESP II – Vernetzung mit elektrischer Lenkung – 774
  - 36.7.2 Elektronisches Luftfederfahrwerk, Dämpfer- und Stabilisatorverstellung – 775

- 36.7.3 Technische und wirtschaftliche Notwendigkeiten – 777
- 36.7.4 Der integrale Sicherheitsgedanke – 779
- 36.7.5 Fernziel Unfallvermeidung – 781

**Literatur – 783**

## 36.1 Gesellschaftliche und wirtschaftliche Tendenzen

Die Verbesserung von Wohlstand und Lebensqualität sind von jeher Treiber industriellen Fortschritts jedweder Gesellschaft. Damit einher gehen wachsende Ansprüche an Komfort, Sicherheit und Mobilität. Die Transportleistung in Personenkilometern hat sich in den letzten 20 Jahren mehr als verdoppelt und wird auch in den nächsten Jahren weiter steigen. In Europa fahren täglich 150 Mio. Menschen mit dem Personenwagen zum Arbeitsplatz und zurück, 100 Mio. nutzen den Pkw für Geschäftsreisen, 90 Mio. für den Einkauf. Schon heute verbringt jeder bundesdeutsche Autofahrer im Schnitt täglich mehr als 30 min in seinem Pkw. In anderen Ländern ist die Situation vergleichbar, und so wächst global der Wunsch nach komfortablem, stressfreiem und sicherem Fahren bei größtmöglicher Transporteffizienz (Staufreiheit).

An diesen Verbraucherwünschen muss sich das Automobil bei jeder Kaufentscheidung messen lassen. Daneben bestimmen ökonomische Trends, die sich aus Globalisierung und Wettbewerbsverschärfung ergeben, die Arbeit in den Entwicklungsabteilungen der Fahrzeughersteller und deren Zulieferer. Zusammengefasst, prägen die Entwicklung innerhalb der Automobilindustrie sieben Megatrends:

- Weltweite Marktpräsenz
- Weltweite Wettbewerbsfähigkeit in Leistung, Qualität und Preis
- Gestiegene Anforderungen an die Fahr- und Verkehrssicherheit
- Gestiegene Komfort- und Leistungsansprüche
- Gestiegenes Umweltbewusstsein und verschärzte Umweltvorschriften
- Trend zur stärkeren Individualität
- Sicherstellung nachhaltiger Mobilität

Der automobile Fortschritt wurde allen dieser Ansprüche in den letzten Jahren mehr oder weniger gerecht. Fahrkomfort und Leistungsvermögen unserer Autos stiegen kontinuierlich an, während Verbrauch und vor allem Schadstoffausstoß zum Teil

dramatisch sanken. Dies ist vor allem deshalb bemerkenswert, da mit jedem neuen Modell mehr Komfort- und Sicherheitsfeatures verbaut werden, was trotz aller Leichtbaubemühungen in toto zu einer Gewichtszunahme führt.

Die Erhöhung der Fahr- und Verkehrssicherheit ist diesen Preis jedoch ohne Frage wert, denn die individuelle Mobilität stellt mit die größte Gefährdung für Leib und Leben des modernen Menschen dar. Einer Studie der NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) von 2012 zufolge, ist das Risiko im Straßenverkehr umzukommen, für die Altersgruppen 4 und 11 bis 27 Jahre größer als alle sonstigen Sterberisiken. Die Automobilindustrie ist sich ihrer Verantwortung bewusst und investiert seit jeher Milliarden in die stetige Verbesserung der Fahr- und Verkehrssicherheit. Die Optimierung der Karosseriestruktur zur besseren Aufnahme der Aufprallenergie beim Unfall war der erste Schritt, dann verlagerte sich der Fokus der Entwicklungsarbeit mehr auf neue Komponenten der passiven Sicherheit. War der Fahrerairbag vor 20 Jahren noch eine Seltenheit, sind heute selbst in kleinen Fahrzeugen Fahrer- und Beifahrerairbag, Seitenairbags und nicht selten sogar Kopfairbags serienmäßig oder gegen Aufpreis lieferbar. Auch Gurtsysteme mit elektri- und elektronifizierten Vorrichtungen zur Eliminierung der gefährlichen Gurtlose und zur bedarfsgerechten Dosierung der Rückhaltekraft sind längst kein Privileg großer und teurer Autos mehr. Quer über alle Fahrzeugklassen zeichnet sich bei Komponenten der passiven Sicherheit eine gewisse Sättigung ab.

Nun erfolgt eine verstärkte Fokussierung auf Maßnahmen der aktiven Unfallvermeidung, auf die aktive Fahrsicherheit, noch weitergehend auf die Vernetzung von passiver und aktiver Sicherheit zur sog. Integralen Sicherheit. Dieser Trend wird die Fahrzeugentwicklung in den kommenden Jahren maßgeblich beeinflussen, wobei als Fernziel der unfallfreie Verkehr steht (Abb. 36.1). Große Bedeutung kommt hierbei dem Chassis zu, da es wie kein anderer Teil Fahrkomfort und Fahrsicherheit des Fahrzeugs bestimmt.

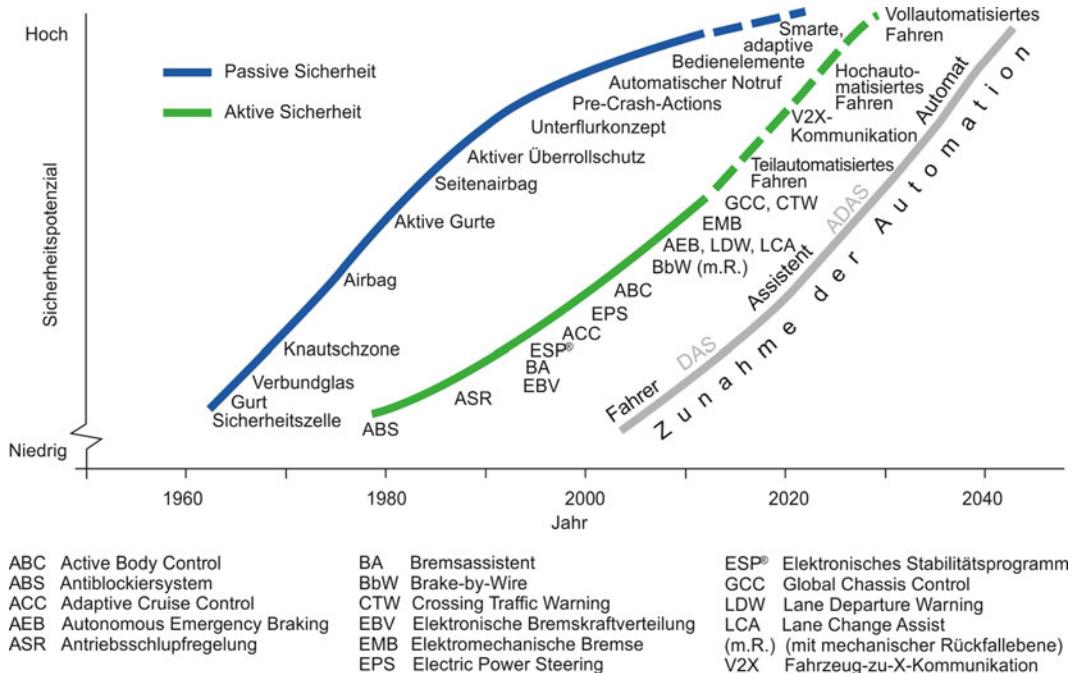


Abb. 36.1 Historische Entwicklung von Komponenten und Systemen der aktiven und passiven Fahrzeugsicherheit (Quelle: Continental AG)

## 36.2 Die Fahrzeugführungsauftgabe heute und morgen

Ein Fahrzeug zu steuern ist eine vielschichtige und komplexe Aufgabe, die eine Reihe von Fertigkeiten und Kenntnissen (Wissen, Erfahrung) erfordert. Die Fahrzeugführungsauftgabe umfasst drei Aktionsebenen (Abb. 36.2):

- Die Stabilitätsebene mit der Maßgabe „Schleuderfreies Fahren“ umfasst die vom Fahrer abverlangten Fähigkeiten (Skills) zur Verrichtung des Bremsens, Lenkens, Gasgebens, die dazu erforderlich sind, das Fahrzeug stabil „auf der Straße zu halten“. Je nach gebotener Dringlichkeit sind diese Tätigkeiten mit zum Teil geringer Zeitkonstante (höchste Handlungsfrequenz).
- Die Bahnführungssebene mit der Maßgabe „Verträgliches Fahren“ umfasst „wenigerfrequente“ Fahraufgaben, etwa das Einhalten des Sicherheitsabstandes oder generell die Beachtung von Verkehrsregeln und -zeichen, d. h. den kooperativen Anteil der Fahraufgabe.

- In der Navigationsebene mit der Maßgabe „Routenbasiertes Fahren“ geht es eher um langfristig angelegte Handlungen und Entscheidungen (die zum Teil sogar vor Fahrtantritt getroffen werden können), etwa die Wahl der Fahrtroute in Abhängigkeit von Tageszeit, zu erwartendem Verkehrsaufkommen, Wittersituation und Zeitbudget. Sie umfasst aber auch ein dynamisches Reagieren auf aktuelle Geschehnisse wie etwa das Umfahren eines Staus oder Änderung des Fahrstils bei schmelzendem Zeitbudget.

In der Pionierzeit des Automobils forderten schon die Aufgaben auf der Stabilitätsebene die ganze Aufmerksamkeit des Fahrers. Mit zunehmender Verkehrsdichte und weiter entwickelten Bedienhilfen auf der Stabilitätsebene rückt die Bahnführungssebene in die engere Betrachtung. Hier sollen sog. ADAS (Advanced Driver Assistance Systems), also Fahrerassistenzsysteme, die auf Umfeldinformationen (aus Kamera, Radar, Lidar) zurückgreifen, den Fahrer bei der Bewältigung der Fahraufgabe unterstützen. Auf der Navigationsebene geht es nur

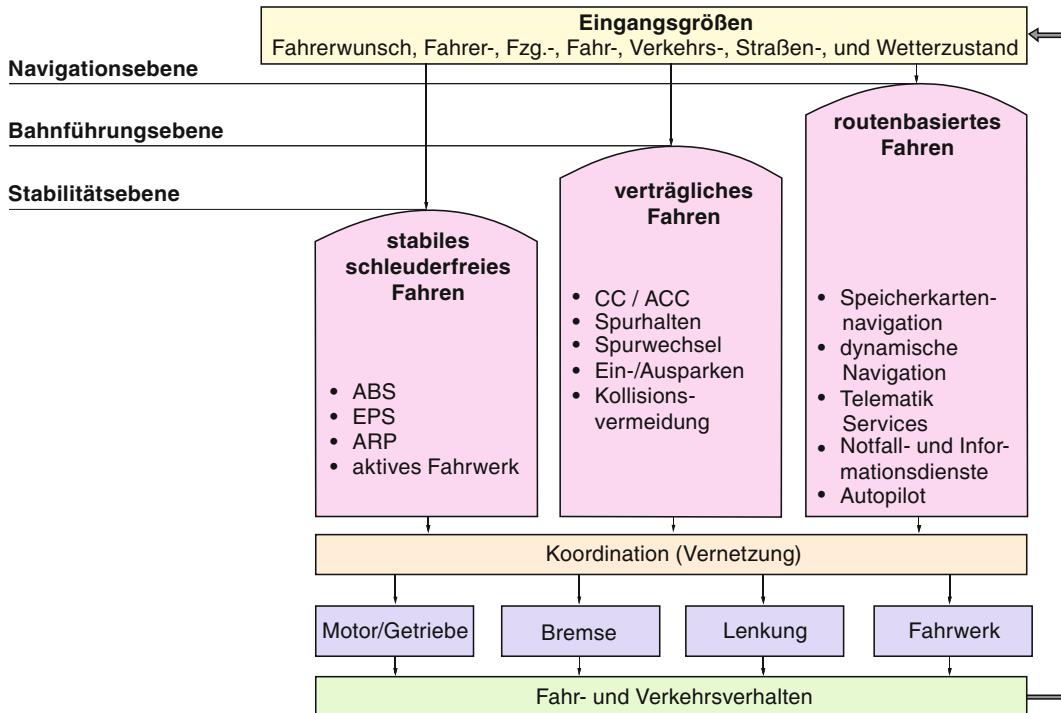


Abb. 36.2 Aktionsebenen der Fahrzeugführung und Assistenzsysteme (Quelle: Continental AG)

vordergründig um eine Verbesserung des Fahrkomforts, denn durch die Vernetzung aller Chassisssysteme mit der Außenwelt werden sich künftig auch Fahr- und Verkehrssicherheit verbessern lassen. Sie eröffnet den Schritt in die nächste Dimension des Straßenverkehrs, das automatisierte Fahren.

Abb. 36.2 ordnet heutige und künftige Funktionalitäten sowie die dazugehörigen Assistenzsysteme diesen drei Ebenen der Fahrzeugführungsaufgabe zu. Auf der Stabilitätsebene sind dies elektronische Bremsen- und Stabilitätsregler sowie geregelte Radaufhängungs- und Lenksysteme, auf der Bahnführungsebene beginnend mit der einfachen Geschwindigkeitsregelung (Cruise Control, CC) über die Adaptive Cruise Control Assistenzsysteme bis hin zu Unfallvermeidungssystemen. Auf der Navigationsebene finden sich größtenteils Funktionalitäten, die nicht nur durch fahrzeuginterne Vernetzung von Systemen, sondern vielmehr durch äußere Vernetzung mit zum Beispiel Verkehrsinformations-, Rettungs- und Leitsystemen, aber auch von Fahrzeug zu Fahrzeug entstehen. Sie schließen den

Kreis und öffnen gleichzeitig die Tür zum automatisierten Fahren.

Eine Flut von Informationen kommt also ins Auto. Viele dieser Informationen werden vom Fahrer nicht automatisch in einer niedrigeren Bewusstseinsebene verarbeitet, sondern fordern seine Aufmerksamkeit. So empfehlen dynamische Navigationssysteme zwar Umleitungen, sie ablehnen oder akzeptieren muss jedoch der Mensch. Diese Entscheidungen können ebenso von der Fahraufgabe auf der Stabilitätsebene und der Bahnführungs- ebene ablenken wie der Kontakt zur Außenwelt über das Autotelefon oder den mobilen Internetzugang. Zeitgemäße Assistenzsysteme müssen den Fahrer also von Routine- und Bedien aufgaben entlasten, damit er sich mehr auf den Verkehr konzentrieren kann. Adaptive Geschwindigkeitsregler sind solche Assistenzsysteme, denn sie regeln den erforderlichen Sicherheitsabstand zum vorausfahrenden Fahrzeug autonom, entlasten also den Fahrer diesbezüglich.

### 36.3 Entwicklungssprünge durch neue Technologien

Technologiesprünge gab und gibt es immer wieder, so auch in der Geschichte der Kraftfahrzeugsbremse, die von ihren Anfängen an kontinuierlich weiterentwickelt wurde. So erlangten mechanische Bremsen durchaus ein hohes Niveau, ehe die Hydraulik Mitte der zwanziger Jahre für Komfort und Sicherheit vollkommen neue Horizonte öffnete, die durch Einführung der Hilfskraftbremsanlagen Mitte des letzten Jahrhunderts noch einmal erweitert wurden. Den vorerst letzten Technologiesprung ermöglichte die Elektronik Mitte der siebziger Jahre. ABS, ASR, EBV und natürlich ESP wären ohne sie nicht darstellbar.

Je mehr elektronische Systeme in modernen Autos eingesetzt werden, desto sinnvoller wird deren Vernetzung untereinander. Das hat sowohl wirtschaftliche (etwa Kostensenkung durch Einsparung von Hardware) als auch funktionale Gründe. So

können Einzelsysteme zu höherer Leistungsfähigkeit geführt werden, wenn ihnen Daten zur Verfügung stehen, die ursprünglich für ein anderes System generiert werden. Auch das Gebot, ökonomisch mit Energieressourcen umzugehen, verstärkt die Notwendigkeit zur Elektronifizierung möglichst aller geeigneter Fahrzeugkomponenten, denn Elektrik und Elektronik sind der Schlüssel zu „Power on Demand“, Energie bei Bedarf also. Diese Technologie senkt den Kraftstoffverbrauch kommender Fahrzeuggenerationen, deren Gewicht wegen steigender Komfort- und Sicherheitsbedürfnisse tendenziell eher zu- denn abnehmen wird.

Power on Demand bedeutet, dass Nebenaggregate zur Umwälzung von Kühlwasser und Öl oder zum Betrieb von Lenkung und Klimaanlage nicht mehr mechanisch und unflexibel vom Fahrzeugmotor angetrieben werden, sondern entsprechend dem aktuellen Bedarf betrieben werden. Dazu müssen diese Nebenaggregate elektrifiziert werden, so dass sie entsprechend der jeweiligen Erfordernisse arbeiten oder sogar abgeschaltet werden können.

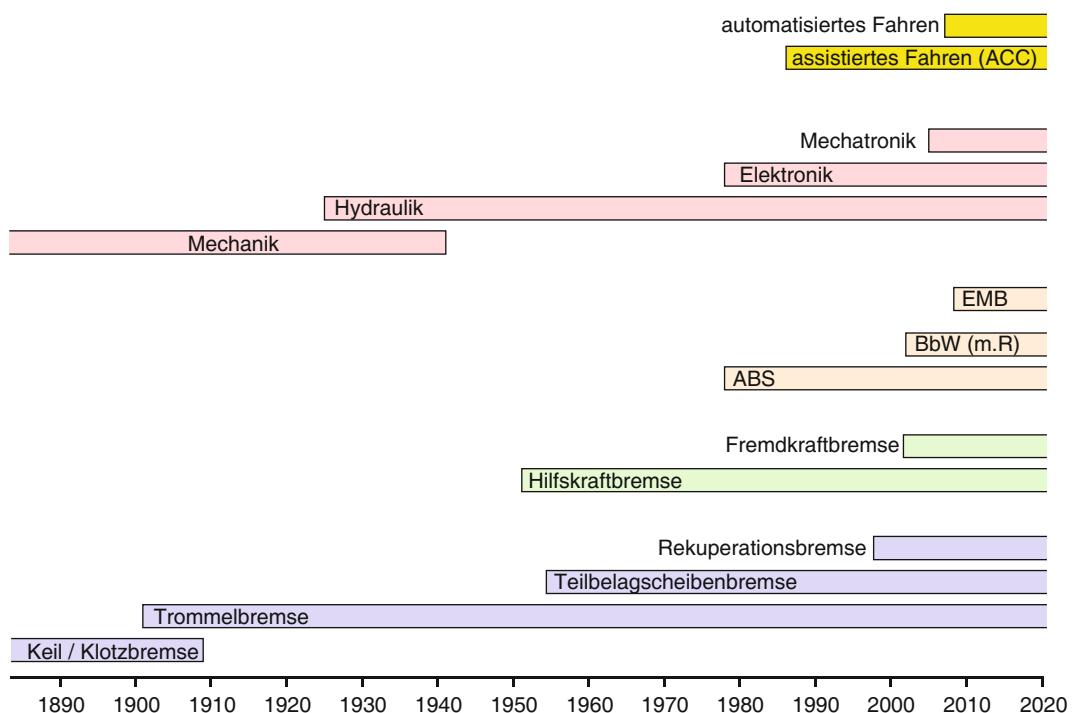


Abb. 36.3 Technologiewandel – Von der Mechanik zur Mechatronik (Quelle: Continental AG)

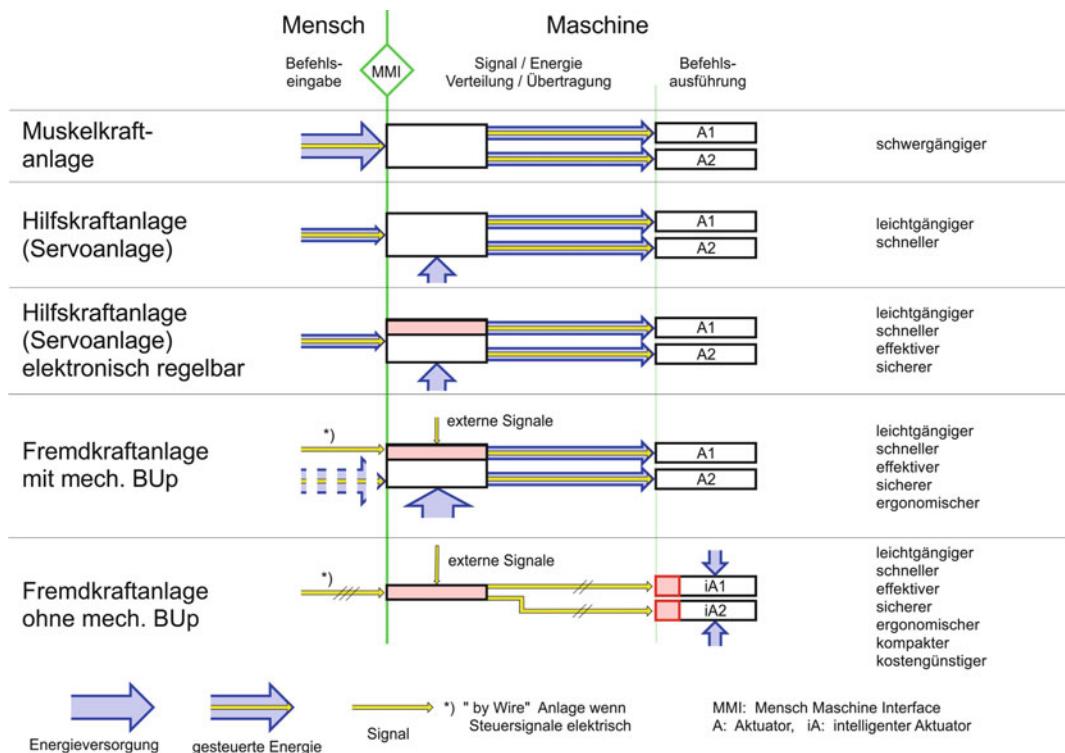
## 36.4 Grenzen der Hilfskraft-, Potenziale der Fremdkraftanlagen

Elektrisch betriebene Lenkungen etwa sparen gegenüber konventionellen Systemen circa 0,2–0,31 Kraftstoff je 100 km. Dieses und andere Potenziale müssen künftig konsequent genutzt werden, und mit Elektronik gelingt dies erheblich besser als mit Hydraulik. Mechatronik statt Elektrohydraulik (s. □ Abb. 36.3) ist daher ein Schlüssel zu einem weiteren Technologiesprung, der einhergeht mit der Vernetzung von Fahrerassistenzsystemen, die den Menschen bei der Bewältigung der Fahrzeugführungsauflage unterstützen (s. auch ▶ Abschn. 36.7).

### 36.4 Grenzen der Hilfskraft-, Potenziale der Fremdkraftanlagen

Die in □ Abb. 36.1 und □ Abb. 36.2 gezeigten Funktionalitäten verlangen wie erwähnt zum Teil aktive Eingriffe in jene Chassismodule, die das Fahrverhalten eines Autos bestimmen. Diese Eingriffe

erfolgen sowohl in Überlagerung der Bedienbefehle des Fahrers (zum Beispiel ABS, ASR, ESP, BAS etc.), als auch gänzlich autonom (zum Beispiel EBV, ACC, ESP, Fahrwerksregelung). Dabei ist eine menschengerechte Ausbildung der Eingabe-/Wirkungsbeziehung besonders wichtig. Insbesondere dürfen von den Bedienelementen keine Rückwirkungen ausgehen, die den Fahrer irritieren können. Ein Beispiel liefern Erfahrungen mit elektronisch/hydraulischen Bremssystemen, die bei normaler Betätigung rückwirkungsfrei beziehungsweise mit einem dem Fahrer vertrauten Pedalgefühl „transparent“ arbeiten, beim Druckregeleinsatz das Bremspedal stark pulsieren lassen. Versuche haben gezeigt, dass Fahrer, die nicht um die Wirkweise des ABS wissen, sich davon irritiert fühlen können, unter Umständen sogar den Druck auf das Bremspedal reduzieren und so den Sicherheitsvorteil des ABS nicht ausschöpfen. Daher beschränken moderne Bremsregelsysteme diese Pulsation auf eine als nicht störend empfundene Systemrückmeldung.



□ Abb. 36.4 Anlagekonzepte in Vergangenheit, Gegenwart und Zukunft (Quelle: Continental AG)

Das Beispiel zeigt, dass so genannte Hilfskraftanlagen (Servoanlagen) ihre Wirkung nur in Grenzen rückwirkungsfrei entfalten, da der Fahrer durch die hydraulisch-mechanische Koppelung an das System Regelungstechnische Eingriffe jedweder Art in Form von mehr oder weniger starken Rückwirkungen wahrnimmt. Das Streben nach einer perfekten Mensch-Maschine-Schnittstelle ohne störende Rückwirkungen führt daher zu so genannten Fremdkraftanlagen, bei denen der Fahrer von den Stellorganen (Aktuatoren) des Fahrzeugs energetisch gänzlich entkoppelt ist und seine Stellbefehle vorzugsweise rein elektrisch (by-wire) über ein bezüglich der Eingabe-/Wirkungsbeziehung für den Fahrer transparentes Bedienteil vorgibt. Dabei ist es vorerst unerheblich, wie diese Aktuatoren ausgeführt sind: elektropneumatisch, elektrohydraulisch oder flüssigkeitsfrei elektromechanisch. Im Personenwagen scheiden allerdings elektropneumatische Stellglieder aufgrund der eingeschränkten Energiedichte und Regeldynamik aus. Somit bleiben als sinnvolle Lösungen elektrohydraulische und elektromechanische Anlagen. □ Abb. 36.4 zeigt Anlagenkonzepte von der reinen Muskelkraftanlage der Frühzeit bis zur Fremdkraftanlage ohne energetisches Bedien-Backup.

## 36.5 Die Mensch-Maschine-Schnittstelle

Um die in □ Abb. 36.1 und □ Abb. 36.2 gezeigten Entwicklungen und damit künftige Fahrzeuge bezahlbar zu halten, wird die Automobilindustrie bestrebt sein, mechanische und hydraulische Bedien-Backups soweit wie möglich zu eliminieren. Erst hierdurch wird es möglich, die Bedienelemente des Autos zu hochdynamischen Mensch-Maschine-Schnittstellen weiterzuentwickeln und so auszubilden, dass sie dem Fahrer ergonomisch und wirkungsseitig optimal entgegenkommen. Fremdeingriffe werden ohne irritierende Rückwirkungen darstellbar. Dieses x-by-wire ist in der Luftfahrt schon lange als „fly-by-wire“ Realität, dort werden Pilotenbefehle zur Flugsteuerung rein elektrisch „by-wire“, ohne mechanisches Backup, übertragen. Nun steht das Automobil vor diesem Technologie-

wechsel zum „drive-by-wire“, der alle Bedienprozesse umfasst:

- Gas geben (throttle-by-wire)
- Kuppeln/Schalten (shift-by-wire)
- Lenken (steer-by-wire)
- Bremsen (brake-by-wire)

## 36.6 Beispiele für By-wire-Technologien und Assistenzsysteme im Chassisbereich

Funktionale Entwicklungsfortschritte auf gegebenen Technologieebenen verlaufen weitgehend linear. Funktionssprünge, die weit über diesen evolutionär geprägten Entwicklungsfortschritt hinausgehen können, werden dagegen erst möglich durch neue Technologien, also Technologiewandel (□ Abb. 36.5).

Der Wechsel von der mechanischen zur hydraulischen Bremse dauerte ebenso Jahrzehnte wie die Marktdurchdringung von Komponenten der aktiven oder passiven Sicherheit. Je nach Marktbedürfnis, Kostenlage und Verfügbarkeit der Technologie sind die Zeiträume unterschiedlich lang. Die folgenden Beispiele zeigen – zum Teil schon verwirklichte – by-wire-Systeme und zukünftige Assistenzsysteme im Chassisbereich.

### 36.6.1 Throttle-by-wire (E-Gas)

Das E-Gas-System wurde bei Verbrennungsmotoren Anfang der achtziger Jahre eingeführt. Es war das erste by-wire-System im Automobilbau. E-Gas ist Bestandteil der elektronischen Antriebssteuerung, die das Einspritz- und Zündsystem des Verbrennungsmotors, bei Hybridfahrzeugen auch die „Beimischung“ (Blending) von Drehmoment aus dem Elektromotor, regelt. Ein Sensor erfasst die Gaspedalbewegung, die vom Motorsteuergerät primär als Motorleistungsanforderung interpretiert wird. Beim Ottomotor wird dieses Signal zusammen mit weiteren Signalen in einen Drosselklappenwinkel umgerechnet, der dem momentanen Fahr- und Motorzustand in Bezug auf Ver-

### 36.6 · Beispiele für By-wire-Technologien und Assistenzsysteme im Chassisbereich

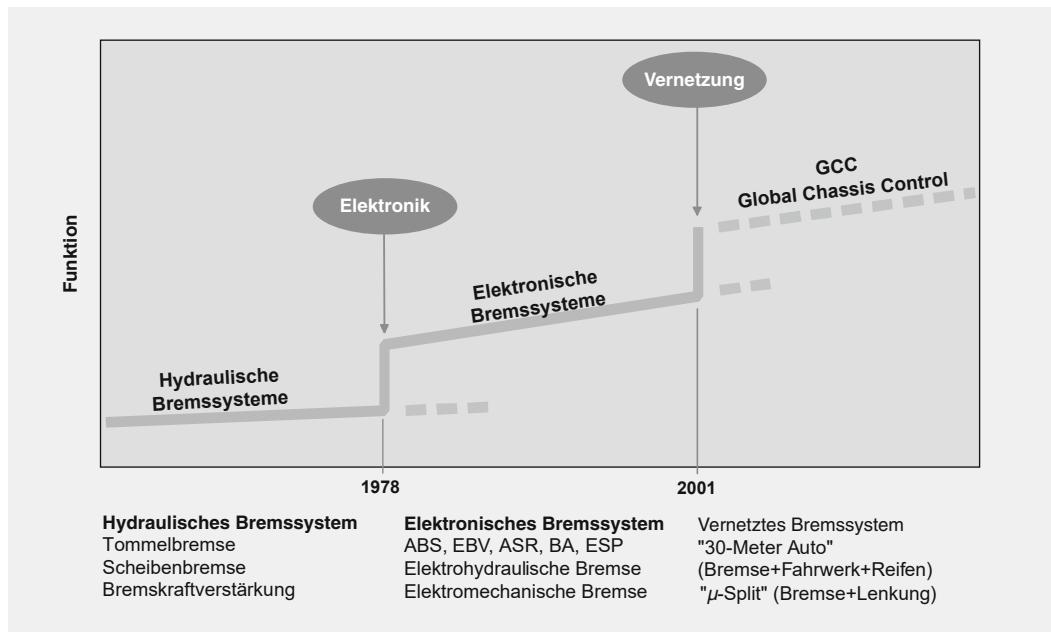


Abb. 36.5 Technologiewandel als Sprungbrett funktionaler Weiterentwicklung (Beispiel Bremse) (Quelle: Continental AG)

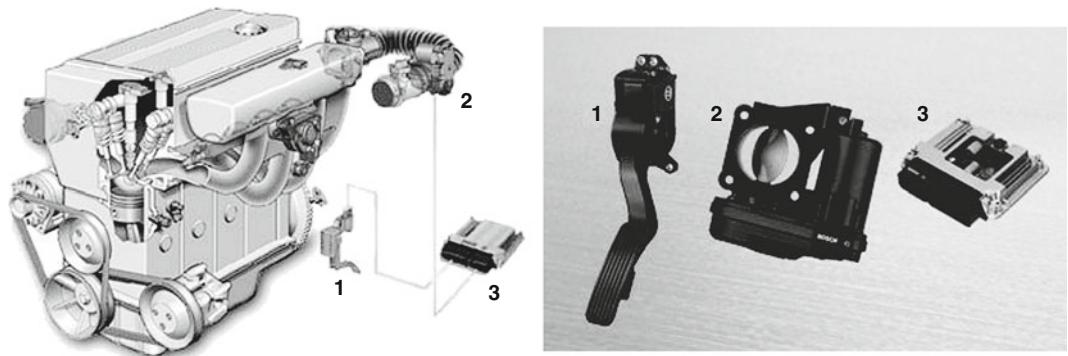


Abb. 36.6 Motormanagement mit EGAS-System von Bosch: 1 Fahrpedalmodul, 2 Drosselvorrichtung, 3 Motorsteuergerät (Quelle: Audi AG)

brauch, Emission und Fahrsicherheit optimal Rechnung trägt. Wie in Abb. 36.6 gezeigt, wird die Drosselklappe von einem Getriebemotor betätigt, eine mechanische Verbindung zwischen Gaspedal und Getriebemotor gibt es nicht. E-Gas ermöglicht:

- kostengünstige Realisierung der Tempomat-Funktionen (CC, ACC)
- höchstgeschwindigkeits- und situationsbezogene Drehzahlregelung
- verbrauchs- und schadstoffoptimierten Fahrbetrieb
- Vernetzung mit ASR, MSR und ESP
- Vernetzung für Hybridantriebsarchitekturen

- adaptive, angepasste Übertragungskennlinien für ruckfreies Fahren und die Vermeidung von Dieselwolken

### 36.6.2 Shift-by-wire

Konventionelle Handschaltgetriebe, die stufenlose CVT-Automatik oder das klassische Wandlerautomatikgetriebe haben in der Regel noch eine mechanische Verbindung vom Schalthebel zum Getriebe, die entweder in Form eines starren Gestänges oder, wegen immer dichter gefüllter Motorräume, als flexibel verlegbare Seilzugschaltung ausgelegt ist. In beiden Fällen signalisiert die Stellung des Schalthebels dem Fahrer den momentan gewählten Schaltzustand.

Bei den in den letzten Jahren entwickelten automatisierten Schaltgetrieben (ASG) und zunehmend auch bei Wandlerautomatikgetrieben wurde der Schritt zur Ablösung der mechanischen Verbindung durch eine rein elektrische „by-wire“-Übertragung eingeleitet. Shift-by-wire bringt neue Freiheitsgrade

- für Getriebefunktionen (etwa minimierte Zugkraftunterbrechungen auf Grund des fahrerunabhängig verlaufenden Schaltvorgangs, automatisierte Parksperrre beim Automatikgetriebe),
- für Verbrauchseinsparungen,
- für die Anordnung der Bedienteile (zum Beispiel grifffündig am Lenkrad),
- für die Entkopplung von Geräuschen und Vibrationen,
- für die Vernetzung und den Fremdeingriff („automatisiertes Fahren“)
- sowie Montage- und Packaging-Vorteile.

Beispielhaft sei hier das automatisierte Schaltgetriebe skizziert. Die optimale Synthese von Wirtschaftlichkeit und auf Wunsch aktiv gestaltbarem Fahrspaß bei einem Höchstmaß an Bedienkomfort und Bediensicherheit ist die Motivation für dieses Getriebekonzept. Im Automatik-Modus erfolgt der Gangwechsel selbsttätig analog einem Wandlerautomatikgetriebe, wobei verschiedene Schaltcharakteristiken (Sport, Komfort etc.) durch Fahrervorgabe möglich sind. Hierbei ergeben sich in Ergänzung zur Verbrauchseinsprung durch das gegenüber einer Wandlerautomatik geringere Gewicht Vorteile bei Verbrauch und Emissionen, die beide je nach Schaltprogramm auch unter den Werten des konventionellen Handschaltgetriebes liegen.

Im manuellen Modus kann der Fahrer seinen Gangwunsch über Tasten am Lenkrad oder durch Antippen des Schalthebels vorgeben, wobei Plausibilitätsroutinen die Zulässigkeit des Schaltwunsches unter Berücksichtigung des augenblicklichen Fahrzustandes prüfen und, sofern zulässig, umsetzen.

Die Dauer der Schaltvorgänge und damit der Zugkraftunterbrechung ist üblicherweise deutlich geringer als bei einem konventionellen Schaltgetriebe. Weitere Zusatzfunktionen, wie zum Beispiel eine „Launch Control“ für einen optimalen Start, können problemlos integriert werden. Die ausführenden Steller für Getriebe- und Kupplungsbetätigung sind als elektrohydraulische Aktuatoren oder als Elektromotoren ausgeführt. Der ordnungsgemäß eingelegte Gang wird über ein Display im Cockpit angezeigt.

Eine weitere Entwicklung im Bereich der ASG stellt das so genannte Doppelkupplungsgetriebe dar, bei dem die mancherorts als unkomfortabel kritisierte Zugkraftunterbrechung beim Schalten eliminiert wird (Abb. 36.7). Diese Getriebe besitzen zwei unabhängige Zahnradgruppen (eine für die geraden, eine für die ungeraden Gänge), die durch jeweils eine eigene Kupplung kraftschlüssig mit dem Motor verbunden werden können. Beim Gangwechsel wird zunächst die nächste Gangstufe im nicht kraftschlüssigen Zweig eingelegt. Danach öffnet die Steuerung die Kupplung des kraftschlüssigen Zweiges und schließt gleichzeitig die andere. Durch regelungstechnisch sichergestelltes feines Verschleifen dieses Vorgangs wird eine Zugkraftunterbrechung vermieden.

### 36.6.3 Steer-by-wire

Primär aufgrund ihrer Wirtschaftlichkeit (Power on Demand) haben elektrohydraulische (EHPS) und elektromechanische (EPAS) Hilfskraftlenkanlagen in Pkw Einzug gehalten. Wegen der verbundenen Bordnetzbelastung, die mit dem Gewicht auf der gelenkten Achse steigt, vorerst in kleineren Fahrzeugen eingesetzt, kommt diese Form der Lenkung, ermöglicht durch spezielle Maßnahmen am elektrischen Bordnetz, zunehmend auch in schweren Fahrzeugen der Mittel- und Oberklasse zur An-

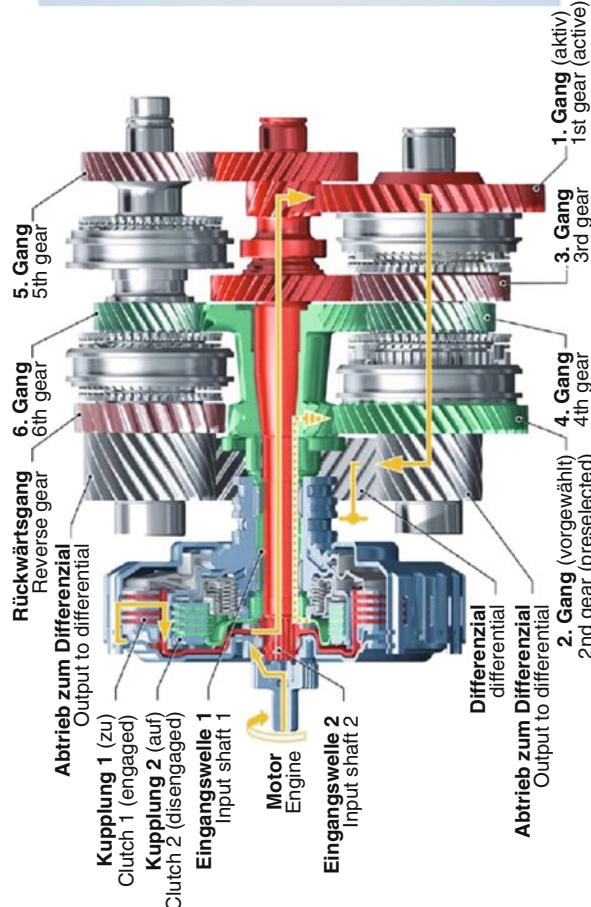


Abb. 36.7 Direktschaltgetriebe DSG, Elektronischer Regler DQ250 von Continental Temic (Quelle: Continental AG)

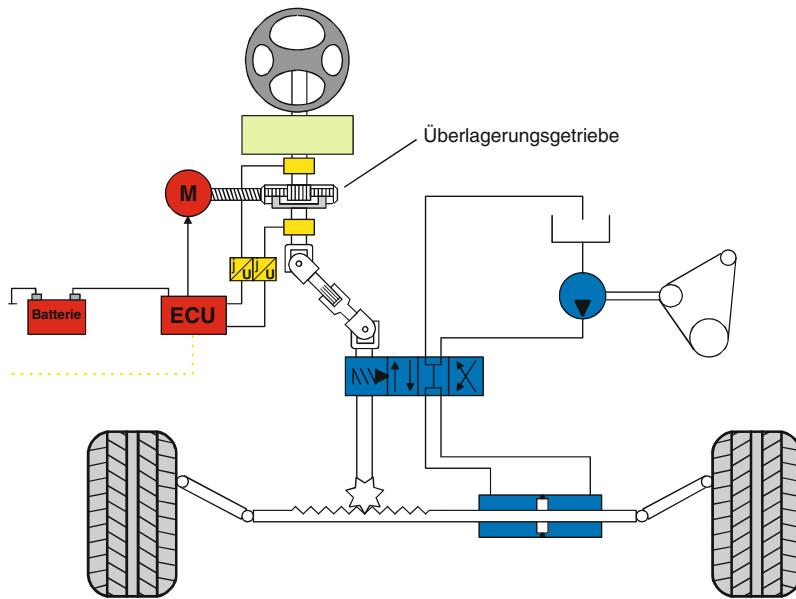


Abb. 36.8 Aktive Vorderachslenkung mit manuellem Lenkenergieanteil (Prinzipschaubild) (Quelle: Continental AG)

wendung. Dabei verdrängt die EPAS, kurz EPS, aufgrund des einfachen Aufbaus und ihrer leichten Regelbarkeit zunehmend die EHPS. In gehobenen Fahrzeugklassen als Option angeboten, finden sich sog. Überlagerungslenkungen, die eine computergesteuerte Lenkwinkelüberlagerung zur Lenkvorgabe durch den Fahrer erlauben. (Abb. 36.8). Sie ermöglichen eine dynamisch frei vorgebbare Lenkübersetzung, die neben Komfortfunktionen auch die Darstellung fahrsicherheitsverbessernder Funktionen (z. B. automatische Kompensation des Bremsgiermoments bei  $\mu$ -Split-Bremsungen) erlaubt.

### 36.6.4 Brake-by-wire (EHB und EMB)

Die elektrohydraulische Bremse (EHB) stellt einen entscheidenden Schritt auf dem Weg zum Drive-by-wire dar. Ähnlich wie beim E-Gas gibt der Fahrer seinen Bremswunsch allein elektrisch an die hydraulisch/elektrische Regeleinheit weiter, die alle denkbaren radindividuellen Bremseingriffe ohne irritierende Pedalrückwirkungen vornehmen kann. Die elektromechanische Bremse (EMB) stellt die Energie zur Erzeugung der Bremskräfte im Gegen-

satz zur EHB direkt an den Rädern zur Verfügung, vermittels rein elektromechanisch, also bremsflüssigkeitsfrei betriebener Radbremsen nach Maßgabe der zentralen Elektronischen Regeleinheit – Electronic Control Unit (ECU). Beide Systeme werden in ▶ Kap. 18, ▶ Kap. 20 und ▶ Kap. 21 ausgiebig dargestellt. Zusammengefasst hier noch einmal die bestimmenden Eigenschaften dieser By-wire-Systeme:

#### EHB und EMB

- Kürzere Brems- und Anhaltewege (kürzere Umsetz- und Bremsenschwellzeit)
- Optimales Brems- und Stabilitätsverhalten
- Einstellbares Pedalgefühl vermittels „Pedalgefühlsimulator“
- Geräuscharmer Betrieb ohne störende Pedalrückwirkungen bei Regelbremsung
- Besseres Crashverhalten durch geringere Pedalintrusion
- Verbessertes Packaging und vereinfachte Montage
- Verwendung einheitlicher Baugruppen
- Einfache Realisierung von Fremdbremseingriffen für verschiedene Zusatzfunktionen (zum Beispiel Bremsscheiben-Trockenbremsen bei

- Regen, Antifadingregelung, ACC, autonome Notbremsung, etc.)
- Keine spezifischen Bordnetzmaßnahmen dank fußbetätigter mech./hydr. Rückfallebene bei Energieausfall
- Keine Vakuumabhängigkeit, daher optimal geeignet für neue saugverlustoptimierte Verbrennungsmotoren
- Leichte Vernetzbarkeit mit zukünftigen Fahrzeug/Fahrzeug- und Fahrzeug/Infrastruktur-Kommunikationssystemen
- Kundenmehrwertfunktionen

### Zusätzlich für EMB

- Höchste bauliche Integration
- Keine Bremsflüssigkeit
- Verstellbares, von der Spritzwand entkoppeltes Pedalmodul mit höchster Crashverträglichkeit
- Geringstes Gewicht und Kosten (bei vorhandener dualer, überwachter Spannungsversorgung)
- Geringster Montageaufwand (Plug&Play)
- 2-kreisige elektrische Energieversorgung, da keine fußkraftbediente muskuläre Rückfallebene (Ausnahme EHC (Elektrisch Hydraulische Combibremse) s. ▶ Abschn.7.6.2)

Ein Zwischenschritt auf dem Weg zur EMB, die durch ihre bremsflüssigkeitsfreie Übertragung erhebliche Vorteile bei der Montage am Band und im Betrieb bietet, sind Hybrid-Bremssysteme, die aus zwei hydraulischen Vorderradbremskreisen und einem elektromechanischen Hinterachscrembskreis bestehen (s. ▶ Abschn.20.4). Dieses Layout reduziert die Baugrößen und das Gewicht der konventionellen pneumatischen und hydraulischen Baugruppen im Vorderwagen und erlaubt eine unbegrenzte Regelfreizügigkeit an der Hinterachse. Eine Eigenschaft, die zum einen wegen der perfekten Darstellung der transientes Abläufe beim Anhalten, Halten und Anfahren (u. a. am Berg), zum anderen insbesondere in Bezug auf rekuperatives Bremsen (Bremssenergierrückgewinnung), also im Hinblick auf das Blending von Reibungsbremsmoment und Generatorbremsmoment bei Hybridfahrzeugen mit auf die Hinterachse wirkendem Elektromotor sehr vorteilhaft ist.

Die Elektrisch Hydraulische Combibremse EHC (Vorderachse konventionell hydraulisch, Hinterachse elektromechanisch) ist wegen der bei Energieausfall über die Vorderachse darstellbaren muskulären Rückfallebene mit dem heutigen einkreisigen 12 Volt Bordnetz realisierbar. Bei Stromausfall kann der Fahrer nach wie vor mittels seiner Muskelkraft die Vorderradbremsen ohne Verlust der Vakuum-Bremeskraftverstärkung betätigen und dadurch die vom Gesetzgeber geforderte Hilfsbremswirkung erzielen. Die EHC feierte im Audi e-tron 2012 Weltpremiere.

### 36.6.5 Energiemanagement im Auto von morgen: das 48-Volt-Bordnetz

Drive-by-wire und die zunehmende Elektronifizierung und Hybridisierung des Autos verlangen nach einer leistungsfähigen und zuverlässigen Zurverfügungstellung von elektrischer Energie. Zum Teil sind sehr leistungsstarke Aktuatoren z. B. für Start/Stop Anwendungen erforderlich. Sie auf Basis des heute üblichen 12-Volt-Bordnetzes mit ausreichend Energie zu versorgen, würde schon allein aus Gründen des Wirkungsgrades elektrische Kabel mit unpraktikabel großen Querschnitten und hohe Kosten auf Seiten der Leistungselektronik verursachen. Daher geht die umfassende Einführung von Drive-by-wire und leistungsfähigeren Hybridantrieben am wirtschaftlichsten mit einer Umstellung des Energiemanagements im Automobil einher. Wegbereiter in diese Richtung sind wie gesagt die zunehmend am Markt erscheinenden Hybridantriebsfahrzeuge. Insbesondere die wegen ihres zusätzlichen Kundennutzens (reduzierter Verbrauch ohne Verlust an Fahrspaß (E-Boost), in Grenzen rein elektrischer Fahrbetrieb) beliebten, sogenannten Voll-Hybrid-Fahrzeuge, bringen die Voraussetzungen höherer Bordnetzspannungen mit. Für Steer- und Brake-by-wire-Anwendungen müssen diese, wie bereits erwähnt, redundant sicher (zwei Energiespeicher (Batterien) mit SOH und SOC Überwachung) und zuverlässig bereitgestellt werden. Als elektrische Maschine wird bei diesem Konzept ein integrierter Motor/Generator parallel zum

(im Hubraum verkleinerten) Verbrennungsmotor eingesetzt (Parallelhybrid). Sie ist prinzipiell in der Lage, unterschiedliche Spannungsniveaus bereitzustellen.

Rückgewinnung der kinetischen Fahrzeugenergie beim Bremsen sowie Start-/Stoppfunktionen und besagte E-Boost-Funktion durch Einspeisung zusätzlichen Drehmoments bei Beschleunigungsvorgängen zählen weiterhin zu den Funktionalitäten dieser Hybrid-Technologie, die in Summe Verbrauchsreduzierungen bis zu 15 % erbringen. Weitergehende Verbrauchseinsparungen sind möglich durch den bedarfsgerechten und verlustarmen Betrieb (Power on Demand) von Nebenaggregaten wie Wasserpumpe, Klimakompressor, Ölpumpe und Servopumpe, wenn diese elektrisch und nicht mehr starr gekoppelt vom Triebwerk des Fahrzeugs angetrieben werden.

### **36.7 Global Chassis Control, die vernetzte Regelung der Chassisssysteme**

Das Chassis oder Fahrwerk mit Bremse, Lenkung, Radaufhängung, Lenkern und Lagern (in Ansätzen adaptiv oder aktiv verstellbar) und Reifen bildet die Schnittstelle zwischen Fahrzeug und Fahrbahn. Es bestimmt wie kein anderes Fahrzeugelement die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort. So vielfältig wie seine Aufgaben sind die entsprechenden technischen Lösungen zu deren Bewältigung. Eine separate Optimierung einzelner Chassisssubsysteme, die heute auch zur Abdeckung unterschiedlicher Marketing- und Einkaufsstrategien als in sich eigenständig (stand-alone) konzipiert sind, stößt dann an ihre Grenzen, wenn zur weiteren Verbesserung der Gesamtfunktion ein umfangreicher Datenaustausch zwischen diesen Subsystemen erforderlich ist. Denn hierzu erforderliche, standardisierte Schnittstellen existieren derzeit nur in Ansätzen.

Den letzten Entwicklungssprung zu einer höheren Funktionalität, die der Kunde als Fortschritt erkennt und dementsprechend auch honoriert, ist nur durch Vernetzung realisierbar. Um das Potenzial heute schon verbreiteter und kommender Technologien im Chassisbereich (s. ▶ Abschn. 36.6)

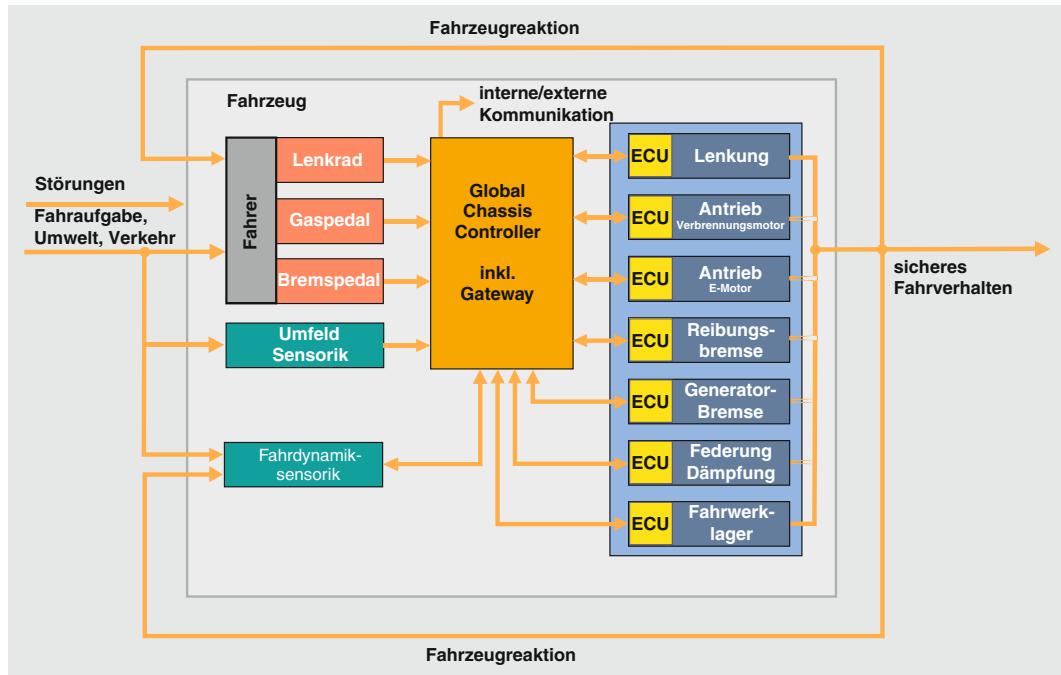
in vollem Umfang ausnutzen zu können, ist daher eine ganzheitlich und dennoch modular darstellbare Chassisregelung im Sinne eines Global Chassis Control (GCC) erforderlich, wie sie □ Abb. 36.9 zeigt.

Anhand zweier Beispiele sei hier das Potenzial der Vernetzung demonstriert:

#### **36.7.1 ESP II – Vernetzung mit elektrischer Lenkung**

Die Vernetzung von Lenk- und Bremssystem bringt über den Sensorsynergieeffekt hinaus gewichtige Vorteile, denn sowohl Bremse als auch Lenkung nehmen Einfluss auf das die Fahrdynamik bestimmende Giermoment des Fahrzeugs: Die Lenkung über die Reifenseitenkraft, das Bremssystem über die Reifenumfangskräfte, wobei die Seitenkräfte über einen längeren Hebelarm wirken. Im Gegensatz zum Bremseingriff mit seiner für den Fahrer spürbaren Längsverzögerung bleibt ein Fremdeingriff durch die Lenkung, zumindest für kleine Winkel, weitgehend unbemerkt. Im Systemverbund ist es so möglich, dass von der Fahrstabilitätsregelung ESP angeforderte Giermoment gleitender, diskreter einzuleiten, auch in Fällen wenn der Bremseingriff aufgrund z. B. „fehlenden Reibwerts“ auf der zu bremsenden Fahrzeugseite wirkungslos ist.

Der fahrdynamische Grenzbereich lässt sich damit in einem weiter entwickelten ESP der zweiten Generation (ESP II) breiter und für den Fahrer besser vorhersehbar einstellen. Im Zusammenspiel der Systeme lassen sich weiterhin Störgrößen wie Seitenwind oder Fahrbahnneigung ausregeln, und bei Notbremsungen auf Fahrbahnen mit Reibwertunterschieden rechts zu links, sog.  $\mu$ -Split-Bremsen, führt ein kombinierter Eingriff in Bremse und Lenkung zu einem eindrucksvollen Sicherheitsvorteil durch erheblich verkürzte Bremswege bei gleichzeitig verringertem Lenkaufwand für Kurskorrektur und Kurshaltung. Hier unterbremst das stand-alone-Bremssystem wegen Vorrang von Stabilität gegenüber Bremsweg die Hinterachse durch Einregeln beider Bremsen auf das niedrigere Druckniveau dieser Achse („select-low“). Außerdem wird die Druckschere an der Vorderachse nur begrenzt



■ Abb. 36.9 Systeme und Funktionen im Global Chassis Management (Quelle: Continental AG)

und darüber hinaus nur sehr langsam aufgebaut, um den Fahrer beim notwendigen Gegenlenken nicht zu überfordern. Beim vernetzten System aus regelbarer Lenkung und Bremse ist diese Maßnahme überflüssig. Stattdessen kann verstärkt eingebremst werden, da das hierbei entstehende bremskraftinduzierte Giermoment in Richtung Hochreibwertseite durch einen autonomen Lenkeingriff in Richtung Niedrigreibwertseite im Ansatz kompensiert wird (■ Abb. 36.10).

### 36.7.2 Elektronisches Luftfederfahrwerk, Dämpfer- und Stabilisatorverstellung

Der Konflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit (■ Abb. 36.11) erklärt, warum konventionelle Fahrwerke mit Stahltragfedern und nicht variablen Dämpfern stets einen Abstimmungskompromiss zwischen den Extremen sportlich (hart) und komfortabel (weich) darstellen. Die Lösung stellen adaptive Fahrwerke dar, die sich auf die je-

weilige Fahrsituation einstellen. Erster Meilenstein war in dieser Beziehung die Active Body Control von Mercedes Benz, die Aufbaubewegungen bis zu 5 Hz aktiv durch einen hydraulischen Stellzylinder in Reihe mit der Feder der klassischen Radaufhängung mit (steiferer) Stahlfeder und (weicherem) passiven Stoßdämpfer aktiv regelt.

Auch das 2001 von BMW präsentierte Dynamic Drive geht in diese Richtung, konzentriert sich jedoch auf die Stabilisator-Verstellung: Das System besteht im Kern aus einem geteilten Stabilisator gekoppelt über einen hydraulisch betriebenen Schwenkmotor. Schwenkmotorenwelle und -gehäuse sind mit jeweils einer Stabilisatorhälfte verbunden und wandeln – von einer Elektronik aufgrund der von einem Sensor gemessenen Querbeschleunigung elektronisch gesteuert – hydraulischen Druck in ein Torsions- bzw. über die Fahrwerks-Anbindung in ein Stabilisierungsmoment um. Federn und Dämpfer können dadurch komfortorientiert abgestimmt sein, ohne dass dies zu gravierenden Karosseriebewegungen oder Handlingnachteilen führt: Im Querbeschleu-

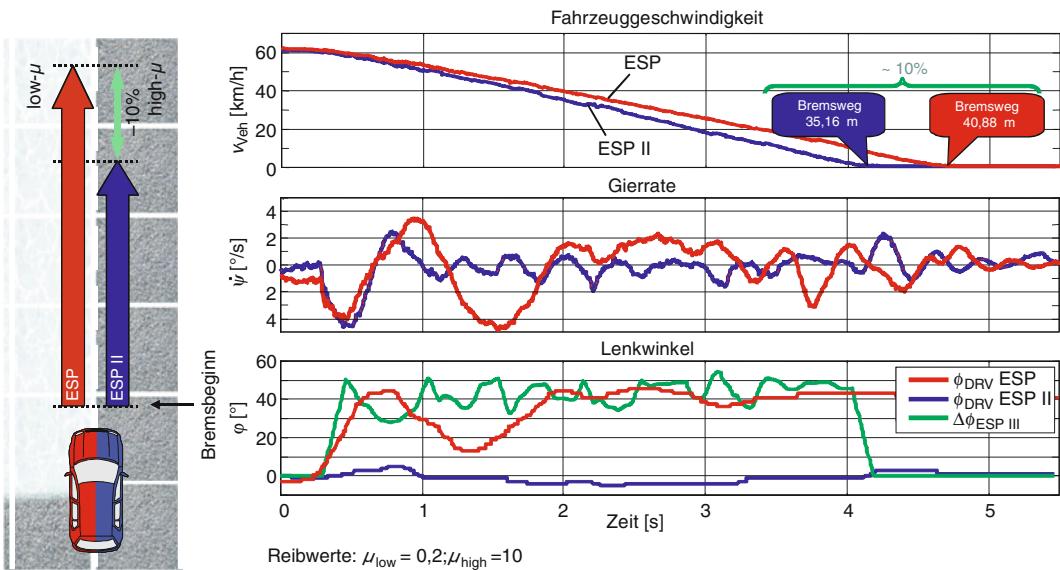


Abb. 36.10 Bremsung auf  $\mu$ -Split ohne/mit kombiniertem Brems- und Lenkungseingriff (Quelle: Continental AG)

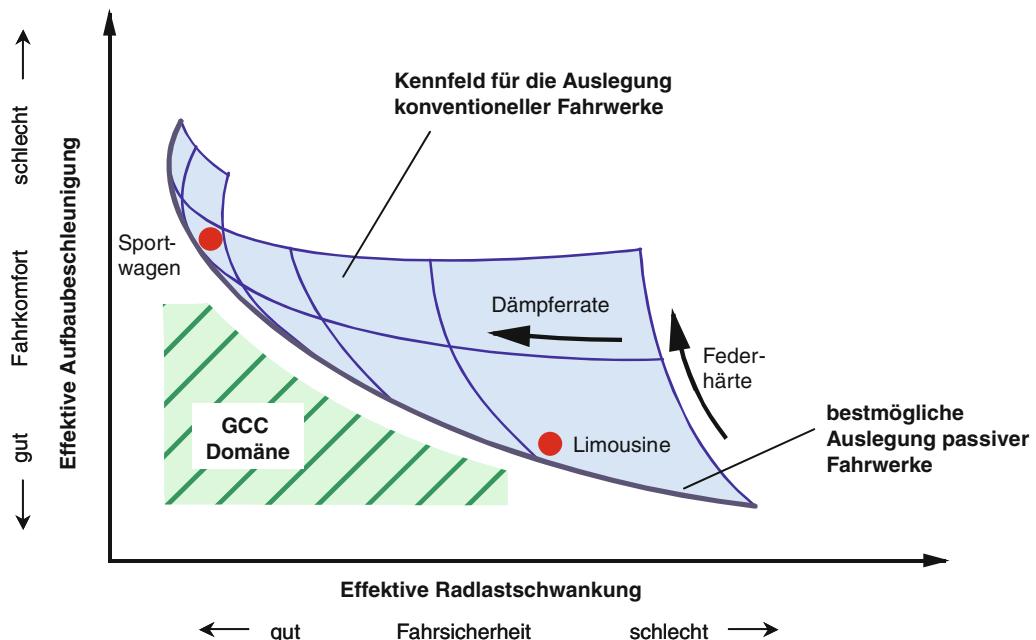


Abb. 36.11 Konfliktschaubild Fahrkomfort versus Fahrsicherheit (Quelle: Continental AG)

nigungsbereich von 0 bis 0,3 g treten keine relativen Wankwinkel auf, bis 0,6 g erzeugt Dynamic Drive ein quasi-stationäres Wankverhalten.

Das elektronische Luftfederungssystem EAS (Electronic Air Suspension), das in immer mehr Geländefahrzeuge und Fahrzeuge der Luxusklasse verbaute wird, nutzt die Möglichkeiten der elektronischen Regelung des Fahrwerks auf technologisch andere Weise noch konsequenter. EAS passt Dämpferkennlinie (stufig oder kontinuierlich), Federkennlinie und Karosserieniveau aufgrund von Sensorinformationen automatisch an die wechselnden Fahrzustände sowie an den Beladungszustand des Fahrzeugs an und bewirkt damit folgende Verbesserungen des Fahrverhaltens:

- Reduzierung von Wank- und Nickbewegungen
- Reduzierung sonstiger Aufbaubewegungen
- Reduzierung der Radlastschwankungen
- Verbesserung der Straßenlage
- bessere Geländegängigkeit (Karosserieanhebung bei Geländefahrt), resp. niedrigerer Kraftstoffverbrauch (Karosserieabsenkung bei hoher Fahrzeuggeschwindigkeit)

Darüber hinaus erlaubt es durch adaptive Steuerung von Luftfeder und Dämpfung bei fahrdynamisch wenig anspruchsvollem Betrieb ein Höchstmaß an Federungskomfort, um innerhalb von Millisekunden eine auf sicheres, sportliches Handling ausgerichtete Abstimmung von Federn und Dämpfern zu realisieren, sobald die Fahrzeugsensoren einen entsprechenden Bedarf signalisieren. Durch die Niveauregulierungs-Funktion der Luftfederung ist zudem gewährleistet, dass auch bei wechselnder Zuladung der gesamte Federweg genutzt werden und das Höhenniveau an verschiedene Einsatzbedingungen (Gelände, Autobahn etc.) angepasst werden kann. Fortschritte in der Balgentwicklung lassen mittlerweile Wandstärken von < 2 mm zu, so dass die aktuell eingesetzten Luftfederungssysteme in punkto Ansprechverhalten und Hysterese (harshness) auch höchste Ansprüche an den Federungskomfort erfüllen. □ Abb. 36.12 zeigt ein entsprechendes Luftfeder-/Dämpfermodul. Seine optimale Effizienz erhält EAS durch die Verknüpfung mit dem elektronischen Stabilitätsprogramm ESP. So können etwa für

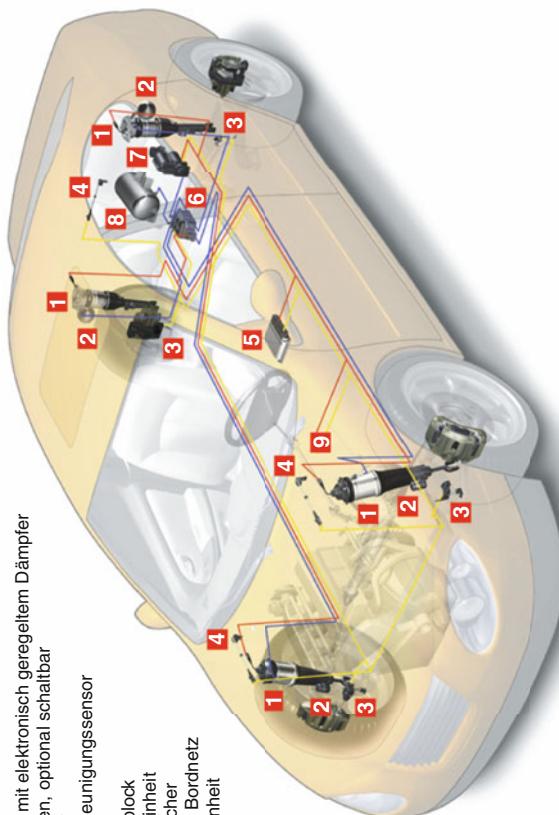
Verbesserungen des querdynamischen Fahrverhaltens durch einen gezielten Regelverbund von radindividuellem Bremseneingriff und Radlastvariation stabilisierende kurvenein- und kurvenausdrehende Giermomente erzeugt werden.

### 36.7.3 Technische und wirtschaftliche Notwendigkeiten

Werden eigenständige und auf isolierte Wirksamkeit konzeptionierte Chassisssysteme als Systemkombinationen verbaut, dient ein Großteil der Rechnerressourcen dazu, eventuelle Risiken, also unsichere Fahrzustände, auszuschließen. Im Vergleich hierzu eher sekundär erscheint die Zielsetzung nach synergetischer Funktionserweiterung (etwa über Sensor- und/oder Aktuator-Fusion) oder nach Kostensenkung (etwa durch Entfall von Sensoren oder elektronischen Regeleinheiten). Verschiedene Beispiele zeigen jedoch, dass die Gesamt-Performance des Chassis durch Vernetzung einzelner Komponenten erheblich gewinnt. Beispiele hierfür sind das „30-Meter-Auto“ (Vernetzung Reifen/Bremse/Fahrwerk) oder das ESP II (Vernetzung Motor/Bremse/Lenkung), s. ▷ Abschn. 36.7.1.

Besonders eindrucksvoll zeigt sich der Effekt einer aufeinander abgestimmten Entwicklung von Chassisssystemen und deren Vernetzung beim Projekt „Verkürzter Anhalteweg“. Im Rahmen einer Konzeptstudie mit dem plakativen Titel „30-Meter-Auto“ entwickelte Continental auf Basis eines Großserienfahrzeugs der Kompaktklasse einen Technologieträger, der dank der Vernetzung von EHB, Luftfederfahrwerk und die Reifenkräfte messende Reifen aus 100 km/h Fahrgeschwindigkeit Bremswege von 30 m erreichte. Das unter identischen Umständen gemessene Serienfahrzeug benötigte gut 38 m, um aus 100 km/h zum Stillstand abzubremsen.

In der visionären Endstufe stellt sich das Global Chassis Control mit einem Netzwerk zentraler und lokaler Intelligenz (d.h.: lokaler elektronischer Regeleinheiten), wie rudimentär beispielhaft in □ Abb. 36.13 gezeigt, als modular aufgebautes Fahrwerkssystem dar.



- 1 Luftpuderbein mit elektronisch geregelter Dämpfer
- 2 Zusatzvolumen, optional schaltbar
- 3 Höhensensor
- 4 Aufbaubeschleunigungssensor
- 5 Steuergerät
- 6 Magneteventilblock
- 7 Kompressoreinheit
- 8 Druckluftspeicher
- 9 Anschluss an Bordnetz und Bedieneinheit

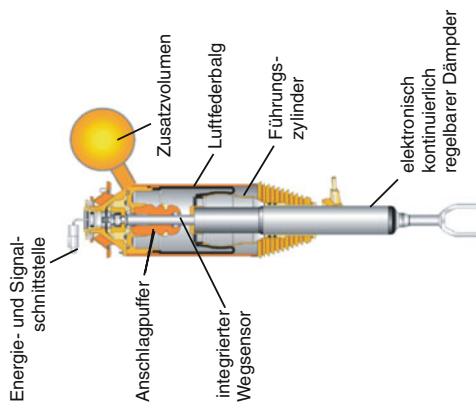


Abb. 36.12 Intelligentes Luftpuder-/Dämpfermodul (links), Systemlayout im Fahrzeug (rechts) (Quelle: Continental AG)

### 36.7 · Global Chassis Control, die vernetzte Regelung der Chassisssysteme

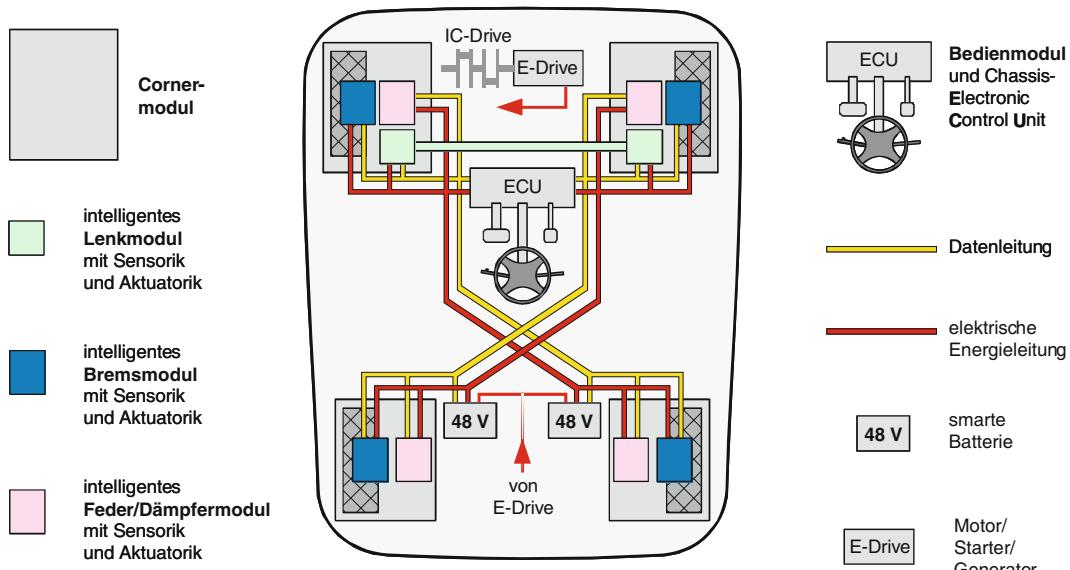


Abb. 36.13 Layout des intelligenten Fahrwerks (Quelle: Continental AG)

Dem Fahrzeugkäufer bringt Global Chassis Control folgende Vorteile:

- Breiterer und leichter beherrschbarer Grenzbereich
- Erweiterte ESP-Funktionalität
- Kürzeste Brems- und Anhaltewege
- Minimierte Aufbaubewegungen, sprich: situationsoptimierter Fahrkomfort
- Agiles Fahrverhalten und dadurch Fahrfreude
- Minimierter Bedienaufwand beim Bremsen und Spurhalten (Lenken)
- Verbesserte Fahrzeugverfügbarkeit
- Kundenmehrwertfunktionen

Die Vorteile für den Fahrzeughersteller sind:

- Modularer Baugruppencharakter (plug'n play), Montagevorteile
- Standardisierte Schnittstellen, Austauschbarkeit
- Sichere und zuverlässige E/E-Architektur, dadurch reduzierte Garantie- und Kulanzkosten
- Markenspezifische Differenzierung durch Einbringung eigener Funktionssoftware
- Größere Freiräume und bessere Wirtschaftlichkeit bei der Fahrwerksabstimmung
- Geringere Fahrzeugherstellungskosten

#### 36.7.4 Der integrale Sicherheitsgedanke

So wie die Chassis-Teilsysteme in einem globalen Regelverbund zusammenwachsen, ist auch die Integration der aktiven und passiven Sicherheitssysteme in vollem Gange. In einer ersten Stufe wurde von Mercedes im Jahr 2002 ein System der integrierten Sicherheit unter dem Namen PRE-SAFE in Serie gebracht. Neuere Systeme wie das Conti-Guard® genannte System von Continental binden zusätzlich Umfeldinformationen in eine gestufte Unfallvermeidungs- und Verletzungsschutz Strategie ein (Abb. 36.14).

Die Vereinten Nationen haben durch einen Beschluss ihrer Vollversammlung den Zeitraum 2011 bis 2020 zur Dekade der Verkehrssicherheit erklärt. Die EU-Kommission hat auf Vorschlag der Generaldirektion Verkehr (DG MOVE) Leitlinien für die Straßenverkehrssicherheit für 2011 bis 2020 veröffentlicht. Diese sehen unter anderem vor, die Zahl der im Straßenverkehr Getöteten um weitere 50 % zu reduzieren. Jedes Jahr kommt alleine in der EU die Einwohnerzahl einer ganzen Kleinstadt ums Leben. Europaweit muss die Verkehrssicherheit daher weiter erhöht werden. Eines steht fest: Fahreras-

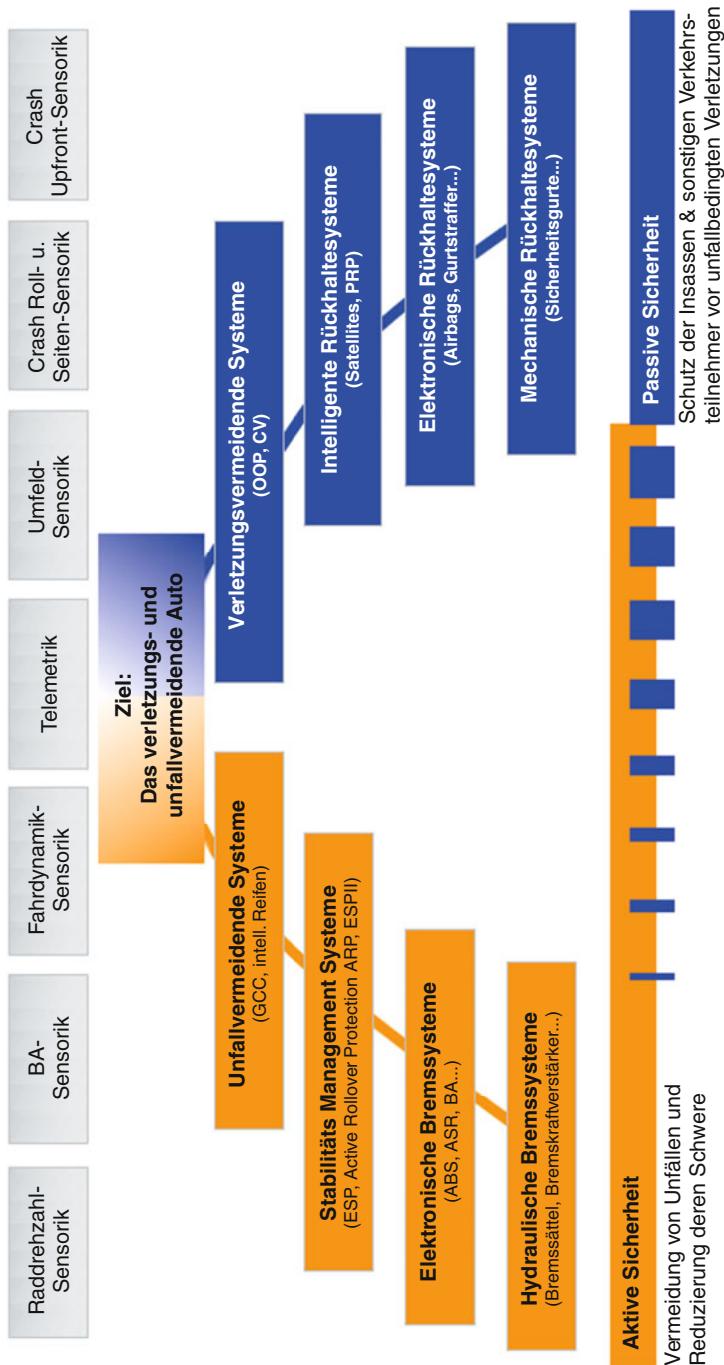


Abb. 36.14 Integration der aktiven und passiven Sicherheit (Quelle: Continental AG)

sistenzsysteme und integrierte Sicherheitssysteme wie ContiGuard® gelten als Schlüsseltechnologien, wenn es darum geht, die Fahrsicherheit zu erhöhen. Ohne sie wird die festgelegte Halbierung der Verkehrstotenzahlen bis 2020 schwer zu erreichen sein.

Die Regelungstechnische Vernetzung von (umfeldinformationsgestützter) aktiver und passiver Sicherheit zur integralen Sicherheit bringt viele Vorteile in allen Phasen des Fahrens:

- Erhöhter Schutz vor Unfällen resp. geminderte Unfallfolgen

### **Normales Fahren: Information und Entlastung**

Während der normalen Fahrt und ohne eine akute Gefahr wird der Fahrer durch Assistenzfunktionen von routineartigen Handlungen entlastet (Bsp. Adaptive Cruise Control ACC); bei der Spurhaltung assistiert der sogenannte Lane Keeping Assist LKA.

Der Fahrer wird bei der Einhaltung des sicheren Abstands zum Vordermann unterstützt, die Fahrspur wird mit Hilfe von Kamerainformationen und Lenkeingriff besser gehalten und haptisch zurückgemeldet, das Fahrlicht entsprechend der Witterungsbedingungen und der Tageszeit geregelt, Geschwindigkeitsbeschränkungen werden angezeigt, Verkehrsinformationen treffen über Radio oder Navigation ein.

### **Gefahrensituation: Warnung und Unterstützung bei der Unfallvermeidung**

Das elektronische Bremsystem und die elektrische Lenkung (EPS) sind Schlüsseltechnologien für alle eingreifenden aktiven und passiven Sicherheitssysteme. Vorausschauende Bremsassistenzfunktionen, die vom Vorkonditionieren der Bremse bis hin zur automatischen Notbremsung reichen, werden in kritischen Auffahrsituationen aktiv.

Auch bei der Durchführung eines Ausweichmanövers wird der Fahrer aktiv unterstützt, das Fahrzeug sicher auf der Straße zu halten. Wenn der Unfall dennoch unvermeidlich ist, spielen die drei folgenden Fahrphasen eine wichtige Rolle bei der Reduzierung der Unfallfolgen:

### **Vor dem Unfall: Vorbereitung**

Die Reduzierung der Aufprallgeschwindigkeit durch einen Notbremsassistenten kann die Ver-

letzungsgefahr entscheidend reduzieren. Vor einem Aufprall werden zusätzliche Schutzmaßnahmen (zum Beispiel das Aktivieren von Gurtstraffern, Positionieren der Insassen und der sonstigen Rückhalte- und Schutzsysteme, Position von Sitz und Kopfstützen), die das Fahrzeug und dessen Insassen auf einen Unfall vorbereiten, eingeleitet.

Je nach ausgewerteten Informationen über die Unfallschwere und den Crashtyp erfolgt eine an die Situation angepasste Zündentscheidung der nicht-reversiblen Rückhaltesysteme, so dass die Fahrzeuginsassen größtmöglichen und zuverlässigen Schutz erfahren.

### **Während des Unfalls: Aufprallschutz**

Um einen maximalen Insassenschutz zu gewährleisten, werden die Airbags situationsabhängig auf Grundlage der Daten von PreCrash-Sensoren ausgelöst. Dabei kommen Technologien wie zum Beispiel der Überrollsensorik und dem Crash Impact Sound Sensor (Optimierung der Airbag-Auslösung anhand des Körperschalls) aufgrund ihres schnellen und präzisen Ansprechverhaltens eine wichtige Bedeutung zu. Auch während eines Aufpralls bleibt der Notbremsassistent aktiv.

### **Nach dem Unfall: Milderung der Unfallfolgen**

Kurz nach dem ersten Aufprall werden Maßnahmen eingeleitet, die einen weiteren Aufprall vermeiden bzw. zu mildern versuchen oder Rettungskräfte alarmieren. Nachdem ein erster Aufprall durch die Zündung der Airbags detektiert wird, bremst das elektronische Bremsystem das Fahrzeug bis zum Stillstand automatisch ab. Der lebensrettende „eCall“ ist ein automatisch generierter Notruf. Es wird der Standort des Fahrzeugs angegeben und zusätzlich das „Minimum Set of Data“ (MSD) übermittelt. Diese Angaben sind für die Rettungskräfte wichtig, damit das Fahrzeug richtig geortet werden kann, vor allem wenn zum Beispiel ein einsamer (nächtlicher) Alleinunfall vorliegt.

### **36.7.5 Fernziel Unfallvermeidung**

Die heute schon weit verbreitete dynamische Navigation mit Anbindung an das GSM-Mobilfunknetz

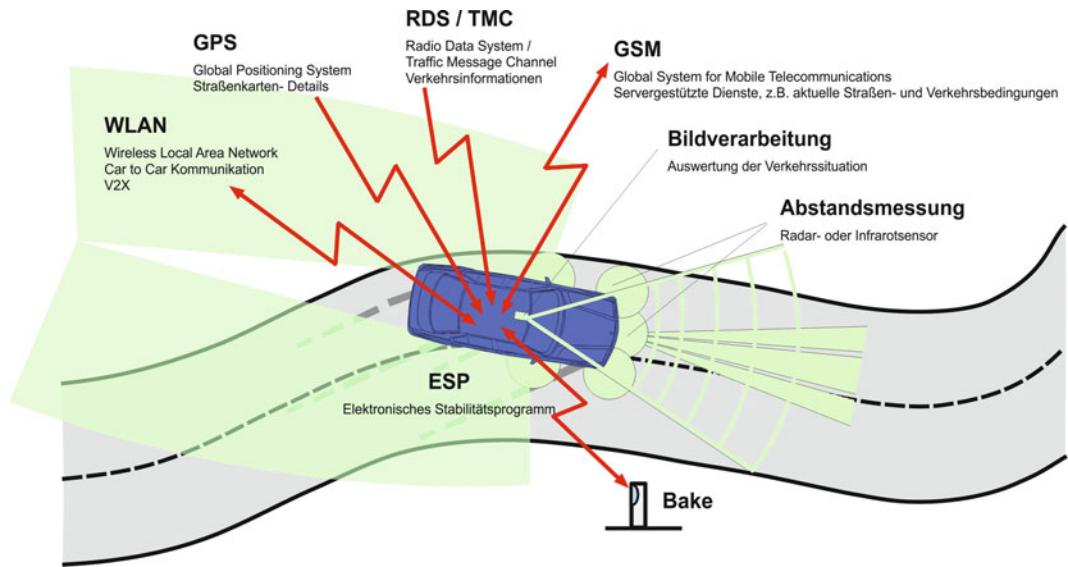


Abb. 36.15 Das mit Kameras, Radar und Telematik eingebundene Auto der fernen Zukunft wird Unfälle aktiv verhindern können (Quelle: Continental AG)

hat das Potenzial, einigermaßen verlässlich über aktuelle Staus oder Gefahren auf der geplanten Fahrtroute zu informieren. Mit zunehmender Präzision der elektronischen Straßenkarten und der Positionsbestimmung des Fahrzeugs werden weitere neue Funktionen denkbar, wie beispielsweise die Vernetzung des elektronischen Stabilitätsprogramms mit dem adaptiven Tempomat ACC. Er wertet mit erweiterter Sensorik (Kamera mit Bildverarbeitung) Fahrbahnmarkierungen maschinell aus, um so einen weiteren Schritt in Richtung sicheres Fahren zu leisten. Erkennt der Chassisregler eines derart ausgestatteten Fahrzeugs aufgrund der zusätzlichen Navigationsdaten, dass das Auto für die kommende Haarnadelkurve zu schnell ist, könnte dies zur Fahrerwarnung, zur Vorladung des Bremssystems oder gar in der visionären Endstufe zu einem autonom eingeleiteten Bremsvorgang führen (Abb. 36.15).

Mit steigender Zuverlässigkeit der Verkehrsinformationen, die über das Autoradio (Traffic Message Channel) oder digitale V2X-Kommunikation (Car to Car, Car to Infrastruktur Kommunikation) in den Fahrwerksrechner gespeist werden, lässt

sich die Vision der aktiven Unfallvermeidung durch vernetzte elektronische Komponenten weiter ausmalen: Droht auf dem demnächst passierten Streckenabschnitt Glatteis oder ist die Fahrbahn wegen eines Unfalls oder einer Baustelle blockiert, kann die Elektronik den Fahrer warnen oder gar das Auto durch aktive Eingriffe in Lenkung und Bremse verzögern. Drive-by-wire wird zur „enabling technology“, die das Auto sehen und hören lehrt. Eingedenk der Ansprüche, die eine so komplexe Vernetzung von Chassisystemen untereinander und mit der Außenwelt stellt, ist es bis zum Auto, das Unfälle aktiv vermeidet, ein langer Weg. Er wird noch Jahrzehnte in Anspruch nehmen. Doch mit Global Chassis Control, umfeldinformationsgestützter integraler Sicherheitstechnologie und weitergehend Fahrzeug/Fahrzeug- resp. Fahrzeug/Umfeld-Kommunikation, ist er zu bewältigen. Neben leistungsfähigen Sensoren und leistungsfähigen Aktuatoren ist insbesondere eine an die Bedürfnisse der funktionalen Sicherheit angepasste Fahrzeugarchitektur erforderlich. Dem fortschrittlichen, alle zukünftigen Anforderungen abdeckenden Bremssystem kommt dabei höchste Bedeutung zu.

## Literatur

1. Rieth, P., Drumm, S., Harnischfeger, M.: Elektronisches Stabilitätsprogramm: die Bremse, die lenkt. Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech (2001)
2. Rieth, P.: Autonome Bremsysteme. Continental Teves AG & Co. oHG, Frankfurt (1999)
3. Rieth, P.: Brake by Wire: Bremsentechnologie im Wandel. Continental Teves AG & Co. oHG, Frankfurt (1999)
4. Rieth, P.: Technologie im Wandel: X-by-Wire. Vortrag auf der Fachkonferenz „Neue Elektronikkonzepte in der Automobilindustrie“ des Institute for International Research IIR, Stuttgart (1999)
5. Beller, H. A., Rieth, P.: Mit Total Chassis Management auf dem Weg zum intelligenten Fahrwerk. Vortrag auf dem XX.  $\mu$ -Symposium, Bad Neuenahr (2000)
6. Eckert, A., Drumm, S., Rieth, P.: Global Chassis Control, das Chassis im Reglerverbund. Vortrag auf der Tagung Fahrwerkstechnik, Osnabrück (2001)
7. Schreiber, W., Rudolph, F., Becker, V.: Das neue Doppelkupplungsgetriebe von Volkswagen. ATZ 105(11), 1022–1039 (2003)
8. Rieth, P.: ESP II – Die nächste Generation elektronischer Stabilitätsregelung mit zusätzlichem Lenkeingriff. Vortrag VDA Technischer Kongress, Rüsselsheim, März (2004)
9. Rieth, P., Semmler, S.: GCC – Das vernetzte Fahrwerk. Vortrag 13. Aachener Kolloquium, Aachen, Oktober (2004)
10. Rieth, P., Remfrey, J.: APIA – The Way to the Accident and Injury Preventing Vehicle. Vortrag Automatisierungs-, Assistenz- und eingebettete Systeme für Transportmittel (AAET), Braunschweig Februar (2005)
11. Die neue Mercedes S-Klasse. Sonderheft der ATZ/MTZ, Oktober (2005)
12. Subramanian, R.: Motor Vehicle Traffic Crashes as Leading Cause Of Death in the United States, 2008 and 2009, NHTSA, Mai (2012)

# Serviceteil

Sachverzeichnis – 786

A

B

C

# Sachverzeichnis

---

30-Meter-Auto 777

70/156/EWG 731

$\mu_{\text{high}}$  740

$\mu_{\text{low}}$  740

$\mu$ -Split 524

$\mu$ -split 740

## A

Abbremsung 96, 129, 254

abgeknickte Bremskraftverteilung 23

Abkommen der UN-ECE von 1958 732

Abkommen der UN-ECE von 1998 744

Abnahme der

Kettenfahrzeugbremse 354

Abrasivstoff 584

ABS 31, 35

ABS/ASR-Hydraulik 158

ABS-Regelspur 88

ABS-System 740

ABS-Ventil 35

Achsschenkelaufbau 692

Active Body Control 775

Adaptive Cruise Control (ACC) 12, 537, 765

adaptive Regelung 419

adaptive Steuerung von Luftfeder und Dämpfung 777

adaptives Fahrwerk 775

aktive Belagführung 457

aktive Fahrsicherheit 763

aktive Unfallvermeidung 763

aktiver Bremsbelag 557

aktiver Bremskraftverstärker 12

Aktor 498

Altautoverordnung 758

AMS-Test 694

Anbremsdynamik 486

Anforderungsprofil an Reibbelag 573

Anhalteweg 19

Anhänger 251

Anhängerbremsen 251

Anpassungsphase 532

Ansprechen 40

Ansprechverhalten 42

Ansprechzeit 617

Antiblockiersystem (ABS) 21, 125, 520

Antimon 581

Anti-Skid 10

Antriebs-/Achskonfigurationen 506

Antriebsschlupfregelung (ASR) 11, 125, 520

Antriebsstrang 2

Antriebsstrangkonfigurationen 507

Antrittskraft 42

Arbeitsmaschinen 416

Assistenzsystemen 493

Atomabsorptionsspektroskopie (AAS) 587

Aufbaunicken 38

Auffahrunfälle 12, 163

Auftriebsbeiwert 29

Ausfallwahrscheinlichkeit 24

Außenbandbremse 3

äußere Verstärkung 97

Aussteuerpunkt 41, 42, 99, 166

Automatikknarzen 577

automatisches

Verschleißnachstellsystem 237

automatisierten

Fahrzeugführung 427

automatisiertes Schaltgetriebe

(ASG) 770

## B

Bahnführungsebene 764

Bandbremse 2

Batterie 504

Baugröße 44

Bauraumausnutzung 43

Befestigungsgeometrie 307

Befüllung 163, 172, 589

Behälterwarneinrichtung 172

Beharrungsbremsung 17

Beharrungstemperatur 47

Belagverschleiß 138

Belagverschleißverhalten 106

Belastungsart 623

Belastungskenngröße 622

Beobachter 529

Bergtest 694

Berstversuch 682

Betätigungsseinrichtung 94, 437

Betätigungsgeräusch 636, 697

Betätigungs kraft 127

Betriebsschwinganalyse 697

Bewegungsbahn 67

Bindemittel 583

Biolöslichkeit 580

Blei 580

Blockierreihenfolge 22

Blockierspur 87

Borsäureester 670

Brake-by-wire 434, 496, 768

Brake-to-Vacate 359

Brems-Antriebsschlupfregelung 11

Bremsassistent (BAS) 12, 21, 161

Bremsbacken 749

Bremsbelag 50, 749

Bremsberechnung 256

Bremsdruck 126

Bremsdynamik 21

Bremse 125, 752

Bremsenansprechdauer 19

Bremsenberechnung 335

Bremsdiagnose 749

Bremseingriff 156

Bremsenergierückgewinnung 145

Bremsenfaktor 254

Bremsenkennwert  $C^*$  97, 99, 253, 446

Bremsenkreisaufteilung 101

Bremsenmanagement 341

Bremsenprüfstand 684

Bremsenquietschen 750

Bremsenrubbeln 48, 286, 695

Bremsenschwelldauer 19

Bremsenspannkraft 97

Bremsflüssigkeit 31, 674, 748, 757

Bremsflüssigkeitstyp 670

Bremsgeräusch 48, 284, 629, 696, 700

Bremsgewicht 396

Bremsklotz 2

Bremeskraft 32, 126, 280

Bremeskraftbeiwert-Kurve 148

Bremeskraftverstärker 750

Bremeskraftverstärkung 44

Bremeskraftverteilung 21, 34, 267, 738

Bremeskraftverteilungsdiagramm 508

Bremskreis 130

Bremskupplung 402

Bremslastkollektiv 682

Bremsleistung 29

Bremsmittelpunkt 264

Bremsmoment 127, 280

Bremsmomentenkompensation 471

Bremsmomentschwankung 695

Bremsnickausgleich 40, 268

Bremspedalgefühl 40, 475, 515

Bremsprüfung 338

Bremsprüfung Typ I 736

Bremsprüfung Typ II 738

Bremsprüfung Typ II A 738

Bremsprüfung Typ III 736

Bremsrekuperation 513

Bremsscheibe 749

## Sachverzeichnis

Bremsscheibenerprobung 691  
 Bremsscheibenschirmung 283  
 Bremsschlauch 748, 752  
 Bremsschlupfregler 11  
 Bremsstabilität 22  
 Bremssteuerung 403  
 Bremssystemvarianten 513  
 Bremsumfangskraft 97  
 Bremsvorgang 57  
 Bremsweg 19, 29  
 Bremswegtest 699  
 Bremswegverkürzung 561  
 Bremswegverlängerung 21, 47  
 Bugrader 12  
 Bussysteme 504  
 B-Zeit 586

## C

C\* 97, 496  
 C\*-Wert 6, 496  
 Cadmium 581  
 CAN-Datenbus 161  
 Centerlock-Befestigung 308  
 charakteristische Geschwindigkeit 531  
 Chassisregelung 774  
 Closed-loop-Manöver 711  
 Cluster 162  
 CO<sub>2</sub>-Emission 516  
 ContiGuard 779  
 Corioliskraft 162  
 Corrective Liners 576  
 Crash Impact Sound Sensor 781  
 Crashverhalten 50  
 Cruise Control 765

## D

Dampfbblasenbildung 31, 135, 283  
 Darmstädter Reifensor 566  
 Dauerfestigkeit 714  
 Dauerlauferprobung 700  
 Dauerschwingversuche 715  
 DC-Motor 481  
 DEKRA 731  
 Diagonalaufteilung 101  
 diagonale Aufteilung 7  
 Dichtheit 681  
 Dickendifferenzbildung 576  
 Dickenschwankung 695, 700  
 Differential Scanning Calorimetry (DSC) 587  
 Differentialgleichung 637  
 Differenzthermoanalyse [DTA] 587  
 Dimensionierung 616, 622  
 Disc Thickness Variation (DTV) 695

diversitäre Redundanz 461  
 Doppelkupplungsgetriebe 770  
 Dosierbarkeit 40  
 DOT 674  
 Drehratensor 528  
 Drehwinkelgeber 486  
 Druckdynamikanforderungen 475  
 Druckeinstellung 489  
 Druckgradient 378, 491  
 Druckregler 756  
 Druckstangenkreis 169  
 Druck-Volumen-Kennlinie 467, 486  
 DTV 133, 575, 576, 631  
 Duo-Servo 7  
 Duplex-Trommelbremse 6

## E

EBA-City 125  
 eCall 781  
 EHB 436  
 Eigenform 632  
 Eigenfrequenzanalyse 681  
 Eigenlenkverhalten 531  
 Eigenwert 640, 641  
 Einbausituation 42  
 Eingriff in Bremse und Lenkung 774  
 Einlauf 618  
 Einlaufvorgang 32  
 Einspurmodell 262  
 Eisenbahn 391, 417  
 Elch-Test (VDA Test) 529  
 elektrisch betätigte  
 Reibungsbremsen 444  
 elektrische Maschine 504  
 elektrische Reichweite 504  
 elektrische Vakuumpumpe (EVP) 469,  
 472, 473  
 elektrischer Antrieb 416, 507  
 Elektrofahrzeuge 472, 473, 475, 477,  
 506  
 elektro-hydraulische  
 Bremsbetätigung 179  
 elektrohydraulische Bremse (EHB) 772  
 elektrohydraulische  
 Bremssysteme 439  
 Elektro-Hydraulische-Combi-Bremse (EHC) 773  
 elektrohydraulischer Wandler 442  
 elektromechanisch 179  
 elektromechanisch unterstützende  
 Lenkhilfe 38  
 elektromechanische Bremse  
 (EMB) 373, 496  
 elektromechanische  
 Bremssysteme 442

Elektronische Bremskraftverteilung  
 (EBV) 11, 21, 24, 35, 125  
 elektronische Dämpfung 418  
 elektronische Differentialsperre 11  
 elektronischer Teil 418  
 elektronisches LuftfederSystem  
 EAS 777  
 elektronisches Schlupfregelsystem 24  
 elektronisches Stabilitätsprogramm  
 (ESP) 12, 125, 520  
 EMB 436  
 Emergency Valve Assistant 538  
 Empfindlichkeit 253  
 Energiedichte 169  
 Energierückgewinnung 464, 774  
 Energieverbrauch 740  
 Energieversorgungseinrichtung 94  
 Entlüftung 163  
 Entwicklungskette 684  
 ESP hev 471  
 ESP II 774, 777  
 EU-Altautoverordnung 582  
 EWB 497

## F

Fading 30, 47, 103, 259, 282, 489, 752  
 Fahrbahnoberfläche 711  
 Fahrdynamikregelung 21  
 Fahrerassistenzsystem 12, 17  
 Fahrerbremswunsch 468, 470–474, 515  
 Fahrerbremswunscherfassung 469,  
 472, 474  
 Fahrerhandlung 17  
 Fahrerinformation 17  
 Fahrerwahrnehmung 510  
 Fahrkomfort 629, 763  
 Fahrmanöver 710  
 Fahrradbremssystem 302  
 Fahrsicherheit 560, 763  
 Fahrversuch 698, 708  
 Fahrwerksgeometrie 267  
 Fahrzeugbeladung 41  
 Fahrzeug-Bremsen-  
 Geräuschprüfstand 690  
 Fahrzeugführeraufgabe 764  
 Fahrzeugkonzepte 505  
 Fahrzeugeaktion 17  
 Faser 580, 585  
 faserhaltiger Reibbelag 576  
 Faustsattel 10  
 Federspeicherbremszylinder 352  
 Fehlererkennungs- und  
 Diagnosemethoden 422  
 Fehlersicherheit 492  
 Fehlertoleranz 717  
 Felgenbremse 303

Felgenverschmutzung 573  
 Fertigungsverfahren 588  
 feste Bremskraftverteilung 23  
 Festhaltebremsung 17  
 Festigkeit 579, 682  
 Festsattel-Scheibenbremse 7  
 Feststellbremsanlage 94, 738  
 Feststellbremse 237  
 Feststellbremswirkung 258  
 Flammen 590  
 Fliehkraft 262  
 Fließstrecke 586  
 FMVSS 105 732, 748  
 FMVSS 106 732  
 FMVSS 116 732  
 FMVSS 135 732  
 FMVSS 135 und ECE R 13 H 744  
 Folgeverstärker 487  
 Formel 1 381  
 frei rollende Radgeschwindigkeit 532  
 Fremdkraftanlage 768  
 Fremdkraftbremsanlage 8  
 Frequenz 630  
 Front-Bolt 166  
 Funktionen 418  
 Funktionsmechanismus 619  
 Funktionsstoff 584  
 Fußhebelwerk 50

## G

Gefahrenbremsung 20  
 Gel-Permeations-Chromatographie (GPC) 587  
 General Safety Regulation GSR 732, 742  
 Generator 504, 511, 513, 518  
 Generatorcharakteristik 505  
 Generatorkennlinie 465, 470, 471  
 Geradeausfahrt 34  
 Geräteanalytische Untersuchungsverfahren 586  
 Geräusch 629  
 Geräuschprüfstand 689  
 Gestängesteller 255  
 Getriebebremse 3  
 Giergeschwindigkeit 36, 528  
 Giermoment 34, 38, 127, 529, 775  
 Giermoment-Aufbauverzögerung 523  
 Giermomentenregelung 158  
 Gierratensor 161  
 Gleitschutzregler 10  
 Global Chassis Control 774  
 Glykol 670, 674  
 Glykolether 670  
 Groß-Glockner-Abfahrt 694

GRRF, Arbeitsgruppe Bremsen und Fahrwerk 733  
 GSR 732  
 Gutachten 256  
 Gütegrad 21  
 Güterwagen 392

## H

Haftvermittlung 579  
 Haftwertausnutzung 20, 23  
 Handbremsarmatur 281  
 Handkraft 280  
 Handlung 59  
 Hardware-in-the-Loop (HIL) 116, 426  
 Härtung 589  
 Harz 583, 586  
 HAS hev 474  
 Hauptbremszylinder 751  
 Heißpressen 589  
 Heißrubbellen 631, 695, 749  
 Heiß-Rubbeluntersuchung 700  
 Heulen 635  
 hierarchisch 529  
 Hilfsbremsanlage 94, 738  
 Hilfsbremse 237  
 Hilfskraft 164  
 Hilfskraftanlage 8, 768  
 Hinterachsanteil 95  
 Hinterachsenlenkung 38  
 Hinterradbremse 271  
 Hochgeschwindigkeits-Fading-Test 695, 699  
 Hochgeschwindigkeitszug 391  
 Hochlasttest 692  
 Hochleistungssportwagen 380  
 Hochvoltbatterie 465  
 Holografie 697  
 Homologation 721  
 Hotspots 631  
 Hybrid 575  
 Hybridantriebsarchitekturen 769  
 Hybridantriebsfahrzeug 773  
 Hybridbelag 577  
 hybride elektrische Bremssysteme 460  
 Hybridfahrzeug 145, 489, 505  
 hydraulische Bremse 5  
 hydraulischer Bremsassistent (HBA) 159, 538  
 hydraulisches Bremsmoment 470  
 hydrodynamische Betriebsbremse 354  
 Hygroskopizität 674

## I

iBooster 473  
 ideale Bremskraftverteilung 22, 35  
 Impulsrad 160  
 Industriebremse 612  
 Informationsverarbeitung 59  
 Informationsverarbeitungsprozess 60  
 Infrarotspektroskopie (IR) 587  
 Innenbackenbremse 2  
 innere Übersetzung C\* 127  
 innere Verstärkung 6, 97  
 Integration durch die Funktionen 420  
 Integration durch die Komponenten 420  
 Integrierte mechanisch-elektronische Systeme 413, 414  
 integrierte Parkbremse 577  
 intelligente mechatronische Systeme 415  
 Intensivmischer 588  
 iPad 558  
 ISO 9128-2016 735

## K

Kalman Filter 531  
 Kaltrubbellen 631, 695, 749  
 Kalt-Rubbeluntersuchung 700  
 Kamm'scher Kreis 35  
 Kamm'scher Reibungskreis 149  
 Kautschuk 583  
 KBA 731  
 Keilbremse 2, 497  
 Keramik 578  
 Keramikscheibe 578  
 Kettenfahrzeugbremse 346  
 Klacken 636  
 Klappern 635  
 Kleber 579  
 Klotzbremse 2, 393, 404  
 Knarren 636  
 Knarzen 577, 633  
 Kneter 588  
 knock-back 680  
 koaxiale Anordnung 489  
 Kodezisionsverfahren 732  
 Kombinationsbremssystem 353  
 Komfort 695  
 Komforttest 699  
 Komfortuntersuchung 573  
 Komitologieverfahren 732  
 Kompatibilität 258, 738  
 Kompatibilitätsband 257  
 komplex elektronisches System 740, 742

Kompressibilität 142  
 Konditionierung 512  
 kontinuierliche  
   Verschleißsensierung 240  
 Körperschall 630  
 Korrekturfaktor 257  
 Korrosion 286, 683  
 Korrosionsschutz 51  
 Kraftfahrzeuge 417  
 Kraftkopplung der  
   Fahrwerkskomponente 550  
 Kraftmaschinen 416  
 Kraftschluss 16  
 Kraftschlussausnutzung 740  
 Kraftschlussbeanspruchung 32  
 Kraftschlussbeiwert 18  
 Kraftschlussbeiwertdiagramm 257  
 Kraftschlussgrenze 32, 35  
 Kraftschluss-Schlupf-Kurve 33  
 Kraftsensorik 558  
 Kreisausfall 130  
 Kreiselkraft 263  
 Kugelgewindetrieb 481  
 Kühlkanal 47  
 Kühlung 140, 375  
 Kupfer 582  
 Kurvenfahrt 35, 270

**L**

Lamellenbremse 334  
 Lane Keeping Assist 781  
 Längsdynamik 149  
 Laservibrometrie 697  
 Lastkombination 622  
 Latsch 32  
 Launch Control 770  
 Leerweg 42  
 Leistungsfähigkeit 694  
 Leistungstest 699  
 Lenkanlage 350  
 Lenkmoment 270  
 Lenkraddrehschwingung 48  
 Lenkradius 38  
 Lenkstabilisierung 350  
 Lockheed 4  
 lokale Verschleißhöhe 621  
 lokaler Verschleiß 621  
 Lokomotive 391  
 Low Steel 575, 578  
 Low Steel Reibmaterialien 576  
 Luftdruckbremse 5  
 Luftfahrtbestimmungen 365  
 Luftschall 630  
 Luftspalt 160  
 Lüftspiel 132, 306  
 Lüftung 352

Luftwiderstandsbeiwert 29

**M**

magnetoresistiv 160  
 Magnetschienenbremse 406  
 Markov-Ketten 717  
 Maschinenelemente 415  
 Materialkonzept 574  
 mechanisch 415, 418  
 mechanische Bremse für  
   Kettenfahrzeug 348  
 mechanische Reibungsbremse 348  
 mechanische Verankerung 580  
 Mechatronik 413  
 Mechatronische Systeme 413  
 Mehrscheibenbremse 625  
 Mensch-Maschine-Schnittstelle 768  
 messbare Größen 419  
 Messtechnik 708  
 Metalle 585  
 metallfreier Reibbelag 577  
 Metallnest 618  
 Metro 393  
 Mild-Hybrid 470, 472, 476  
 Mineralöl 671  
 Mischplattformen 476  
 Modellbildung 424  
 Modenkopplung 632, 641  
 Modularität 492  
 Modulation 151  
 Motordynamik 490  
 Motoreingriff 152  
 Motorleistungssteuerung 525  
 Motorrad 88, 262  
 Motorschleppmoment 158  
 Motor-Schleppmommentregelung 526  
 Muhen 634  
 Multiple Units 392  
 Multiplex-Verfahren 490

**N**

Nachlaufstrecke 270  
 Nachstelleinrichtung 139  
 Nachstellung 255  
 Nahbereichssensor 162  
 NAO 575, 576  
 NAO-Reibbelag 576  
 nasslaufende Lamellenbremse 348  
 Navigationsebene 764  
 negativer Lenkradius 10  
 NHTSA 731  
 nichtmessbare Größen 419  
 Nickausgleich 39  
 Nickmoment 39

Nickpol 39  
 Nockenmoment 254  
 Notbremsassistent 125  
 Notbremsassistenten EBA-City 12  
 Notbremssystem 742  
 Notlöseeinrichtung 352  
 Notstopp 616  
 Notstoppbetrieb 623  
 NPRM 733

**O**

Objektivbewertung 710  
 offenes Bremsystem 492  
 Off-Road Fahrzeug 330  
 Ökologie 580  
 ökologische Stufe 582  
 Onboard-Diagnose 722  
 Open-loop-Manöver 711

**P**

Pascal'sches Gesetz 5  
 Passabfahrt 284  
 Pedalbetätigung 65  
 Pedalcharakteristik 41, 464–466, 474, 475, 486  
 Pedalgefühl 466, 475, 511  
 Pedalgefühlsimulator 474  
 Pedalinterface 492  
 Pedalkraft 97  
 Pedalkraftsimulation 466, 467, 469, 470, 473–475  
 Pedalkraftverlauf 40  
 Pedalrückwirkung 473, 475  
 Pedalübersetzung 97  
 Pedalwegsensor 469, 471, 474  
 pneumatischer Bremsassistent 538  
 Poly-Tetrafluor-Ethylen (PTFE) 164  
 Positionsregelung 490  
 Power on Demand 473, 766  
 Pressen 589  
 Primärkreis 169  
 Primärretarder 353  
 Prozessmanagement 421  
 Prüfverfahren 585, 588  
 Prüfverfahren für Rohstoffe 585  
 Pull-Push-Prinzip 138  
 pyrolytische Gaschromatographie (PCG) 587

**Q**

Qualität 748  
 Querbeschleunigung 36  
 Querdynamik 149

Quietschen 631

**R**Radaufhängung 550  
Radaufstandskraft 149Radlast 31  
Radlastbeeinflussung 561Radlastschwankung 31  
Rapid-control-prototyping 426Rasterelektronenmikroskop  
(REM) 586

Reaktionsdauer 19

Reaktionszeit 61

Referenzgeschwindigkeit 523

Regelabweichungen 490

Regelkreis 41

Regelung 13 H 732

Regelungs- und  
Automatisierungstechnik 421

Regelventile 489

Regenerationsfähigkeit 620

Regenerative Brake Control (RBC) 469

regeneratives Bremsen 469, 472

regeneratives Bremsmoment 465,  
466, 469, 470, 472

regeneratives Bremssystem 145

Regulierbremsung 396

Reibbelag 572

Reibbelag für keramische Scheibe 578

Reibeigenschaft 336

Reibpaarung 515

reibtechnische Eigenschaft 573

Reibung 2

Reibungseigenschaft 617

Reibungsellipse 35, 531

Reibungskompensation 419

Reibungszahlkurve 618

Reibwert 32

Reibwertabfall 45

Reibwert-Prüfstand 688

Reibwertschwankung 132

Reifenbreite 263

reifengefederete Masse 44

Reifenlängskraft 31

Reifenschlupf 520

Rekuperation 145, 470, 475, 489, 504,  
512, 516

Rekuperationseffizienzen 470, 473

Rekuperationseffizienzerhöhung 475

Rekuperationspotential 465

Rennsport 579

Rennwagen 378

Reservevolumen 171

Resonanzfrequenz 632

Restmoment 680, 693

Retarder 400

Risikoanalyse 719

Risikograph 720

Rissfestigkeit 692

Rohmaterialklasse 583

Rohrleitung 752

Rohstoff 583

Rohstoffklasse 588

roll-back 680

Rollenbremse 306

Rollen-Bremsprüfstand 684

Rollwinkel 263

Röntgenfluoreszenzanalyse (RFA) 587

Rubbeln 630

Rückfallebene 487

Rückförder-systemen 489

**S**

S/W-Aufteilung 130

Scheibenbremse 2, 31, 253, 333, 612,  
613

Scheibenkühlung 385

Scheibenschildmung 693

Schiebesattelprinzip 239

Schienenfahrzeug 391

Schienenfahrzeugbremse 391

Schirmung 49

Schleichabfahrt 699

Schleifen 636

Schleiffreiheit 303

Schlupf 17, 32

Schlupfgeschwindigkeit 520

Schmiermittel 584

Schnellbremung 397

Schockbelastung 707

Schräglaufwinkel 38, 149

Schwarzweiß-Aufteilung 7

Schwermetall 580

Schwerpunktstlage 262

Schwimmkreis 169

Schwimmrahmensattel 10

Schwimmwinkel 529

Schwingung 629

Schwungmassen-Bremsen-

Geräuschprüfstand 690

Schwungmassen-

Bremsenprüfstand 689

Seitenführungskraft 149

Seitenführungsverhalten 33

Seitenkraft 35

Sekundärkreis 169

Selbsterregung 641

Selbsthemmung 254

Selbststabilisierungsmechanismus 262

Selbststärkung 144

Selbststärkungseffekt 44

Select Low 524

Semimet 574, 575

Semimetallischer Reibbelag 574

sequentiell 490

sequentieller Ansteuerung 491

Servo-Bremse 6

Sicherheitsanforderungen 516

Sicherheitskonzepte 516

Silikonester 671

Simplexbremse 3

Simplex-Trommelbremse 99

Simulation 424, 426

Simulationsumgebungen 424

Simulationsverfahren 367

simultan 490

Sintermaterialien 578

Smart Booster 438

SmartPads 558

S-Nockenbremse 253

Software-in-the-Loop 424

Sollgeneratormoment 465

Sollgiergeschwindigkeit 531

Sollschlupf 535

Sollwertbestimmung 529

Sperrwirkung 532

Spindel 490

Sprag-Slip 640

Stabilität 262

Stabilitätsebene 764

Stabilitätsgrenze 22

Standfestigkeit 30

Steilkurve 528

Stick-Slip 640

Stilfser-Joch-Abfahrt 694

Straßenbahnbremse 407

Strong-Hybrid 472

Subjektivbewertung 710

System-Architektur 510

Systemdynamik 490

Systemverbund 774

**T**

Tandem-Bremskraftverstärker 166

Technischer Dienst 731

Technischer Überwachungsverein 731

Teilbelagscheibenbremse 2

Temperatursensorik 558

Temperaturüberwachung 375

Testgerät 758

thermische Analyse (TA) 587

thermische Auslegung 45

Thermogravimetrie [TG] 587

Touristenabfahrt 699

Transition Reib-/Generatorenbremse 511

Transitionsfähigkeit 513

## Sachverzeichnis

trockenlaufende  
Einscheibenbremse [349](#)

trockenlaufende  
Mehrscheibenbremse [349](#)

Trommelbremse [2, 31, 99, 253, 333, 612](#)

Trommelbremsen-Bauart [235](#)

Typgenehmigung [731](#)

Typprüfverfahren [731](#)

## U

Überlagerungsslenkung [38](#)

Überlastung [619](#)

Übertragungseinrichtung [94](#)

Überwachung [421](#)

Umsetzbewegung [63](#)

Umsetzzeit [61](#)

Umweltschutz [343](#)

Underlayer [579](#)

UN-ECE R.E.3 [734](#)

Unterdruckniveau [164](#)

Unterdruckversorgung [45](#)

## V

Vakuumbereitstellung [515](#)

Vakuumpumpe [164](#)

Vakuumverstärker [473](#)

Verbrauchszyklen [517](#)

Verfügbarkeit [718](#)

Vergrößerungsfunktion [637](#)

Verhaltensmuster [60](#)

Vernetzung [765](#)

Vernetzung  
Motor/Bremse/Lenkung [777](#)

Vernetzung  
Reifen/Bremse/Fahrwerk [777](#)

Verschiebekraft [680](#)

Verschleiß [285](#)

Verschleißeigenschaft [617](#)

Verschleißindikator [305](#)

Verschleißprogramm [693](#)

Verstärker-Bremsanlagen [8](#)

Verstärkungsfaktor [166](#)

Verstelldämpfer [559](#)

Verzögerung [378](#)

Verzögerungsbremsung [17](#)

Vibration [48, 629, 682](#)

Vibrationsfestigkeit [707](#)

Viskositätsprobleme [491](#)

V-Modell [424](#)

Vollbelag-Scheibenbremse [8](#)

Vollbremsverzögerung [89](#)

Volumenaufnahme [134, 680](#)

Volumenverblendung [466, 467, 470, 471, 473–475](#)

Volumenverblendung/  
Pedalkraftsimulation [467, 473](#)

Vorderradbremssung [264](#)

Vorgehensmodell [422](#)

Vorschrift [256](#)

## W

Wahrnehmungssystem [59](#)

Warpressprozess [589](#)

Warnkaskade [743](#)

Wartung [748](#)

Wave Scheibe [309](#)

Wegsimulator [486](#)

Werkzeugmaschinen [416](#)

Windkraftanlage [615](#)

Wirbelstrombremse [406](#)

Wirksamkeit [681, 693](#)

Wöhlerkurve [715](#)

Working Party 29 (WP.29) [733](#)

World Forum for Harmonization of  
Vehicle Regulations [733](#)

## X

X-Aufteilung [130](#)

x-by-wire [768](#)

## Z

Zielschlupf [534](#)

Zug [391](#)

Zugabstimmung [259](#)

Zuganker [166](#)

Zulassung [256](#)

Zulassungsverfahren [731](#)

Zusammensetzung von  
Reibmaterialien [581](#)

Zusatzmoment [615](#)

Zuverlässigkeit [24, 717](#)

Zweiradmodell [262](#)

Zwischenschicht [579](#)

Zwitschern [636](#)